

Министерство сельского хозяйства РФ

ФГБОУ ВО Брянский ГАУ

Инженерно-технологический институт

Кафедра технического сервиса

Никитин В.В.

РАСЧЕТ ПРИВОДА, СОДЕРЖАЩЕГО ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ РЕДУКТОР

*Учебное пособие для студентов
инженерно-технологического института,
осваивающих образовательные программы бакалавриата
по направлениям подготовки:
35.03.06 Агроинженерия,
23.03.02 Наземные транспортно-технологические комплексы,
19.03.04 Технология продукции и организация общественного
питания*

Брянск – 2023

УДК 621.82/.85 (07)

ББК 34.447

Н 62

Никитин, В. В. Расчет привода, содержащего цилиндрический редуктор: учебное пособие для студентов инженерно-технологического института, осваивающих образовательные программы бакалавриата по направлениям подготовки: 35.03.06 Агроинженерия, 23.03.02 Наземные транспортно-технологические комплексы, 19.03.04 Технология продукции и организация общественного питания / В. В. Никитин. – Брянск: Изд-во Брянский ГАУ, 2023. – 125 с.

В учебном пособии приведен пример расчета механических передач, содержащих цилиндрический редуктор. Приводятся справочные данные, необходимые для его расчета.

Учебное пособие предназначено для практической и самостоятельной работы студентов по дисциплине «Детали машин и основы конструирования, подъемно-транспортные машины», при выполнении расчетно-графических работ для студентов высших учебных заведений квалификации бакалавр по направлениям подготовки 35.03.06 Агроинженерия, 23.03.02 Наземные транспортно-технологические комплексы, 19.03.04 Технология продукции и организация общественного питания.

Рецензент: д.т.н., профессор Купреенко А.И., профессор кафедры ТОЖиПП инженерно-технологического института Брянского ГАУ; д.с.-х.н., профессор Ожерельев В.Н., профессор кафедры технических систем в агробизнесе, природообустройстве и дорожном строительстве инженерно-технологического института Брянского ГАУ.

Рекомендовано к изданию методической комиссией инженерно-технологического института Брянского ГАУ, протокол № 4 от 28.11.2023 года.

© Брянский ГАУ, 2023

© Никитин В.В., 2023

© Синяя Н.В., 2023

ВВЕДЕНИЕ

Курс деталей машин завершает цикл общетехнических дисциплин и обязывает студента активно использовать знания из ряда предыдущих дисциплин для решения инженерных задач. Так для определения усилий, действующих на звенья механизма, потерь на трение, исследования кинематики необходимы сведения из курсов теоретической механики и ТММ; расчеты прочности и деформаций базируются на данных курса сопротивления материалов. Выбор материалов деталей машин, вида термообработки, способа изготовления, рациональных форм, назначение размеров и их точности основывается на сведениях из курсов материаловедения, технологии материалов и т.д.

Учебный курс деталей машин преподают на инженерных факультетах всех вузов, включая сельскохозяйственные. Им завершается общетехническая подготовка студентов. Именно выполняя свой первый проект, будущий инженер приобретает навыки конструирования техники. Конструирование представляет собой творческий поиск оптимального варианта структурного синтеза механизма (машины), материалов, форм и размеров деталей, а также установление взаимосвязи различных элементов для реализации требований технического задания с учетом достижений науки и техники и возможностей промышленности.

В основу методики работы над проектом положено его деление на ряд последовательно решаемых задач. Это систематизирует работу над проектом; создается необходимая ритмичность его выполнения, которая обеспечивает своевременность, как сдачи отдельных задач, так и защиты проекта.

Значение курса деталей машин можно выразить так: «Нельзя построить ни одну машину, не умея конструировать, рассчитывать и изготавливать ее детали».

Предлагаемое методическое пособие предназначено для выполнения курсового и дипломных проектов, но может быть использовано и в реальной производственной деятельности инженеров, занимающихся конструированием, эксплуатацией и ремонтом сельскохозяйственной техники.

Задача № 1. Спроектировать привод к ленточному транспортеру для зерносклада.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

$P_{\text{вых}}(P_2)=4 \text{ кВт}$ – мощность на выходном валу привода;

$\omega_{\text{вых}}(\omega_2)=20 \text{ с}^{-1}$ – угловая скорость на выходном валу привода;

$L_h=15000 \text{ ч}$ – срок службы привода.

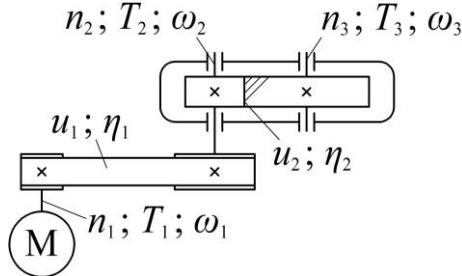


Рисунок 1.1 – Схема привода

1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1.1 Вращающий момент на выходном валу привода

$$T_{\text{вых}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\omega_{\text{вых}}} = \frac{4 \cdot 10^3}{20} = 200 \text{ Нм.}$$

1.2 Мощность на быстроходном валу привода

$$P_1 = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}},$$

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

Общий КПД привода определим следующим образом [приложение, табл. 1]

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n^2,$$

где η_1 – КПД ременной передачи, равный 0,95...0,97;

η_2 – КПД закрытой цилиндрической передачи, равный 0,96...0,97;

η_n – КПД пары подшипников, равный 0,99...0,995 [приложение, табл. 2]; [1, стр. 42, табл. 2.2].

Принимаем $\eta_1=0,97$; $\eta_2=0,97$; $\eta_n=0,99$.

Подставив все составляющие в формулу, получим

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

Тогда мощность на быстроходном валу привода составит

$$P_1 = \frac{4 \cdot 10^3}{0,92} = 4347,83 \text{ Вт} = 4,35 \text{ кВт}.$$

1.3 Выбор электродвигателя

Принимаем электродвигатель 4АМ132S6У3 ближайшей большей мощностью $P_{\text{ном}} = P_1 = 5,5 \text{ кВт}$, синхронной частотой вращения $n_c = 1000 \text{ мин}^{-1}$, номинальной частотой вращения $n_{\text{ном}} = n_1 = 965 \text{ мин}^{-1}$ [приложение, табл. 4]; [1, стр. 406, табл. К9]; [2, стр. 385, приложение 1].

1.4 Общее передаточное число привода

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\text{вых}}},$$

где $n_{\text{ном}}$ – номинальная частота вращения вала электродвигателя, мин^{-1} ;

$n_{\text{вых}}$ – частота вращения на выходном валу привода, мин^{-1} .

$$n_{\text{вых}} = \frac{\omega_{\text{вых}} \cdot 30}{\pi},$$

где $\omega_{\text{вых}}$ – угловая скорость на выходном валу привода, с^{-1} .

$$n_{\text{вых}} = \frac{20 \cdot 30}{3,14} = 191,08 \text{ мин}^{-1}.$$

Тогда общее передаточное число привода составит

$$u_{\text{общ}} = \frac{965}{191,08} = 5,05.$$

1.5 Разбивка общего передаточного числа привода по ступеням

$$u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2,$$

где u_1 – передаточное число ременной передачи;

u_2 – передаточное число закрытой цилиндрической передачи.

Принимаем $u_2 = 2,5$ [приложение, табл. 3]; [1, стр. 45, табл. 2.3]; [2, стр. 48, табл. 4.2].

Тогда передаточное число ременной передачи

$$u_1 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_2} = \frac{5,05}{2,5} = 2,02.$$

1.6 Частоты вращения, угловые скорости и вращающие моменты на валах привода

Частоты вращения

$$\begin{aligned}n_1 &= n_{\text{ном}} = 965 \text{ мин}^{-1}; \\n_2 &= \frac{n_1}{u_1} = \frac{965}{2,02} = 477,72 \text{ мин}^{-1}; \\n_3 &= \frac{n_2}{u_2} = \frac{477,72}{2,5} = 191,08 \text{ мин}^{-1}.\end{aligned}$$

Угловые скорости

$$\begin{aligned}\omega_1 &= \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 965}{30} = 101 \text{ с}^{-1}; \\ \omega_2 &= \frac{\omega_1}{u_1} = \frac{101}{2,02} = 50 \text{ с}^{-1}; \\ \omega_3 &= \frac{\omega_2}{u_2} = \frac{50}{2,5} = 20 \text{ с}^{-1}.\end{aligned}$$

Вращающие моменты

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{4347,83}{101} = 43,05 \text{ Нм};$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_n = 43,05 \cdot 2,02 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 83,51 \text{ Нм};$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n = 83,51 \cdot 2,5 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 200,49 \text{ Нм}.$$

Определим погрешность вращающего момента на выходном валу привода

$$\begin{aligned}\Delta T &= \frac{|T_{\text{вых}} - T_2|}{T_{\text{вых}}} \cdot 100\% \leq 5\%; \\ \Delta T &= \frac{|200 - 200,49|}{200} \cdot 100\% = 0,25\% < 5\%.\end{aligned}$$

Определим погрешность угловой скорости на выходном валу привода

$$\Delta\omega = \frac{|\omega_{\text{вх}} - \omega_2|}{\omega_{\text{вх}}} \cdot 100\% \leq 5\%;$$

$$\Delta\omega = \frac{|20 - 20|}{20} \cdot 100\% = 0\% < 5\%.$$

Расчет величин T_3 и ω_3 одновременно выполняет роль проверки. Некоторая разница этих параметров в сравнении с заданием возможна в результате округления величин в процессе расчетов.

Оба условия выполняются.

Кинематические параметры привода определены. Приступим к расчетам закрытой цилиндрической передачи.

2 РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.1 Считаем, что шестерня и колесо изготавливаются из одного материала – сталь 40Х улучшенная, твердостью $\leq 350 \text{ HB}$, разность средних твердостей $\text{HB}_{1\text{cp}} - \text{HB}_{2\text{cp}} = 20 \dots 50$ [приложение, табл. 6]; [1, стр. 52, табл. 3.1].

Определим механические характеристики для стали 40Х [приложение, табл. 5]; [1, стр. 53, табл. 3.2]:

а) для шестерни – твердость $269 \dots 302 \text{ HB}_1$, предел выносливости $\sigma_B = 900 \text{ МПа}$, предел текучести $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$;

б) для колеса – твердость $235 \dots 262 \text{ HB}_2$, предел выносливости $\sigma_B = 790 \text{ МПа}$, предел текучести $\sigma_T = 640 \text{ МПа}$.

2.2 Средняя твердость зубьев шестерни и колеса равна

$$\text{HB}_{1\text{cp}} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5;$$

$$\text{HB}_{2\text{cp}} = \frac{235 + 262}{2} = 248,5.$$

2.3 Определить допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$. Для этого рассчитаем коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N}},$$

где N_{HO} – число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости;

N – число циклов перемены напряжений за весь срок службы.

а) Для шестерни

$$N_1 = 573 \cdot \omega_2 \cdot L_h,$$

где ω_2 – угловая скорость на валу шестерни, c^{-1} ;

L_h – срок службы привода, ч.

$$N_1 = 573 \cdot 50 \cdot 15000 = 429,75 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

б) Для колеса

$$N_2 = 573 \cdot \omega_3 \cdot L_h,$$

где ω_3 – угловая скорость на валу колеса, c^{-1} ;

$$N_2 = 573 \cdot 20 \cdot 15000 = 171,9 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

При средней твердости зубьев шестерни $HB_{1cp}=285,5$ число циклов перемены напряжений равно $N_{HO1}=22,54 \cdot 10^6$ циклов; при средней твердости зубьев колеса $HB_{2cp}=248,5$ число циклов перемены напряжений равно $N_{HO2}=16,31 \cdot 10^6$ циклов [приложение, табл. 7]; [1, стр. 55, табл. 3.3].

Так как $N_1 > N_{HO1}$ и $N_2 > N_{HO2}$, то $K_{HL1}=1$ и $K_{HL2}=1$.

Допускаемые напряжения при числе циклов перемены напряжений определим следующим образом [приложение, табл. 6]; [1, стр. 52, табл. 3.1]:

а) для шестерни

$$[\sigma]_{HO1} = 1,8 \cdot HB_{1cp} + 67 = 1,8 \cdot 285,5 + 67 = 580,9 \text{ МПа};$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{HO2} = 1,8 \cdot HB_{2cp} + 67 = 1,8 \cdot 248,5 + 67 = 514,3 \text{ МПа}.$$

Тогда допускаемые контактные напряжения будут равны

а) для шестерни

$$[\sigma]_{H1} = K_{HL1} \cdot [\sigma]_{HO1} = 1 \cdot 580,9 = 580,9 \text{ МПа};$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{H2} = K_{HL2} \cdot [\sigma]_{HO2} = 1 \cdot 514,3 = 514,3 \text{ МПа}.$$

2.4 Определить допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни $[\sigma]_{F1}$ и колеса $[\sigma]_{F2}$. Для этого рассчитаем коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N}},$$

где N_{FO} – число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости. Для всех сталей $N_{FO}=4 \cdot 10^6$ циклов;
 N – число циклов перемены напряжений за весь срок службы (определено в пункте 2.3).

Так как $N_1 > N_{FO1}$ и $N_2 > N_{FO2}$, то $K_{FL1}=1$ и $K_{FL2}=1$.

Допускаемые напряжения при числе циклов перемены напряжений определим следующим образом [приложение, табл. 6]; [1, стр. 52, табл. 3.1]:

а) для шестерни

$$[\sigma]_{FO1} = 1,03 \cdot HB_{1cp} = 1,03 \cdot 285,5 = 294,07 \text{ МПа};$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{FO2} = 1,03 \cdot HB_{2cp} = 1,03 \cdot 248,5 = 255,96 \text{ МПа}.$$

Тогда допускаемые напряжения изгиба будут равны

а) для шестерни

$$[\sigma]_{F1} = K_{FL1} \cdot [\sigma]_{FO1} = 1 \cdot 294,07 = 294,07 \text{ МПа};$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{F2} = K_{FL2} \cdot [\sigma]_{FO2} = 1 \cdot 255,96 = 255,96 \text{ МПа}.$$

2.5 Определить межосевое расстояние передачи

$$a_w \geq K_a \cdot (u_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{\psi_a \cdot u_2^2 \cdot [\sigma]_H^2}} \cdot K_{H\beta},$$

где K_a – вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач $K_a=43$ (прямозубых – $K_a=49,5$);

ψ_a – коэффициент ширины венца колеса, равный 0,28...0,36. Принимаем $\psi_a=0,28$;

u_2 – передаточное число закрытой цилиндрической передачи;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение колеса с менее прочным зубом, МПа. Поскольку $[\sigma]_{H1} > [\sigma]_{H2}$, то менее прочным является колесо. Следовательно $[\sigma]_H=514,3$ МПа;

T_3 – вращающий момент на тихоходном валу редуктора, *Нм*;
 $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине
зуба. Для прирабатывающихся зубьев $K_{H\beta}=1$.

$$a_w = 43 \cdot (2,5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{200,49 \cdot 10^3}{0,28 \cdot 2,5^2 \cdot 514,3^2}} \cdot 1 = 113,87 \text{ мм.}$$

На основании ГОСТ 6636-69 полученное значение межосевого расстояния округлим до ближайшего значения.

Принимаем $a_w=125$ мм [приложение, табл. 8]; [1, стр. 326, табл. 13.15].

2.6 Определить модуль зацепления

$$m \geq \frac{2 \cdot K_m \cdot T_3 \cdot 10^3}{d_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F},$$

где K_m – вспомогательный коэффициент. Для прямозубых передач $K_m=5,8$ (прямозубых – $K_m=6,8$);

T_3 – вращающий момент на тихоходном валу редуктора, *Нм*;

d_2 – делительный диаметр колеса, *мм*;

b_2 – ширина венца колеса, *мм*;

$[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба материала колеса с менее прочным зубом, *МПа*. Поскольку $[\sigma]_{F1} > [\sigma]_{F2}$, то менее прочным является колесо. Следовательно $[\sigma]_F=255,96$ *МПа*.

Делительный диаметр колеса

$$d_2 = \frac{2 \cdot a_w \cdot u_2}{u_2 + 1} = \frac{2 \cdot 125 \cdot 2,5}{2,5 + 1} = 178,57 \text{ мм,}$$

где u_2 – передаточное число закрытой цилиндрической передачи.

Ширина венца колеса

$$b_2 = \psi_a \cdot a_w = 0,28 \cdot 125 = 35 \text{ мм.}$$

Тогда модуль зацепления составит

$$m = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 200,49 \cdot 10^3}{178,57 \cdot 35 \cdot 255,96} = 1,45 \text{ мм.}$$

Полученное значение модуля m округлим в ближайшую большую сторону до стандартного.

Принимаем $m=1,5$ мм [приложение, табл. 9]; [1, стр. 62].

2.7 Угол наклона зубьев для косозубых передач

$$\beta = \arcsin\left(\frac{3,5 \cdot m}{b_2}\right) = \arcsin\left(\frac{3,5 \cdot 1,5}{35}\right) = 8,63^\circ,$$

где m – модуль зацепления, мм;

b_2 – ширина венца колеса, мм.

В косозубых передачах угол наклона зубьев принимают $\beta=8\dots 16^\circ$, но из-за роста осевых сил F_a в зацеплении желательно получить его меньшие значения, варьируя величиной модуля m и шириной колеса b_2 .

2.8 Определить суммарное число зубьев шестерни и колеса

$$z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m} = \frac{2 \cdot 125 \cdot \cos 8,63^\circ}{1,5} = 164,78.$$

Полученное значение округлить в меньшую сторону до целого числа.

Принимаем $z_\Sigma=164$.

2.9 Уточнить действительную величину угла наклона зубьев для косозубых передач

$$\beta = \arccos\left(\frac{z_\Sigma \cdot m}{2 \cdot a_w}\right) = \arcsin\left(\frac{164 \cdot 1,5}{2 \cdot 125}\right) = 10,26^\circ,$$

где m – модуль зацепления, мм;

a_w – межосевое расстояние, мм.

2.10 Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{1 + u_2} = \frac{164}{1 + 2,5} = 46,86,$$

где u_2 – передаточное число закрытой цилиндрической передачи.

При необходимости полученное значение округлить до ближайшего целого числа. Из условия уменьшения шума и отсутствия подрезания зубьев рекомендуется $z_1 \geq 18$.

Принимаем $z_1=47$.

2.11 Число зубьев колеса

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 164 - 47 = 117.$$

2.12 Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu от заданного u_1

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{117}{47} = 2,49;$$

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u_2|}{u_2} \cdot 100\% \leq 4\% ;$$

$$\Delta u = \frac{|2,49 - 2,5|}{2,5} \cdot 100\% = 0,4\% < 4\%.$$

Условие выполняется.

2.13 Определить фактическое межосевое расстояние

$$a_w = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{(47 + 117) \cdot 1,5}{2 \cdot \cos 10,26^\circ} = 125 \text{ мм}.$$

2.14 Основные геометрические параметры передачи

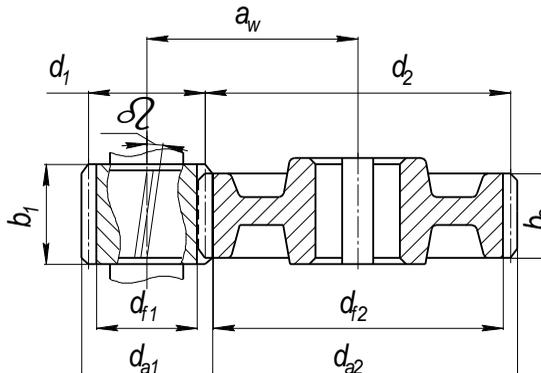


Рисунок 1.2 – Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

а) Для шестерни

- делительный диаметр

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 47}{\cos 10,26^\circ} = 71,6 \text{ мм};$$

- диаметр вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 71,6 + 2 \cdot 1,5 = 74,6 \text{ мм};$$

- диаметр впадин зубьев

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 71,6 - 2,4 \cdot 1,5 = 68 \text{ мм};$$

- ширина венца

$$b_1 = b_2 + (2...4) \text{ мм} = 35 + (2...4) \text{ мм} = 37...39 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_1=40$ мм [приложение, табл. 14].

б) Для колеса

- делительный диаметр

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 117}{\cos 10,26^\circ} = 178,4 \text{ мм};$$

- диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 178,4 + 2 \cdot 1,5 = 181,4 \text{ мм};$$

- диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = 178,4 - 2,4 \cdot 1,5 = 174,8 \text{ мм};$$

- ширина венца

$$b_2 = \psi_a \cdot a_w = 0,28 \cdot 125 = 35 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2=35$ мм [приложение, табл. 14].

Точность вычисления делительных диаметров колес до 0,1 мм. Значение ширины зубчатых венцов округляют до целого числа по нормальным линейным размерам [приложение, табл. 14]; [1, стр. 326, табл. 13.15].

2.15 Проверить межосевое расстояние

$$a_w = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{(71,6 + 178,4)}{2} = 125 \text{ мм}.$$

2.16 Проверить контактные напряжения

$$\sigma_H = K \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u_\phi + 1)}{d_2 \cdot b_2}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \leq [\sigma]_H,$$

где K – вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач $K=376$ (прямозубых – $K=436$);

F_t – окружная сила в зацеплении, H ;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (прямозубых колес $K_{H\alpha}=1$);

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев $K_{H\beta}=1$;

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение колеса с менее прочным зубом, МПа. Поскольку $[\sigma]_{H1} > [\sigma]_{H2}$, то менее прочным является колесо. Следовательно $[\sigma]_H = 514,3$ МПа.

Окружная сила в зацеплении

$$F_t = \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 200,49 \cdot 10^3}{178,4} = 2247,65 \text{ Н.}$$

Окружная скорость на колесе

$$v_2 = \frac{\omega_3 \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{20 \cdot 178,4}{2 \cdot 10^3} = 1,78 \text{ м/с.}$$

Для скорости колеса равной $v_2 = 1,78$ м/с соответствует 9 степень точности передачи [приложение, табл. 10]; [1, стр. 64, табл. 4.2]. Тогда коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями составит $K_{H\alpha} = 1,11$ (рис. 1.3), а коэффициент динамической нагрузки составит $K_{Hv} = 1,03$ [приложение, табл. 11]; [1, стр. 64, табл. 4.3].

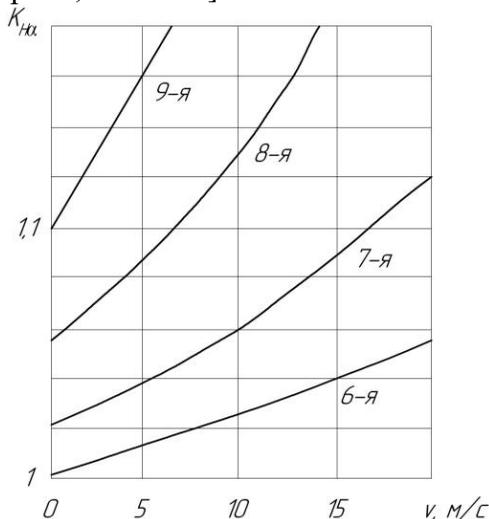


Рисунок 1.3 – График для определения коэффициента $K_{H\alpha}$ по кривым степени точности

Следовательно, контактные напряжения будут равны

$$\sigma_H = 376 \cdot \sqrt{\frac{2247,65 \cdot (2,49 + 1)}{178,4 \cdot 35}} \cdot 1,11 \cdot 1 \cdot 1,03 = 450,62 \text{ МПа.}$$

Условие выполняется.

Определим фактическую недогрузку (перегрузку) передачи

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma]_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{450,62 - 514,3}{514,3} \cdot 100\% = -12,38\%.$$

Знак «-» означает недогрузку передачи, знак «+» – перегрузку передачи. Допускаемая недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma]_H$) не более 10% и перегрузка ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5%. В случае кода недогрузка передачи превышает указанную величину, то необходимо изменить ширину венца колеса b_2 . Если эта мера не даст желаемого результата, то необходимо либо увеличить межосевое расстояние a_w , либо назначить другие материалы колес или другую термообработку, пересчитать допускаемые контактные напряжения и повторить весь расчет передачи.

В нашем случае недогрузка составляет 12,38%.

2.17 Проверить напряжения изгиба зубьев шестерни и колеса

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t}{b_2 \cdot m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F1}}{Y_{F1}} \leq [\sigma]_{F1},$$

где Y_{F1} и Y_{F2} – коэффициенты формы зуба шестерни и колеса, определяются в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни и колеса;

Y_{β} – коэффициент, учитывающий наклон зуба (для прямозубых колес $Y_{\beta}=1$);

F_t – окружная сила в зацеплении, H ;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (для прямозубых колес $K_{F\alpha}=1$);

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев колес $K_{F\beta}=1$;

K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи;

m – модуль зацепления, мм;

b_2 – ширина венца колеса, мм;

$[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба материала колеса с менее прочным зубом, МПа.

Эквивалентное число зубьев

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{47}{\cos^3 10,26^\circ} = 49,$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{117}{\cos^3 10,26^\circ} = 123,$$

где z_1, z_2 – соответственно число зубьев шестерни и колеса;
 β – угол наклона зубьев, град.

При числе зубьев шестерни $z_{v1}=49$ и колеса $z_{v2}=123$ коэффициенты формы зуба соответственно равны $Y_{F1}=3,66$ и $Y_{F2}=3,6$ [приложение, табл. 13]; [1, стр. 67, табл. 4.4].

При скорости колеса $v_2=1,78$ м/с и 9 степени точности передачи коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями $K_{F\alpha}=1$ [приложение, табл. 12], а коэффициент динамической нагрузки равен $K_{Fv}=1,06$ [приложение, табл. 11]; [1, стр. 64, табл. 4.3].

Коэффициент, учитывающий наклон зуба

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ} = 1 - \frac{10,26^\circ}{140^\circ} = 0,93,$$

где β – угол наклона зубьев, град.

Тогда напряжения изгиба зубьев колеса составят

$$\sigma_{F2} = 3,6 \cdot 0,93 \cdot \frac{2247,65}{35 \cdot 1,5} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,06 = 151,94 \text{ МПа.}$$

$$151,94 \text{ МПа} < 255,96 \text{ МПа.}$$

Условие выполняется.

Напряжения изгиба зубьев шестерни равны

$$\sigma_{F1} = 151,94 \cdot \frac{3,66}{3,6} = 154,47 \text{ МПа.}$$

$$154,47 \text{ МПа} < 294,07 \text{ МПа.}$$

Условие выполняется

При проверочном расчете σ_F значительно меньше $[\sigma]_F$ и это допустимо. Если $\sigma_F > [\sigma]_F$ свыше 5%, то надо увеличить модуль m , соответственно пересчитать число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 и повторить проверочный расчет на изгиб.

3 РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1 Выбор сечения ремня

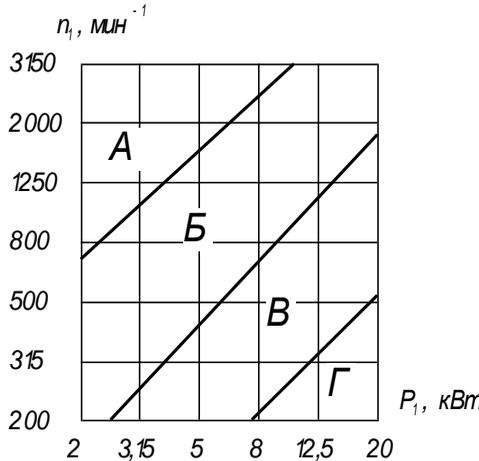


Рисунок 1.4 – Номограмма для выбора клиновых ремней нормального сечения

При мощности двигателя $P_{ном}=P_1=5,5 \text{ кВт}$ и частоте вращения $n_{ном}=n_1=965 \text{ мин}^{-1}$ по номограмме принимаем клиновой ремень нормального сечения «Б» (рис. 1.4); [1, стр. 86, рис. 7.2].

3.2 Минимально допустимый диаметр ведущего шкива

Для выбранного сечения ремня «Б» минимально допустимый диаметр шкива равен $d_{1\text{min}}=125 \text{ мм}$ [приложение, табл. 15]; [1, стр. 87, табл. 5.4].

3.3 Задаться расчетным диаметром ведущего шкива

В целях повышения срока службы ремней рекомендуется применять ведущие шкивы диаметром несколько большего размера в сравнении с минимально допустимым.

Принимаем $d_1=140 \text{ мм}$ [приложение, табл. 16].

3.4 Определить диаметр ведомого шкива

$$d_2 = d_1 \cdot u_1 \cdot (1 - \varepsilon),$$

где u_1 – передаточное число ременной передачи;

ε – коэффициент скольжения, равный 0,01...0,02. Принимаем $\varepsilon=0,02$.

$$d_2 = 140 \cdot 2,02 \cdot (1 - 0,02) = 277,14 \text{ мм.}$$

Полученное значение диаметра округлим до ближайшего стандартного размера.

Принимаем $d_2=280$ мм [приложение, табл. 16].

3.5 Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu от заданного u_1

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{280}{140 \cdot (1 - 0,02)} = 2,04;$$

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u_1|}{u_1} \cdot 100\% \leq 3\%;$$

$$\Delta u = \frac{|2,04 - 2,02|}{2,02} \cdot 100\% = 0,99\% < 3\%.$$

Условие выполняется.

В случае невыполнения условия, необходимо выбрать диаметр ведомого шкива из ряда дополнительных размеров и повторить расчет [приложение, табл. 14].

3.6 Определить ориентировочное межосевое расстояние

$$a \geq 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h,$$

где h – высота сечения ремня, мм. Для нормального сечения ремня «Б» его высота равна $h=10,5$ мм [приложение, табл. 20]; [1, стр. 440, табл. К31].

$$a = 0,55 \cdot (140 + 280) + 10,5 = 241,5 \text{ мм.}$$

3.7 Определить расчетную длину ремня

$$\begin{aligned} l &= 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} = \\ &= 2 \cdot 241,5 + \frac{3,14}{2} \cdot (280 + 140) + \frac{(280 - 140)^2}{4 \cdot 241,5} = 1163,02 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Полученное значение l округлить до ближайшего большего стандартного размера.

Принимаем $l=1250$ мм [приложение, табл. 17].

3.8 Уточнить значение межосевого расстояния по стандартной длине ремня

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2 \cdot l - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot l - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right\} =$$

$$= \frac{1}{8} \left\{ 2 \cdot 1250 - 3,14(280 + 140) + \sqrt{[2 \cdot 1250 - 3,14 \cdot (280 + 140)]^2 - 8 \cdot (280 - 140)^2} \right\} = 286,58 \text{ мм.}$$

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения a на $0,01l$ для того, чтобы облегчить надевание ремня на шкив. Кроме того, для увеличения натяжения ремней необходимо предусмотреть возможность увеличения a на $0,025l$.

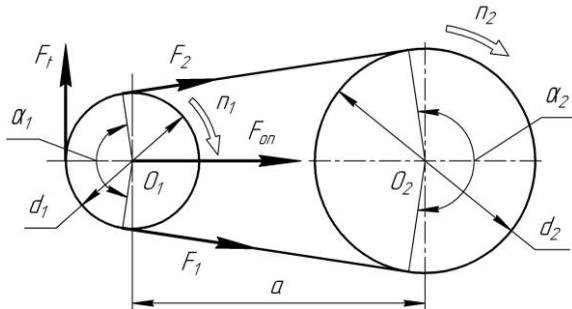


Рисунок 1.5 – Геометрические и силовые параметры ременной передачи

3.9 Определить угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{280 - 140}{286,58} = 152,15^\circ.$$

Угол α_1 должен быть $\geq 120^\circ$.

3.10 Определить скорость ремня

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} \leq [v],$$

где n_1 – частота вращения ведущего шкива, мин^{-1} ;

$[v]$ – допускаемая скорость, м/с. Для клиновых ремней допускаемая скорость равна $[v]=25$ м/с.

$$v = \frac{3,14 \cdot 140 \cdot 965}{60 \cdot 10^3} = 7,07 \text{ м/с} < 25 \text{ м/с}.$$

Условие выполняется.

3.11 Определить частоту пробегов ремня

$$U = \frac{v \cdot 10^3}{l} \leq [U],$$

где $[U]=30$ с⁻¹ – допускаемая частота пробегов.

$$U = \frac{7,07 \cdot 10^3}{1250} = 5,66 \text{ с}^{-1} < 30 \text{ с}^{-1}.$$

Условие выполняется.

3.12 Определить допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем

$$[P_n] = [P_0] \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_z,$$

где $[P_0]$ – допускаемая приведенная мощность, передаваемая одним клиновым ремнем, кВт;

C_p – коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы;

C_α – коэффициент угла обхвата на ведущем шкиве;

C_l – коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня к базовой;

C_z – коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи.

Для нормального сечения ремня «Б» при его скорости $v=7,07$ м/с допускаемая приведенная мощность, передаваемая одним клиновым ремнем равна $[P_0]=2,05$ кВт [приложение, табл. 18]; [1, стр. 89, табл. 5.5].

Поправочные коэффициенты C определим, исходя, из данных, полученных при расчете передачи, условий и режимов ее работы [приложение, табл. 19]; [1, стр. 82, табл. 5.2]:

$C_p=0,9$ – так как привод работает с умеренными колебаниями;

$C_\alpha=0,93$ – при угле обхвата $\alpha_1=152,15^\circ$;

$C_l=0,98$ – при отношении рабочей длины ремня к базовой равном 0,93;

$C_z=0,95$ – при ориентировочном количестве ремней $z=2\dots3$.

Тогда допускаемая мощность, передаваемая одним клиновым ремнем, составит

$$[P_n] = 2,05 \cdot 0,9 \cdot 0,93 \cdot 0,98 \cdot 0,95 = 1,6 \text{ кВт.}$$

3.13 Определить количество клиновых ремней

$$z = \frac{P_1}{[P_n]},$$

где P_1 – мощность на валу электродвигателя, кВт.

$$z = \frac{5,5}{1,6} = 3,44.$$

Принимаем $z=3$.

3.14 Определить силу предварительного натяжения

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_l}{z \cdot v \cdot C_\alpha \cdot C_p} = \frac{850 \cdot 5,5 \cdot 0,98}{3 \cdot 7,07 \cdot 0,93 \cdot 0,9} = 258,07 \text{ Н.}$$

3.15 Определить окружную силу, передаваемую комплектом клиновых ремней

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{v} = \frac{5,5 \cdot 10^3}{7,07} = 777,93 \text{ Н.}$$

3.16 Определить силы натяжения ведущей и ведомой ветвей

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2 \cdot z} = 258,07 + \frac{777,93}{2 \cdot 3} = 387,73 \text{ Н;}$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2 \cdot z} = 258,07 - \frac{777,93}{2 \cdot 3} = 128,42 \text{ Н.}$$

3.17 Определить силу давления ремня на вал

$$F_{on} = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 258,07 \cdot 3 \cdot \sin \frac{152,15^\circ}{2} = 1502,91 \text{ Н.}$$

3.18 Проверить прочность ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_v \leq [\sigma],$$

где σ_1 – напряжение растяжения, МПа;

σ_u – напряжения изгиба, МПа;

σ_v – напряжения от центробежных сил, МПа;

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения, МПа. Для клиновых ремней $[\sigma]_p=10$ МПа.

Напряжение растяжения

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot z \cdot A},$$

где A – площадь поперечного сечения ремня, мм². Для нормального сечения ремня «Б» площадь его поперечного сечения равна $A=138$ мм² [приложение, табл. 20]; [1, стр. 440, табл. К31].

$$\sigma_1 = \frac{258,07}{138} + \frac{777,93}{2 \cdot 3 \cdot 138} = 2,81 \text{ МПа.}$$

Напряжения изгиба

$$\sigma_u = E_u \cdot \frac{h}{d_1},$$

где E_u – модуль продольной упругости при изгибе для резиновых ремней, равный $E_u=80 \dots 100$ МПа.

Принимаем $E_u=80$ МПа.

$$\sigma_u = 80 \cdot \frac{10,5}{140} = 6 \text{ МПа.}$$

Напряжения от центробежных сил

$$\sigma_v = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6},$$

где ρ – плотность материала ремня, кг/м³. Для клиновых ремней плотность материала ремня $\rho=1250 \dots 1400$ кг/м³.

Принимаем $\rho=1250$ кг/м³.

$$\sigma_v = 1250 \cdot 7,07^2 \cdot 10^{-6} = 0,06 \text{ МПа.}$$

Тогда максимальные напряжения в сечении ведущей ветви будут равны

$$\sigma_{\max} = 2,81 + 6 + 0,06 = 8,87 \text{ МПа} < 10 \text{ МПа.}$$

Условие выполняется.

Если при расчете условие не выполняется ($\sigma_{\max} > [\sigma]_p$), то следует увеличить диаметр d_1 ведущего шкива или принять большее сечение ремня и повторить расчет передачи заново.

4 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ (ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ) РАСЧЕТ ВАЛОВ И ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

Проектный расчет ставит своей целью определить ориентировочно геометрические размеры каждой ступени вала: ее диаметр d и длину l (рис. 1.6).

Предварительный расчет валов выполняется по напряжениям кручения, то есть при этом не учитывают напряжения изгиба, концентрации напряжений во времени. Поэтому для компенсации приближенности этого метода расчетами допускаемые напряжения на кручение принимают заниженными: $[\tau]_к = 10 \dots 20 \text{ МПа}$. При этом меньшие значения $[\tau]_к$ – для быстроходного вала, большие $[\tau]_к$ – для тихоходных.

Уравнение прочности вала на кручение выглядит следующим образом

$$\tau_k = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]_к,$$

где T – вращающий момент, Нм ;

W_p – полярный момент сопротивления сечения, мм^3 ;

$[\tau]_к$ – допускаемые напряжения кручения, МПа .

Для сплошного круглого сечения вала полярный момент сопротивления равен

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \approx 0,2 \cdot d^3,$$

где d – диаметр вала, мм .

4.1 Расчет быстроходного вала редуктора (вал-шестерня)

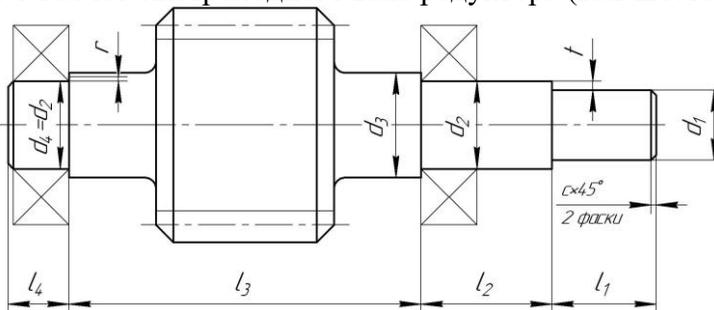


Рисунок 1.6 – Конструкция быстроходного вала редуктора

Диаметр ступени под шкив ременной передачи

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_к}},$$

где T_2 – вращающий момент на валу шестерни, *Нм*;

$[\tau]_к$ – допускаемые напряжения кручения, *МПа*. Для быстроходных валов $[\tau]_к=10$ *МПа*.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{83,51 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 10}} = 34,69 \text{ мм.}$$

Независимо от расчета, диаметр выходного конца вала должен быть равен

$$d_1 = (0,8...1,2) \cdot d_{\text{дв}},$$

где $d_{\text{дв}}$ – диаметр вала электродвигателя, *мм*.

Для выбранного электродвигателя 4АМ132S6У3 (см. п. 1.3) диаметр его вала составляет $d_{\text{дв}}=38$ *мм* [приложение, табл. 30]; [1, стр. 407, табл. К10].

$$d_1 = (0,8...1,2) \cdot 38 = 30,4...45,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_1=35$ *мм* [приложение, табл. 14].

Длина ступени под шкив ременной передачи

$$l_1 = (1,2...1,5) \cdot d_1 = (1,2...1,5) \cdot 35 = 42...52,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_1=50$ *мм* [приложение, табл. 14].

Диаметр ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник

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

где d_1 – диаметр ступени под полумуфту, *мм*;

t – высота буртика (рис. 1.6), *мм*.

При диаметре первой ступени вала $d_1=35$ *мм* высота буртика равна $t=2,5$ *мм* [приложение, табл. 25].

$$d_2 = 35 + 2 \cdot 2,5 = 40 \text{ мм.}$$

В целях подбора стандартного подшипника полученное значение диаметра второй ступени округлим до ближайшего размера кратностью 5 *мм*.

Принимаем $d_2=40$ *мм*.

Принимаем шариковый подшипник легкой серии – № 208 [1, стр. 115, табл. 7.2], у которого $d=40$ мм; $D=80$ мм; $B=18$ мм; $C_r=32$ кН; $C_0=17,8$ кН [1, стр. 432, табл. К27]; [приложение, табл. 27].

Длина ступени

$$l_2 = 1,5 \cdot d_2 = 1,5 \cdot 40 = 60 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_2=60$ мм [приложение, табл. 14].

Под шестерню

диаметр ступени

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r,$$

где d_2 – диаметр ступени вала под подшипник, мм;

r – координата фаски подшипника (рис. 1.6), мм.

При диаметре второй ступени вала $d_2=40$ мм координата фаски подшипника составляет $r=2,5$ мм [приложение, табл. 25].

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 40 + 3,2 \cdot 2,5 = 48 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_3=50$ мм [приложение, табл. 14].

Длина ступени

$$l_3 = b_1 + 2 \cdot x = 40 + 2 \cdot 10 = 60 \text{ мм,}$$

где b_1 – ширина венца шестерни (см. п. 2.14), мм;

x – зазор между стенкой редуктора и вращающимися поверхностями колеса, мм. Принимаем $x=10$ мм.

Принимаем $l_3=60$ мм [приложение, табл. 14].

Под подшипник

диаметр ступени

$$d_4 = d_2 = 40 \text{ мм.}$$

длина ступени

$$l_4 = T_1 + c,$$

где c – размер фаски (рис. 1.6), мм;

B – ширина подшипника быстроходного вала, мм.

При диаметре четвертой ступени вала $d_4=40$ мм размер фаски составляет $c=1,6$ мм [приложение, табл. 25].

$$l_4 = 18 + 1,6 = 19,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_4=20$ мм [приложение, табл. 14].

4.2 Эскизная компоновка редуктора

Чертеж общего вида редуктора устанавливает положение колес редукторной пары, элемента открытой передачи относительно опор (подшипников); определяет расстояние l_B и l_T между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точки приложения силы давления ременной передачи на расстоянии l_{on} от реакции смежного подшипника.

Расстояние между точками приложения реакций подшипников

$$l_B = l_3 + B = 60 + 18 = 78 \text{ мм},$$

где l_3 – длина ступени вала под шестерню, мм;

B – ширина подшипника быстроходного вала, мм.

Принимаем $l_B=80$ мм [приложение, табл. 14].

Расстояние приложения реакции ремня до смежного подшипника

$$l_{on} = \frac{l_1}{2} + \left(l_2 - \frac{B}{2} \right) = \frac{50}{2} + \left(60 - \frac{18}{2} \right) = 76 \text{ мм},$$

где l_1 – длина ступени под шкив ременной передачи, мм;

l_2 – длина ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник быстроходного вала, мм.

Принимаем $l_{on}=80$ мм [приложение, табл. 14].

4.3 Силы в зацеплении закрытой цилиндрической передачи [1, стр. 100, табл. 6.1]

Окружная сила

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{d_2},$$

где T_3 – вращающий момент на валу колеса, Нм;

d_2 – делительный диаметр колеса, мм.

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot 200,49 \cdot 10^3}{178,4} = 2247,65 \text{ Н}.$$

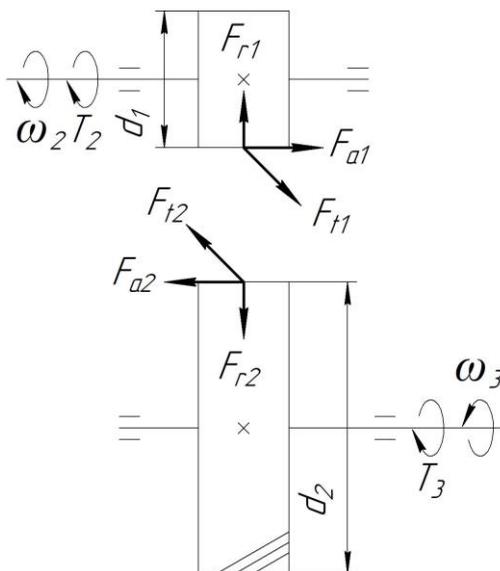


Рисунок 1.7 – Силы в зацеплении закрытой цилиндрической передачи

Радиальная сила на шестерне и колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где α – угол зацепления, град. В расчетах принимаем $\alpha=20^\circ$.

$$F_{r1} = F_{r2} = 2247,65 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 818,08 \text{ Н.}$$

Осевая сила

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

где β – угол наклона зубьев, град.

$$F_{a1} = F_{a2} = 2247,65 \cdot \operatorname{tg} 10,26^\circ = 406,85 \text{ Н.}$$

Для выполнения статического расчета быстроходного вала редуктора дополнительно потребуется сила давления ремня на вал, которая равна (см. п. 3.17)

$$F_{on} = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 258,07 \cdot 3 \cdot \sin \frac{152,15^\circ}{2} = 1502,91 \text{ Н.}$$

4.4 Статический расчет быстроходного вала редуктора
(приближенный расчет на изгиб и кручение)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: $F_{t1}=2247,65 \text{ Н}$; $F_{r1}=818,08 \text{ Н}$;
 $F_{a1}=406,85 \text{ Н}$; $F_{on}=1502,91 \text{ Н}$; $l_B=80 \text{ мм}$; $l_{on}=80 \text{ мм}$; $d_1=71,6 \text{ мм}$.

Вертикальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_A = 0; \quad F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{By} \cdot l_B + F_{on} \cdot (l_{on} + l_B) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{on} \cdot (l_{on} + l_B)}{l_B} =$$

$$= \frac{818,08 \cdot \frac{80}{2} + 406,85 \cdot \frac{71,6}{2} + 1502,91 \cdot (80 + 80)}{80} = 3596,93 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = 0; \quad -R_{Ay} \cdot l_B - F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{on} \cdot l_{on} = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{on} \cdot l_{on} - F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{l_B} =$$

$$= \frac{1502,91 \cdot 80 - 818,08 \cdot \frac{80}{2} + 406,85 \cdot \frac{71,6}{2}}{80} = 1275,94 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum F_y = 0; \quad -R_{Ay} - F_{r1} + R_{By} - F_{on} = 0;$
 $-1275,94 - 818,08 + 3596,93 - 1502,91 = 0; \quad 0 = 0.$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси OY

$$M_{1y} = 0 \text{ Нм}, \quad M_{4y} = 0 \text{ Нм}.$$

$$M_{2y} = -R_{Ay} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = -1275,94 \cdot \frac{80}{2 \cdot 10^3} = -51,04 \text{ Нм}.$$

$$M_{3y} = -F_{on} \cdot \frac{l_{on}}{10^3} = -1502,91 \cdot \frac{80}{10^3} = -120,23 \text{ Нм}.$$

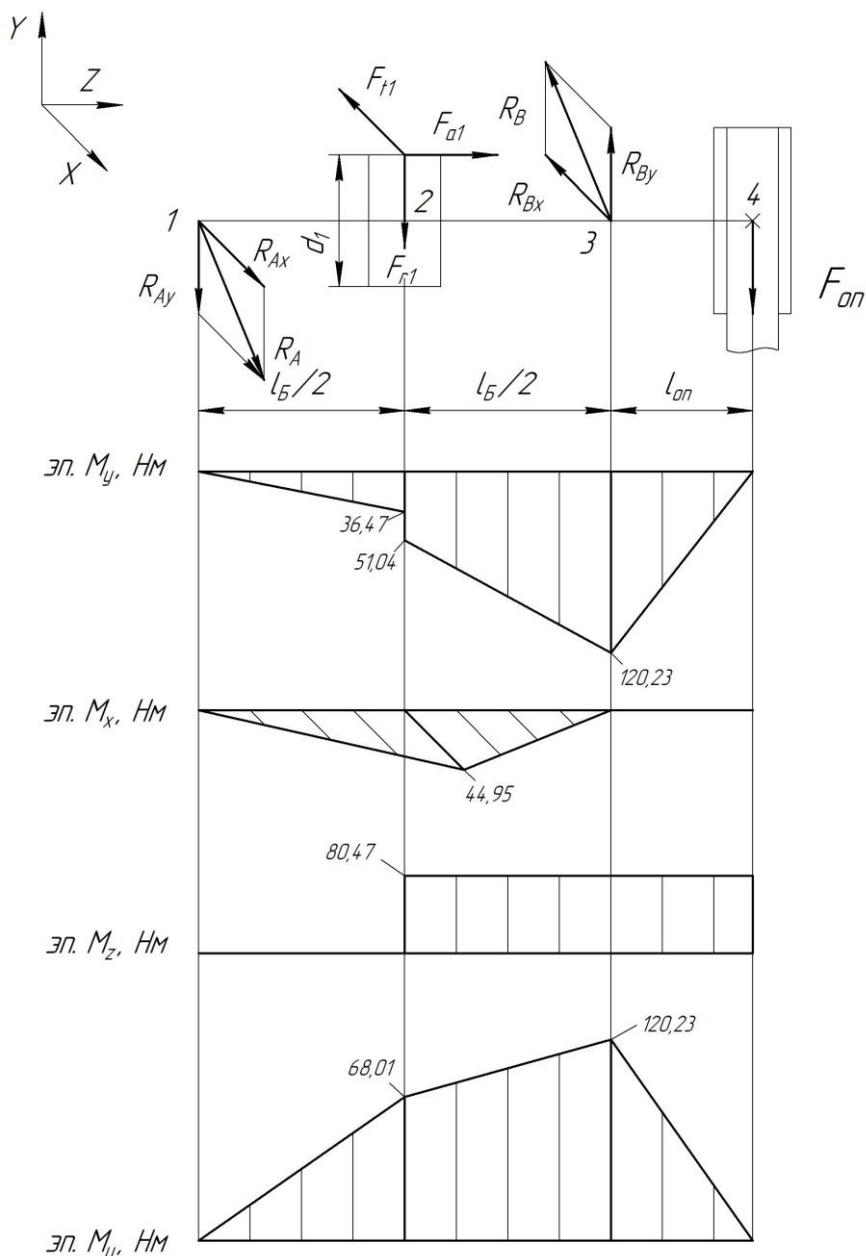


Рисунок 1.8 – Схема нагружения быстроходного вала и построение эпюр изгибающих моментов

$$\begin{aligned}
 M_{2y} &= -F_{on} \cdot \left(\frac{l_{on}}{10^3} + \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} \right) + R_{By} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = \\
 &= -1502,91 \cdot \left(\frac{80}{10^3} + \frac{80}{2 \cdot 10^3} \right) + 3596,93 \cdot \frac{80}{2 \cdot 10^3} = -36,47 \text{ Нм}.
 \end{aligned}$$

Горизонтальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_A = 0; \quad R_{Bx} \cdot l_B - F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2}}{l_B} = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{2247,65}{2} = 1123,825 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = 0; \quad -R_{Ax} \cdot l_B + F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2}}{l_B} = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{2247,65}{2} = 1123,825 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum F_x = 0; \quad R_{Ax} - F_{t1} + R_{Bx} = 0;$
 $1123,825 - 2247,65 + 1123,825 = 0; 0 = 0.$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси OX

$$M_{x1} = 0 \text{ Нм}.$$

$$M_{2x} = -R_{Ax} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = -1123,825 \cdot \frac{80}{2 \cdot 10^3} = -44,95 \text{ Нм}.$$

$$M_{x3} = 0 \text{ Нм}.$$

$$M_{x4} = 0 \text{ Нм}.$$

Эпюра крутящего момента

$$M_{\kappa} = M_z = \frac{F_{t1} \cdot d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{2247,65 \cdot 71,6}{2 \cdot 10^3} = 80,47 \text{ Нм}.$$

Суммарные реакции опор

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1123,825^2 + 1275,94^2} = 1700,3 \text{ Н.}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{1123,83^2 + 3596,93^2} = 3768,41 \text{ Н.}$$

Суммарный изгибающий момент в нагруженных сечениях

$$M_{u1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{u2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{(-44,95)^2 + 51,04^2} = 68,01 \text{ Нм.}$$

$$M_{u3} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{0^2 + (-120,23)^2} = 120,23 \text{ Нм.}$$

$$M_{u4} = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

Эквивалентный момент

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{u3}^2 + M_{\kappa}^2} = \sqrt{120,23^2 + 80,47^2} = 144,67 \text{ Нм,}$$

где M_{κ} – крутящий момент на валу шестерни, Нм.

Диаметр вала в опасном сечении (под подшипник)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}},$$

где $[\sigma]_{-1}$ – допускаемые напряжения, МПа. Для стали 40Х с закалкой ТВЧ $[\sigma]_{-1} = 50 \text{ МПа}$ [3, стр. 266, табл. 16.1].

$$d = \sqrt[3]{\frac{144,67 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 30,7 \text{ мм} < d_2 = 40 \text{ мм,}$$

где d_2 – диаметр вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник (см. п. 4.1), мм.

Условие выполняется.

4.5 Проверочный расчет подшипников быстроходного вала редуктора

Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности C_{rp} , Н, с базовой C_r , Н, или базовой долговечности L_{10h} , ч, с требуемой L_h , ч, по условиям:

$$C_{rp} \leq C_r \text{ или } L_{10h} \geq L_h.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке

$$C_{rp} = R_E \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_2 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} \leq C_r.$$

Базовая долговечность

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^m \geq L_h,$$

где C_r – базовая динамическая грузоподъемность, H ;

R_E – эквивалентная динамическая нагрузка, H ;

$m=3$ – показатель степени для шариковых подшипников;

$a_1=1$ – коэффициент надежности при безотказной работе;

a_{23} – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипников и качества его эксплуатации. При обычных условиях работы подшипника $a_{23}=0,7 \dots 0,8$ – для шариковых подшипников. Поскольку в расчетах используется радиальный шариковый подшипник (см. п. 4.1), то принимаем $a_{23}=0,8$;

L_h – срок службы привода, $ч$;

n_2 – частота вращения внутреннего кольца подшипника быстрого вала редуктора (см. п. 1.6), $мин^{-1}$.

$$n_2 = 477,72 \text{ мин}^{-1}.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$R_E = V \cdot R_r \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} \leq e;$$

$$R_E = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} > e;$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки. Для радиально-шарикового подшипника коэффициент радиальной нагрузки $X=0,56$ [1, стр. 141, табл. 9.1];

Y – коэффициент осевой нагрузки;

V – коэффициент вращения, при вращающемся внутреннем кольце $V=1$;

R_r – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника (R_A, R_B), H ;

R_a – осевая нагрузка подшипника, равная осевой силе в зацеплении F_a , H ;

e – коэффициент влияния осевого нагружения;

K_B – коэффициент безопасности. При требуемой долговечности подшипника $L_h=15000$ ч коэффициент безопасности равен $K_B=1$ [1, стр. 145, табл. 9.4];

K_T – температурный коэффициент. При рабочей температуре подшипника до $100^\circ C$ температурный коэффициент равен $K_T=1$ [1, стр. 147, табл. 9.5].

Для определения коэффициента осевой нагрузки, вычислим следующее отношение

$$\frac{R_a}{C_{0r}} = \frac{406,85}{17800} = 0,023,$$

где C_{0r} – статическая грузоподъемность подшипника, H (см. п. 4.1).

Коэффициент влияния осевого нагружения $e=0,21$ и коэффициент осевой нагрузки $Y=2,1$ [приложение, табл. 26].

Проанализируем отношение

$$\frac{R_a}{V \cdot R_{r1}} = \frac{406,82}{1 \cdot 1700,3} = 0,24 > e;$$

$$\frac{R_a}{V \cdot R_{r2}} = \frac{406,82}{1 \cdot 3768,41} = 0,11 < e,$$

где R_{r1} , R_{r2} – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника (R_A , R_B), H .

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$\begin{aligned} R_{E1} &= (X \cdot V \cdot R_{r1} + Y \cdot R_a) \cdot K_B \cdot K_T = \\ &= (0,56 \cdot 1 \cdot 1700,3 + 2,1 \cdot 406,85) \cdot 1 \cdot 1 = 1806,55 \text{ H} \end{aligned}$$

$$R_{E2} = V \cdot R_{r2} \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 3768,41 \cdot 1 \cdot 1 = 3768,41 \text{ H}.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке равна

$$\begin{aligned} C_{rp} &= R_{E2} \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_2 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} = 3768,41 \cdot \sqrt[3]{60 \cdot 477,72 \cdot \frac{15000}{1 \cdot 0,8 \cdot 10^6}} = \\ &= 30638,24 \text{ H} < 32000 \text{ H}. \end{aligned}$$

Условие выполняется

Долговечность подшипника

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C_r}{R_{E2}} \right)^m = 1 \cdot 0,8 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 477,72} \cdot \left(\frac{32000}{3768,41} \right)^3 =$$
$$= 17090,31 \text{ ч} > 15000 \text{ ч}.$$

Поскольку базовая долговечность больше чем требуемая, то предварительно выбранный подшипник № 208 пригоден. В случае невыполнения данного условия, следует перейти на среднюю серию подшипника. Если и эта мера не даст желаемого результата, то необходимо изменить тип подшипника и повторить расчет заново.

4.6 Проверочный расчет быстроходного вала

Проверочный расчет валов на прочность выполняют на совместное действие изгиба и кручения. При этом расчет отражает разновидности цикла напряжений изгиба и кручения, усталостные характеристики материалов, размеры, форму и состояние поверхности валов. Цель расчета – определить коэффициенты запаса прочности в опасных сечениях вала и сравнить их с допускаемыми:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

где S_σ , S_τ – соответственно коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям;

$[S]=1,6 \dots 2,1$ – допускаемый коэффициент запаса прочности.

Поскольку концентратором напряжений для быстроходного вала цилиндрической передачи является диаметр под подшипник d_2 (рис. 1.8), то проверочный расчет выполним применительно только для этого элемента.

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям равны

$$S_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a};$$

$$S_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a};$$

где $(\sigma_{-1})_D$ и $(\tau_{-1})_D$ – пределы выносливости в расчетном сечении вала, *МПа*;

σ_a и τ_a – амплитуда нормальных и касательных напряжений, *МПа*.

Пределы выносливости в расчетном сечении вала равны

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D};$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D},$$

где σ_{-1} и $\tau_{-1}=0,58 \cdot \sigma_{-1}$ – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, *МПа*.

Поскольку шестерня изготавливается из стали 40Х (см. п. 2.1), твердостью ≥ 45 HRC, термообработка – улучшение, то предел выносливости при симметричном цикле изгиба составляет $\sigma_{-1}=410$ *МПа* [приложение, табл. 5];

$(K_{\sigma})_D$ и $(K_{\tau})_D$ – соответственно коэффициент нормальных и касательных напряжений.

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_{\sigma})_D = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

$$(K_{\tau})_D = \left(\frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

где K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

K_F – коэффициент влияния шероховатости;

K_y – коэффициент влияния поверхности упрочнения.

При $\sigma_e=900$ *МПа* коэффициенты концентрации напряжений равны $K_{\sigma}=1,66$; $K_{\tau}=1,51$ [1, стр. 271, табл. 11.2].

При диаметре вала под подшипник $d_2=40$ мм (см. п. 4.1) коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения для стали 40Х равен $K_d=0,73$ [1, стр. 272, табл. 11.3].

При $\sigma_s=900$ МПа коэффициент влияния шероховатости составляет $K_F=1,5$ [1, стр. 272, табл. 11.4].

При $\sigma_s=900$ МПа и закалке шестерни ТВЧ коэффициент влияния поверхности упрочнения равен $K_y=1,6$ [1, стр. 272, табл. 11.5].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений равен

$$(K_\sigma)_D = \left(\frac{1,66}{0,73} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,6} = 1,73;$$

$$(K_\tau)_D = \left(\frac{1,51}{0,73} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,6} = 1,61.$$

Пределы выносливости в расчетном сечении вала равны

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{410}{1,73} = 236,99 \text{ МПа};$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{0,58 \cdot 410}{1,61} = 147,7 \text{ МПа}.$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_a = \frac{M \cdot 10^3}{W_{\text{нетто}}},$$

где M – суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении (рис. 1.8), Нм;

$W_{\text{нетто}}$ – осевой момент сопротивления сечения вала, мм³.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{32} = 6280 \text{ мм}^3,$$

где d_2 – диаметр вала под подшипник (см. п. 4.1), мм.

Тогда амплитуда нормальных напряжений составит

$$\sigma_a = \frac{120,23 \cdot 10^3}{6280} = 19,14 \text{ МПа}.$$

Амплитуда касательных напряжений

$$\tau_a = \frac{M_\kappa \cdot 10^3}{2 \cdot W_{\text{нетто}}},$$

где M_k – крутящий момент (см. п.4.4), $Hм$;
 $W_{\text{нетто}}$ – полярный момент сопротивления сечения вала,
 $мм^3$.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{16} = 12560 \text{ мм}^3.$$

Тогда амплитуда нормальных напряжений составит

$$\tau_a = \frac{80,47 \cdot 10^3}{2 \cdot 12560} = 3,2 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{236,99}{19,14} = 12,38;$$

$$S_\tau = \frac{147,7}{3,2} = 46,16.$$

Общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении

$$S = \frac{12,38 \cdot 44,77}{\sqrt{12,38^2 + 44,77^2}} = 11,93 > 1,6.$$

Поскольку условие выполняется, то прочность вала обеспечена. Практика показывает, что проектирование валов одноступенчатых редукторов на чистое кручение (см. п. 4.1), проверочные расчеты на прочность повсеместно дают удовлетворительные результаты.

4.7 Расчет тихоходного вала редуктора (вал колеса)

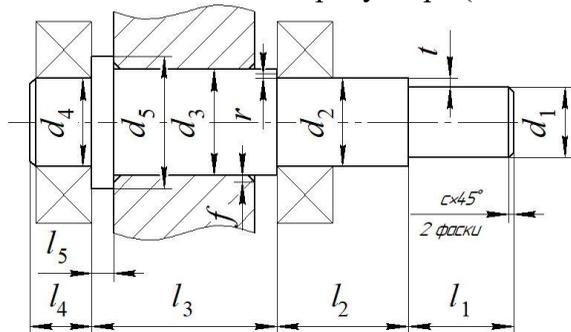


Рисунок 1.9 – Конструкция тихоходного вала редуктора

Диаметр выходного конца вала под полумуфту

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_к}},$$

где T_3 – вращающий момент на валу колеса, *Нм*;

$[\tau]_к$ – допускаемые напряжения кручения, *МПа*. Для тихоходных валов $[\tau]_к=20$ *МПа*.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{200,49 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 36,87 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_1=40$ *мм* [приложение, табл. 14].

Длина ступени под полумуфту

$$l_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot d_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot 40 = 40 \dots 60 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_1=60$ *мм* [приложение, табл. 14].

Диаметр ступени вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник

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

где t – высота буртика (рис. 1.9), *мм*.

При диаметре первой ступени вала $d_1=40$ *мм* высота буртика равна $t=2,5$ *мм* [приложение, табл. 25].

$$d_2 = 40 + 2 \cdot 2,5 = 45 \text{ мм.}$$

В целях подбора стандартного подшипника полученное значение диаметра второй ступени округлим до ближайшего размера кратностью 5 *мм*.

Принимаем $d_2=45$ *мм*.

Принимаем радиальный шариковый подшипник легкой серии – № 209 [1, стр. 115, табл. 7.2], у которого $d=45$ *мм*; $D=85$ *мм*; $T=19$ *мм*; $C_r=33,2$ *кН*; $C_0=18,6$ *кН* [1, стр. 432, табл. К27]; [приложение, табл. 27].

Длина ступени

$$l_2 = 1,25 \cdot d_2 = 1,25 \cdot 45 = 56,25 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_2=56$ *мм* [приложение, табл. 14].

Диаметр вала под колесо

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r,$$

где r – координата фаски подшипника (рис. 1.9), *мм*.

При диаметре второй ступени вала $d_2=45$ мм координата фаски подшипника составляет $r=3$ мм [приложение, табл. 25].

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 45 + 3,2 \cdot 3 = 54,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_3=56$ мм [приложение, табл. 14].

Длина ступени вала под колесо

$$l_3 = b_1 + 2 \cdot x = 40 + 2 \cdot 10 = 60 \text{ мм,}$$

где b_1 – ширина венца шестерни (см. п. 2.14), мм;

x – зазор между стенкой редуктора и вращающимися поверхностями колеса, мм. Принимаем $x=10$ мм.

Принимаем $l_3=60$ мм [приложение, табл. 14].

Диаметр ступени под подшипник

$$d_4 = d_2 = 45 \text{ мм.}$$

Длина ступени под подшипник

$$l_4 = B + c,$$

где c – размер фаски (рис. 1.9), мм;

B – ширина подшипника на тихоходном валу, мм.

При диаметре четвертой ступени вала $d_4=45$ мм размер фаски составляет $c=1,6$ мм [приложение, табл. 25].

$$l_4 = 19 + 1,6 = 20,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_4=22$ мм [приложение, табл. 14].

Диаметр упорного буртика

$$d_5 = d_3 + 3 \cdot f,$$

где f – размер фаски ступицы, мм.

При диаметре третьей ступени вала $d_3=56$ мм размер фаски ступицы составляет $f=2$ мм [приложение, табл. 25].

$$d_5 = 56 + 3 \cdot 2 = 62 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_5=63$ мм [приложение, табл. 14].

Согласно рекомендациям [1, стр. 112, табл. 7.1] длина упорного буртика должна быть не менее 10 мм.

Принимаем $l_5=10$ мм [приложение, табл. 14].

4.8 Эскизная компоновка редуктора

Чертеж общего вида редуктора устанавливает положение колес редукторной пары, элемента открытой передачи относи-

тельно опор (подшипников); определяет расстояние l_B и l_T между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точки приложения силы давления полумуфты на расстоянии l_M от реакции смежного подшипника.

Расстояние между точками приложения реакций подшипников

$$l_T = l_3 + B = 60 + 19 = 79 \text{ мм},$$

где l_3 – длина ступени вала под колесо, мм;

B – ширина подшипника тихоходного вала, мм.

Принимаем $l_T=80$ мм [приложение, табл. 14].

Расстояние приложения реакции полумуфты до смежного подшипника

$$l_M = l_1 + \left(l_2 - \frac{B}{2} \right) = 60 + \left(56 - \frac{19}{2} \right) = 106,5 \text{ мм},$$

где l_1 – длина ступени под полумуфту, мм;

l_2 – длина ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник тихоходного вала, мм.

Принимаем $l_M=110$ мм [приложение, табл. 14].

Для выполнения статического расчета тихоходного вала редуктора дополнительно потребуется консольная сила от муфты, которая определяется следующим образом [1, стр. 101, табл. 6.2]

$$F_M = 125 \cdot \sqrt{T_3},$$

где T_3 – вращающий момент на валу колеса, Нм.

$$F_M = 125 \cdot \sqrt{T_3} = 125 \cdot \sqrt{200,49} = 1769,93 \text{ Н}.$$

Принимаем $F_M=1769,93$ Н.

4.9 Статический расчет тихоходного вала редуктора (приближенный расчет на изгиб и кручение)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: $F_{t2}=2247,65 \text{ Н}$; $F_{r2}=818,08 \text{ Н}$;
 $F_{a2}=406,85 \text{ Н}$; $F_M=1769,93 \text{ Н}$; $l_T=80 \text{ мм}$; $l_M=110 \text{ мм}$; $d_2=178,4 \text{ мм}$.

Вертикальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_C = 0; \quad -R_{Dy} \cdot l_T + F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}}{l_T} = \frac{818,08 \cdot \frac{80}{2} + 406,85 \cdot \frac{178,4}{2}}{80} = 862,68 \text{ Н}.$$

$$\sum M_D = 0; \quad -R_{Cy} \cdot l_T - F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_{Cy} = \frac{F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2}}{l_T} = \frac{406,85 \cdot \frac{178,4}{2} - 818,08 \cdot \frac{80}{2}}{80} = 44,6 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum F_y = 0; \quad -R_{Cy} - F_{r2} + R_{Dy} = 0;$
 $-44,6 - 818,08 + 862,68 = 0; \quad 0 = 0.$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси OY

$$M_{y1} = 0 \text{ Нм},$$

$$M_{y2} = -R_{Cy} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} = -44,6 \cdot \frac{80}{2 \cdot 10^3} = -1,78 \text{ Нм}.$$

$$M_{y2} = R_{Dy} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} = 862,68 \cdot \frac{80}{2 \cdot 10^3} = 34,51 \text{ Нм}.$$

$$M_{y3} = 0 \text{ Нм}.$$

$$M_{y4} = 0 \text{ Нм}.$$

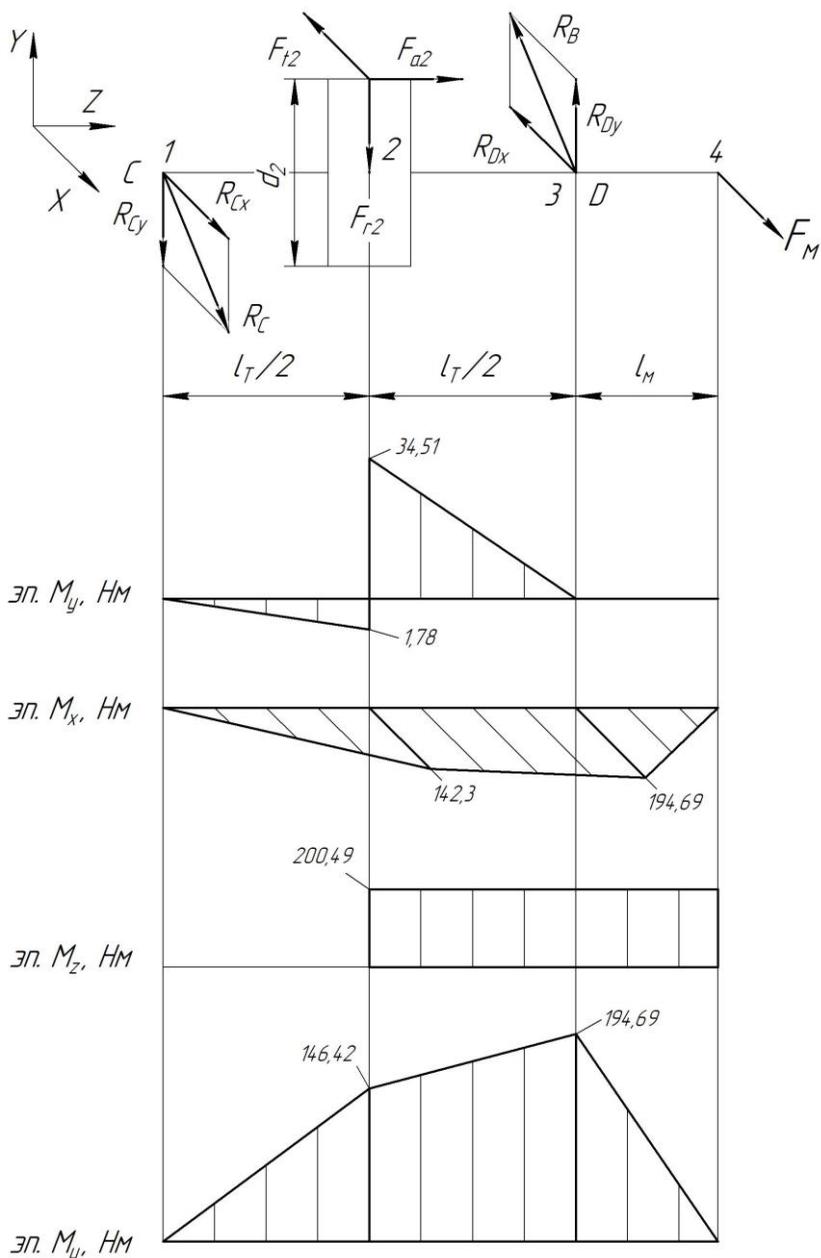


Рисунок 1.10 – Схема нагружения тихоходного вала и построение эпюр изгибающих моментов

Горизонтальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_C = 0; \quad F_M \cdot (l_M + l_T) - R_{Dx} \cdot l_T - F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} = 0;$$

$$R_{Dx} = \frac{F_M \cdot (l_M + l_T) - F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2}}{l_T} = \frac{1769,93 \cdot (110 + 80) - 2247,65 \cdot \frac{80}{2}}{80} =$$
$$= 3079,76 \text{ Н.}$$

$$\sum M_D = 0; \quad -R_{Cx} \cdot l_T + F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_M \cdot l_M = 0;$$

$$R_{Cx} = \frac{F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_M \cdot l_M}{l_T} = \frac{2247,65 \cdot \frac{80}{2} + 1769,93 \cdot 110}{80} = 3557,48 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum F_x = 0; \quad R_{Cx} - F_{t2} - R_{Dx} + F_M = 0;$
 $3557,48 - 2247,65 - 3079,76 + 1769,93 = 0; \quad 0 = 0.$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси OX

$$M_{x1} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{x2} = -R_{Cx} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} = -3557,48 \cdot \frac{80}{2 \cdot 10^3} = -142,3 \text{ Нм.}$$

$$M_{x3} = -F_M \cdot \frac{l_M}{10^3} = -1769,93 \cdot \frac{110}{10^3} = -194,69 \text{ Нм.}$$

$$M_{x4} = 0 \text{ Нм.}$$

Эпюра крутящего момента

$$M_k = M_z = \frac{F_{t2} \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{2247,65 \cdot 178,4}{2 \cdot 10^3} = 200,49 \text{ Нм.}$$

Суммарные реакции опор

$$R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{3557,48^2 + 44,6^2} = 3557,76 \text{ Н.}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{3079,76^2 + 862,68^2} = 3198,3 \text{ Н.}$$

Суммарный изгибающий момент в нагруженных сечениях

$$M_{u1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{u2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{(-142,3)^2 + 34,51^2} = 146,42 \text{ Нм.}$$

$$M_{u3} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{(-194,69)^2 + 0^2} = 194,69 \text{ Нм.}$$

$$M_{u4} = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

Эквивалентный момент

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{u3}^2 + M_{\kappa}^2} = \sqrt{194,69^2 + 200,49^2} = 279,46 \text{ Нм,}$$

где M_{κ} – крутящий (вращающий) момент на валу колеса ($M_{\kappa}=T_3$), Нм.

Диаметр вала в опасном сечении (под подшипник)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}},$$

где $[\sigma]_{-1}=70 \text{ МПа}$ – допускаемые напряжения, [3, стр. 266, табл. 16.1].

$$d = \sqrt[3]{\frac{279,46 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 70}} = 34,18 \text{ мм} < d_2 = 45 \text{ мм,}$$

где d_2 – диаметр вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник (см. п. 4.7), мм.

Условие выполняется.

4.10 Проверочный расчет подшипников тихоходного вала редуктора

Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности C_{rp}, H , с базовой C_r, H , или базовой долговечности $L_{10h}, ч$, с требуемой $L_h, ч$, по условиям:

$$C_{rp} \leq C_r \text{ или } L_{10h} \geq L_h.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке

$$C_{rp} = R_E \cdot m \cdot \sqrt[6]{60 \cdot n_3 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} \leq C_r.$$

Базовая долговечность

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^m \geq L_h,$$

где C_r – базовая динамическая грузоподъемность, H ;

R_E – эквивалентная динамическая нагрузка, H ;

$m=3$ – показатель степени для шариковых подшипников;

$a_1=1$ – коэффициент надежности при безотказной работе;

a_{23} – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипников и качества его эксплуатации. При обычных условиях работы подшипника $a_{23}=0,7 \dots 0,8$ – для шариковых подшипников. Поскольку в расчетах используется радиальный шариковый подшипник (см. п. 4.7), то принимаем $a_{23}=0,8$;

L_h – срок службы привода, ч;

n_3 – частота вращения внутреннего кольца подшипника тихоходного вала редуктора (см. п. 1.6), мин^{-1} .

$$n_3 = 191,08 \text{ мин}^{-1}.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$R_E = V \cdot R_r \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} \leq e;$$

$$R_E = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} > e;$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки. Для радиального шарикового подшипника коэффициент радиальной нагрузки $X=0,56$ [1, стр. 141, табл. 9.1];

Y – коэффициент осевой нагрузки;

V – коэффициент вращения, при вращающемся внутреннем кольце $V=1$;

R_r – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника (R_C, R_D), H ;

R_a – осевая нагрузка подшипника, равная осевой силе в зацеплении F_a , H ;

e – коэффициент влияния осевого нагружения;

K_B – коэффициент безопасности. При требуемой долговечности подшипника $L_h=15000$ ч коэффициент безопасности равен $K_B=1$ [1, стр. 145, табл. 9.4];

K_T – температурный коэффициент. При рабочей температуре подшипника до 100°C температурный коэффициент равен $K_T=1$ [1, стр. 147, табл. 9.5].

Для определения коэффициента осевой нагрузки, вычислим следующее отношение

$$\frac{R_a}{C_{0r}} = \frac{406,85}{18600} = 0,022,$$

где C_{0r} – статическая грузоподъемность подшипника, H (см. п. 4.7).

Коэффициент влияния осевого нагружения $e=0,21$ и коэффициент осевой нагрузки $Y=2,12$ [приложение, табл. 26].

Проанализируем отношение

$$\frac{R_a}{V \cdot R_{r1}} = \frac{406,82}{1 \cdot 3557,76} = 0,11 < e;$$

$$\frac{R_a}{V \cdot R_{r2}} = \frac{406,82}{1 \cdot 3198,3} = 0,13 < e,$$

где R_{r1} , R_{r2} – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника (R_C , R_B), H .

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$R_{E1} = V \cdot R_{r1} \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 3557,76 \cdot 1 \cdot 1 = 3557,76 \text{ H};$$

$$R_{E2} = V \cdot R_{r2} \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 3198,3 \cdot 1 \cdot 1 = 3198,3 \text{ H}.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке равна

$$C_{rp} = R_{E1} \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_3 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} = 3557,76 \cdot \sqrt[3]{60 \cdot 191,08 \cdot \frac{15000}{1 \cdot 0,8 \cdot 10^6}} = 21312,41 \text{ H} < 33200 \text{ H}.$$

Условие выполняется.

Долговечность подшипника

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \cdot \left(\frac{C_r}{R_{E1}} \right)^m = 1 \cdot 0,8 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 191,08} \cdot \left(\frac{33200}{3557,76} \right)^3 = 56703,23 \text{ ч} > 15000 \text{ ч}.$$

Поскольку базовая долговечность больше чем требуемая, то предварительно выбранный подшипник № 209 пригоден. В случае невыполнения данного условия, следует перейти на среднюю серию подшипника. Если и эта мера не даст желаемого результата, то необходимо изменить тип подшипника и повторить расчет заново.

4.11 Проверочный расчет тихоходного вала

Поскольку концентратором напряжений для тихоходного вала цилиндрической передачи является диаметр посадки вала под подшипник d_2 (рис. 1.10), то проверочный расчет выполним применительно только для этого элемента. При этом считаем, что вал изготавливается из стали 40Х, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ [приложение, табл. 5]; [1, стр. 53, табл. 3.2].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_\sigma)_D = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

$$(K_\tau)_D = \left(\frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

где K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

K_F – коэффициент влияния шероховатости;

K_y – коэффициент влияния поверхности упрочнения.

При $\sigma_s=900$ МПа коэффициенты концентрации напряжений равны $K_\sigma=1,65$; $K_\tau=1,5$ [1, стр. 271, табл. 11.2].

При диаметре вала под подшипник $d_2=45$ мм коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения для стали 40X равен $K_d=0,71$ [1, стр. 272, табл. 11.3].

При $\sigma_s=900$ МПа коэффициент влияния шероховатости составляет $K_F=1,5$ [1, стр. 272, табл. 11.4].

При закалке вала с $\sigma_s=900$ МПа и коэффициент влияния поверхности упрочнения равен $K_y=1,5$ [1, стр. 272, табл. 11.5].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_\sigma)_D = \left(\frac{1,65}{0,71} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,88;$$

$$(K_\tau)_D = \left(\frac{1,5}{0,71} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,74.$$

Пределы выносливости в расчетном сечении вала

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D},$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D},$$

где σ_{-1} и $\tau_{-1}=0,58 \cdot \sigma_{-1}$ – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, МПа.

Для стали 40X предел выносливости при симметричном цикле изгиба составляет $\sigma_{-1}=410$ МПа [приложение, табл. 5].

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{410}{1,88} = 218,09 \text{ МПа};$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{0,58 \cdot 410}{1,74} = 136,67 \text{ МПа}.$$

Тогда коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a};$$

$$S_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a};$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, МПа;

σ_a и τ_a – амплитуда нормальных и касательных напряжений, МПа.

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M \cdot 10^3}{W_{нетто}},$$

где M – суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении (рис. 1.10), Нм;

$W_{нетто}$ – осевой момент сопротивления сечения вала, мм³.

$$W_{нетто} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32},$$

где d_2 – диаметр тихоходного вала под подшипник (см. п. 4.7), мм.

$$W_{нетто} = \frac{3,14 \cdot 45^3}{32} = 8941,64 \text{ мм}^3.$$

Тогда амплитуда нормальных напряжений составит

$$\sigma_a = \frac{194,69 \cdot 10^3}{8941,64} = 21,77 \text{ МПа}.$$

Амплитуда касательных напряжений

$$\tau_a = \frac{M_k \cdot 10^3}{2 \cdot W_{рнетто}},$$

где M_k – крутящий (вращающий) момент на валу колеса, Нм;

$W_{рнетто}$ – полярный момент сопротивления сечения вала, мм³.

$$W_{рнетто} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 45^3}{16} = 17883,28 \text{ мм}^3.$$

Тогда амплитуда касательных напряжений составит

$$\tau_a = \frac{200,49 \cdot 10^3}{2 \cdot 17883,28} = 5,61 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_{\sigma} = \frac{218,09}{21,77} = 10,02;$$

$$S_{\tau} = \frac{136,67}{5,61} = 24,36.$$

Общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S],$$

где $[S]=1,6\dots 2,1$ – допускаемый коэффициент запаса прочности.

$$S = \frac{10,02 \cdot 24,36}{\sqrt{10,02^2 + 24,36^2}} = 9,27 > 1,6.$$

Поскольку условие выполняется, то прочность вала обеспечена. Практика показывает, что проектирование валов одноступенчатых редукторов на чистое кручение (см. п. 4.7), проверочные расчеты на прочность повсеместно дают удовлетворительные результаты.

5 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОК

Проверке подлежит шпонка тихоходного вала – под колесом. Необходимым и достаточным является расчет шпоночного соединения на смятие. Условие прочности имеет следующий вид

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\sigma_{см}],$$

где F_t – окружная сила на колесе (см. п. 4.3), H .

$A_{см}$ – площадь смятия, $мм^2$;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие, $МПа$. При спокойной нагрузке $[\sigma_{см}]=110\dots 190 МПа$.

Площадь смятия

$$A_{см} = (0,94 \cdot h - t_1) \cdot l_p,$$

где l_p – рабочая длина шпонки, $мм$;

$$l_p = l - b,$$

где l – полная длина шпонки, мм;

b, h, t_1 – соответственно ширина, высота и глубина шпонки в пазу вала, мм.

При диаметре вала под колесо равной $d_3=56$ мм ширина, высота и глубина шпонки в пазу вала соответственно равны $b=16$ мм; $h=10$ мм; $t_1=6$ мм [приложение, табл. 28].

Считаем, что шпонка на тихоходном валу редуктора установлена со скругленными торцами. Согласно рекомендациям ее полная длина должна быть на 5-10 мм меньше длины ступени вала $l_3=60$ мм (п. 4.7). То есть

$$l = l_3 - (5...10) \text{ мм} = 60 - (5...10) \text{ мм} = 55...50 \text{ мм},$$

где l_3 – длины ступени вала под колесо (см. п. 4.7), мм.

Принимаем полную длину шпонки $l=50$ мм [приложение, табл. 28].

Площадь смятия

$$A_{см} = (0,94 \cdot 10 - 6) \cdot 50 = 170 \text{ мм}^2.$$

Действующие напряжения равны

$$\sigma_{см} = \frac{2247,65}{170} = 13,22 < [\sigma_{см}] = 110 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

В случае невыполнения условия необходимо увеличить длину шпонки (если это возможно) или установить вторую шпонку (диаметрально противоположно первой).

6 ВЫБОР СПОСОБА СМАЗКИ

Смазывание цилиндрических передач и подшипников применяют в целях защиты от коррозии, снижения коэффициента трения, уменьшения износа, отвода тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей, снижения шума и вибраций.

Выбор сорта масла зависит от значения контактных напряжений в зубьях и фактической окружной скорости колеса.

При $\sigma_H=450,65$ МПа (см. п. 2.15) и $v=1,78$ м/с (см. п. 2.16) принимаем масло И-Г-А-68 [приложение, табл. 29], где:

И – индустриальное;

Г – для гидравлических систем;

А – масло без присадок;

68 – класс кинематической вязкости.

Для одноступенчатых редукторов при смазывании окуна-
нием объем масляной ванны определяется из расчета

$$V = (0,4...0,5) \cdot P_{\text{дв}} = (0,4...0,5) \cdot 5,5 = 2,2...2,75 \text{ л},$$

где $P_{\text{дв}}$ – мощность двигателя (см. п. 1.3), кВт.

Уровень масла в редукторе при окунании в масляную ван-
ну колеса должен находиться в пределах

$$m \leq h_m \leq 0,25 \cdot d_2,$$

где m – модуль зацепления, мм;

d_2 – делительный диаметр цилиндрического колеса (см. п.
2.14), мм.

$$h_m = (0,1...0,5) \cdot d_1 = (0,1...0,5) \cdot 71,6 = 7,16...35,8 \text{ мм},$$

где d_1 – делительный диаметр шестерни (см. п. 2.14), мм.

При этом минимальный уровень масла

$$h_{\text{min}} = 2,2 \cdot m = 2,2 \cdot 5 = 11 \text{ мм}.$$

Задача № 2. Спроектировать привод к ленточному транспортеру для корнеплодов.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

$P_{\text{вых}}(P_2)=4 \text{ кВт}$ – мощность на выходном валу привода;

$\omega_{\text{вых}}(\omega_2)=20 \text{ с}^{-1}$ – угловая скорость на выходном валу привода;

$L_h=15000 \text{ ч}$ – срок службы привода.

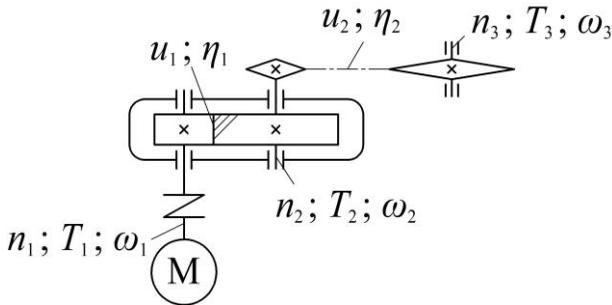


Рисунок 2.1 – Схема привода

1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1.1 Вращающий момент на выходном валу привода

$$T_{\text{вых}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\omega_{\text{вых}}} = \frac{4 \cdot 10^3}{20} = 200 \text{ Нм.}$$

1.2 Мощность на выходном валу привода

$$P_1 = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}},$$

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

Общий КПД привода определим следующим образом [приложение, табл. 1]

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_m \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n^3,$$

где η_m – КПД муфты, равный 0,98...0,99;

η_1 – КПД закрытой цилиндрической передачи, равный 0,95...0,97;

η_2 – КПД цепной передачи, равный 0,90...0,93;

η_n – КПД пары подшипников, равный 0,99...0,995 [приложение, табл. 2]; [1, стр. 42, табл. 2.2].

Принимаем $\eta_m=0,98$; $\eta_1=0,97$; $\eta_2=0,93$; $\eta_n=0,99$.

Подставив все составляющие в формулу, получим

$$\eta_{общ} = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,93 \cdot 0,99^3 = 0,86.$$

Тогда мощность на быстроходном валу привода составит

$$P_1 = \frac{4 \cdot 10^3}{0,86} = 4651,16 \text{ Вт} = 4,65 \text{ кВт}.$$

1.3 Выбор электродвигателя

Принимаем электродвигатель 4АМ132S6У3 ближайшей большей мощностью $P_{ном}=P_1=5,5 \text{ кВт}$, синхронной частотой вращения $n_c=1000 \text{ мин}^{-1}$, номинальной частотой вращения $n_{ном}=n_1=965 \text{ мин}^{-1}$ [приложение, табл. 4]; [1, стр. 406, табл. К9]; [2, стр. 385, приложение 1].

1.4 Общее передаточное число привода

$$u_{общ} = \frac{n_{ном}}{n_{вых}},$$

где $n_{ном}$ – номинальная частота вращения вала электродвигателя, мин^{-1} ;

$n_{вых}$ – частота вращения на выходном валу привода, мин^{-1} .

$$n_{вых} = \frac{\omega_{вых} \cdot 30}{\pi};$$

где $\omega_{вых}$ – угловая скорость на выходном валу привода, с^{-1} .

$$n_{вых} = \frac{20 \cdot 30}{3,14} = 191,08 \text{ мин}^{-1}.$$

Тогда общее передаточное число привода составит

$$u_{общ} = \frac{965}{191,08} = 5,05.$$

1.5 Разбивка общего передаточного числа привода по ступеням

$$u_{общ} = u_1 \cdot u_2,$$

где u_1 – передаточное число закрытой цилиндрической передачи;

u_2 – передаточное число цепной передачи.

Принимаем $u_1=2,5$ [приложение, табл. 3]; [1, стр. 45, табл. 2.3]; [2, стр. 48, табл. 4.2].

Тогда передаточное число цепной передачи

$$u_2 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_1} = \frac{5,05}{2,5} = 2,02.$$

1.6 Частоты вращения, угловые скорости и вращающие моменты на валах привода

Частоты вращения

$$n_1 = n_{\text{ном}} = 965 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{965}{2,5} = 386 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_2} = \frac{386}{2,02} = 191,08 \text{ мин}^{-1}.$$

Угловые скорости

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 965}{30} = 101 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1} = \frac{101}{2,5} = 40,4 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_2} = \frac{40,4}{2,02} = 20 \text{ с}^{-1}.$$

Вращающие моменты

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{4651,16}{101} = 46,05 \text{ Нм};$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_m \cdot \eta_1 \cdot \eta_n^2 = 46,05 \cdot 2,5 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 = 107,26 \text{ Нм};$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n = 107,26 \cdot 2,02 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 199,48 \text{ Нм}.$$

Определим погрешность вращающего момента на выходном валу привода

$$\Delta T = \frac{|T_{\text{вых}} - T_2|}{T_{\text{вых}}} \cdot 100\% \leq 5\%;$$

$$\Delta T = \frac{|200 - 199,48|}{200} \cdot 100\% = 0,26\% < 5\%.$$

Определим погрешность угловой скорости на выходном валу привода

$$\Delta\omega = \frac{|\omega_{\text{вх}} - \omega_2|}{\omega_{\text{вх}}} \cdot 100\% \leq 5\%;$$

$$\Delta\omega = \frac{|20 - 20|}{20} \cdot 100\% = 0\% < 5\%.$$

Расчет величин T_3 и ω_3 одновременно выполняет роль проверки. Некоторая разница этих параметров в сравнении с заданием возможна в результате округления величин в процессе расчетов.

Оба условия выполняются.

Кинематические параметры привода определены. Приступим к расчетам цилиндрической передачи.

2 РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.1 Считаем, что шестерня и колесо изготавливаются из одного материала – сталь 40Х улучшенная, твердостью $\leq 350 \text{ HB}$, разность средних твердостей $\text{HB}_{1\text{cp}} - \text{HB}_{2\text{cp}} = 20 \dots 50$ [приложение, табл. 6]; [1, стр. 52, табл. 3.1].

Определим механические характеристики для стали 40Х [приложение, табл. 5]; [1, стр. 53, табл. 3.2]:

а) для шестерни – твердость $269 \dots 302 \text{ HB}_1$, предел выносливости $\sigma_B = 900 \text{ МПа}$, предел текучести $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$;

б) для колеса – твердость $235 \dots 262 \text{ HB}_2$, предел выносливости $\sigma_B = 790 \text{ МПа}$, предел текучести $\sigma_T = 640 \text{ МПа}$.

2.2 Средняя твердость зубьев шестерни и колеса равна

$$\text{HB}_{1\text{cp}} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5;$$

$$\text{HB}_{2\text{cp}} = \frac{235 + 262}{2} = 248,5.$$

2.3 Определить допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$. Для этого рассчитаем коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N}},$$

где N_{HO} – число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости;

N – число циклов перемены напряжений за весь срок службы.

а) Для шестерни

$$N_1 = 573 \cdot \omega_1 \cdot L_h,$$

где ω_1 – угловая скорость на валу шестерни, c^{-1} ;

L_h – срок службы привода, ч.

$$N_1 = 573 \cdot 965 \cdot 15000 = 868,1 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

б) Для колеса

$$N_2 = 573 \cdot \omega_2 \cdot L_h,$$

где ω_2 – угловая скорость на валу колеса, c^{-1} ;

$$N_2 = 573 \cdot 386 \cdot 15000 = 347,24 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

При средней твердости зубьев шестерни $HB_{1cp}=285,5$ число циклов перемены напряжений равно $N_{HO1}=22,54 \cdot 10^6$ циклов; при средней твердости зубьев колеса $HB_{2cp}=248,5$ число циклов перемены напряжений равно $N_{HO2}=16,31 \cdot 10^6$ циклов [приложение, табл. 7]; [1, стр. 55, табл. 3.3].

Так как $N_1 > N_{HO1}$ и $N_2 > N_{HO2}$, то $K_{HL1}=1$ и $K_{HL2}=1$.

Допускаемые напряжения при числе циклов перемены напряжений определим следующим образом [приложение, табл. 6]; [1, стр. 52, табл. 3.1]:

а) для шестерни

$$[\sigma]_{HO1} = 1,8 \cdot HB_{1cp} + 67 = 1,8 \cdot 285,5 + 67 = 580,9 \text{ МПа};$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{HO2} = 1,8 \cdot HB_{2cp} + 67 = 1,8 \cdot 248,5 + 67 = 514,3 \text{ МПа}.$$

Тогда допускаемые контактные напряжения будут равны

а) для шестерни

$$[\sigma]_{H1} = K_{HL1} \cdot [\sigma]_{HO1} = 1 \cdot 580,9 = 580,9 \text{ МПа};$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{H2} = K_{HL2} \cdot [\sigma]_{HO2} = 1 \cdot 514,3 = 514,3 \text{ МПа}.$$

2.4 Определить допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни $[\sigma]_{F1}$ и колеса $[\sigma]_{F2}$. Для этого рассчитаем коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N}},$$

где N_{FO} – число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости. Для всех сталей $N_{FO}=4 \cdot 10^6$ циклов;

N – число циклов перемены напряжений за весь срок службы (определено в пункте 2.3).

Так как $N_1 > N_{FO1}$ и $N_2 > N_{FO2}$, то $K_{FL1}=1$ и $K_{FL2}=1$.

Допускаемые напряжения при числе циклов перемены напряжений определим следующим образом [приложение, табл. 6]; [1, стр. 52, табл. 3.1]:

а) для шестерни

$$[\sigma]_{FO1} = 1,03 \cdot HB_{1cp} = 1,03 \cdot 285,5 = 294,07 \text{ МПа};$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{FO2} = 1,03 \cdot HB_{2cp} = 1,03 \cdot 248,5 = 255,96 \text{ МПа}.$$

Тогда допускаемые напряжения изгиба будут равны

а) для шестерни

$$[\sigma]_{F1} = K_{FL1} \cdot [\sigma]_{FO1} = 1 \cdot 294,07 = 294,07 \text{ МПа};$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{F2} = K_{FL2} \cdot [\sigma]_{FO2} = 1 \cdot 255,96 = 255,96 \text{ МПа}.$$

2.5 Определить межосевое расстояние передачи

$$a_w \geq K_a \cdot (u_1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{\psi_a \cdot u_1^2 \cdot [\sigma]_H^2}} \cdot K_{H\beta},$$

где K_a – вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач $K_a=43$ (прямозубых – $K_a=49,5$);

ψ_a – коэффициент ширины венца колеса, равный 0,28...0,36. Принимаем $\psi_a=0,28$;

u_1 – передаточное число закрытой цилиндрической передачи;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение колеса с менее прочным зубом, МПа. Поскольку $[\sigma]_{H1} > [\sigma]_{H2}$, то менее прочным является колесо. Следовательно $[\sigma]_H=514,3$ МПа;

T_2 – вращающий момент на тихоходном валу редуктора, *Нм*;
 $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине
зуба. Для прирабатывающихся зубьев $K_{H\beta}=1$.

$$a_w = 43 \cdot (2,5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{107,26 \cdot 10^3}{0,28 \cdot 2,5^2 \cdot 514,3^2}} \cdot 1 = 92,44 \text{ мм.}$$

На основании ГОСТ 6636-69 полученное значение межосевого расстояния округлим до ближайшего значения.

Принимаем $a_w=100$ мм [приложение, табл. 8]; [1, стр. 326, табл. 13.15].

2.6 Определить модуль зацепления

$$m \geq \frac{2 \cdot K_m \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F},$$

где K_m – вспомогательный коэффициент. Для прямозубых передач $K_m=5,8$ (прямозубых – $K_m=6,8$);

T_2 – вращающий момент на тихоходном валу редуктора, *Нм*;

d_2 – делительный диаметр колеса, *мм*;

b_2 – ширина венца колеса, *мм*;

$[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба материала колеса с менее прочным зубом, *МПа*. Поскольку $[\sigma]_{F1} > [\sigma]_{F2}$, то менее прочным является колесо. Следовательно $[\sigma]_F=255,96$ *МПа*.

Делительный диаметр колеса

$$d_2 = \frac{2 \cdot a_w \cdot u_1}{u_1 + 1} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 2,5}{2,5 + 1} = 142,86 \text{ мм,}$$

где a_w – межосевое расстояние, *мм*;

u_1 – передаточное число закрытой цилиндрической передачи.

Ширина венца колеса

$$b_2 = \psi_a \cdot a_w = 0,28 \cdot 100 = 28 \text{ мм.}$$

Тогда модуль зацепления составит

$$m = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 107,26 \cdot 10^3}{142,86 \cdot 28 \cdot 255,96} = 1,22 \text{ мм.}$$

Полученное значение модуля m округлим в ближайшую большую сторону до стандартного.

Принимаем $m=1,5$ мм [приложение, табл. 9]; [1, стр. 62].

2.7 Угол наклона зубьев для косозубых передач

$$\beta = \arcsin\left(\frac{3,5 \cdot m}{b_2}\right) = \arcsin\left(\frac{3,5 \cdot 1,5}{28}\right) = 10,81^\circ,$$

где m – модуль зацепления, мм;

b_2 – ширина венца колеса, мм.

В косозубых передачах угол наклона зубьев принимают $\beta=8\dots16^\circ$, но из-за роста осевых сил F_a в зацеплении желательно получить его меньшие значения, варьируя величиной модуля m и шириной колеса b_2 .

2.8 Определить суммарное число зубьев шестерни и колеса

$$z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m} = \frac{2 \cdot 100 \cdot \cos 10,81^\circ}{1,5} = 130,97.$$

Полученное значение округлить в меньшую сторону до целого числа.

Принимаем $z_\Sigma=130$.

2.9 Уточнить действительную величину угла наклона зубьев для косозубых передач

$$\beta = \arccos\left(\frac{z_\Sigma \cdot m}{2 \cdot a_w}\right) = \arcsin\left(\frac{130 \cdot 1,5}{2 \cdot 100}\right) = 12,84^\circ,$$

где m – модуль зацепления, мм;

a_w – межосевое расстояние, мм.

2.10 Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{1 + u_1} = \frac{130}{1 + 2,5} = 37,14,$$

где u_1 – передаточное число закрытой цилиндрической передачи.

При необходимости полученное значение округлить до ближайшего целого числа. Из условия уменьшения шума и отсутствия подрезания зубьев рекомендуется $z_1 \geq 18$.

Принимаем $z_1=37$.

2.11 Число зубьев колеса

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 130 - 37 = 93.$$

2.12 Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu от заданного u_1

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{93}{37} = 2,51;$$

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u_1|}{u_1} \cdot 100\% \leq 4\% ;$$

$$\Delta u = \frac{|2,51 - 2,5|}{2,5} \cdot 100\% = 0,4\% < 4\%.$$

Условие выполняется.

2.13 Определить фактическое межосевое расстояние

$$a_w = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{(37 + 93) \cdot 1,5}{2 \cdot \cos 12,84^\circ} = 100 \text{ мм}.$$

2.14 Основные геометрические параметры передачи

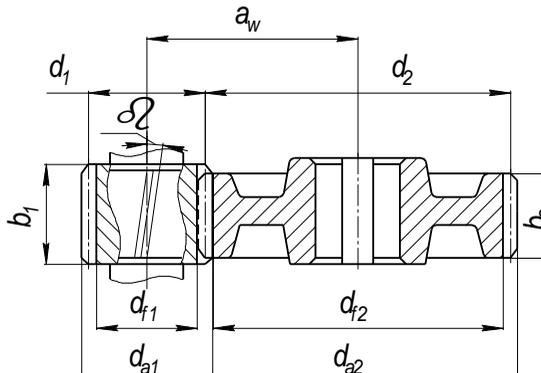


Рисунок 2.2 – Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

а) Для шестерни

- делительный диаметр

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 37}{\cos 12,84^\circ} = 56,9 \text{ мм};$$

- диаметр вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 56,9 + 2 \cdot 1,5 = 59,9 \text{ мм};$$

- диаметр впадин зубьев

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 56,9 - 2,4 \cdot 1,5 = 53,3 \text{ мм};$$

- ширина венца

$$b_1 = b_2 + (2...4) \text{ мм} = 28 + (2...4) \text{ мм} = 30...32 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_1 = 32 \text{ мм}$ [приложение, табл. 14].

б) Для колеса

- делительный диаметр

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 93}{\cos 12,84^\circ} = 143,1 \text{ мм};$$

- диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 143,1 + 2 \cdot 1,5 = 146,1 \text{ мм};$$

- диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = 143,1 - 2,4 \cdot 1,5 = 139,5 \text{ мм};$$

- ширина венца

$$b_2 = \psi_a \cdot a_w = 0,28 \cdot 100 = 28 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2 = 28 \text{ мм}$ [приложение, табл. 14].

Точность вычисления делительных диаметров колес до 0,1 мм. Значение ширины зубчатых венцов округляют до целого числа по нормальным линейным размерам [приложение, табл. 14]; [1, стр. 326, табл. 13.15].

2.15 Проверить межосевое расстояние

$$a_w = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{(56,9 + 143,1)}{2} = 100 \text{ мм}.$$

2.16 Проверить контактные напряжения

$$\sigma_H = K \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u_\phi + 1)}{d_2 \cdot b_2}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \leq [\sigma]_H,$$

где K – вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач $K=376$ (прямозубых – $K=436$);

F_t – окружная сила в зацеплении, H ;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (прямозубых колес $K_{H\alpha}=1$);

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев $K_{H\beta}=1$;

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение колеса с менее прочным зубом, МПа. Поскольку $[\sigma]_{H1} > [\sigma]_{H2}$, то менее прочным является колесо. Следовательно $[\sigma]_H = 514,3$ МПа.

Окружная сила в зацеплении

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 107,26 \cdot 10^3}{143,1} = 1499,09 \text{ Н.}$$

Окружная скорость на колесе

$$v_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{40,4 \cdot 143,1}{2 \cdot 10^3} = 2,89 \text{ м/с.}$$

Для скорости колеса равной $v_2=2,89$ м/с соответствует 9 степень точности передачи [приложение, табл. 10]; [1, стр. 64, табл. 4.2]. Тогда коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями составит $K_{H\alpha}=1,12$ (рис. 2.3), а коэффициент динамической нагрузки составит $K_{Hv}=1,04$ [приложение, табл. 11]; [1, стр. 64, табл. 4.3].

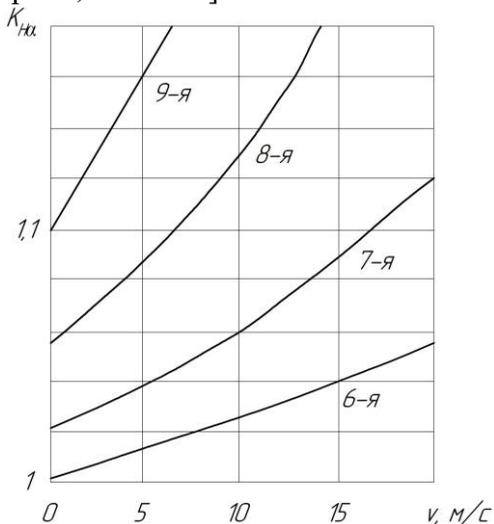


Рисунок 2.3 – График для определения коэффициента $K_{H\alpha}$ по кривым степени точности

Следовательно, контактные напряжения будут равны

$$\sigma_H = 376 \cdot \sqrt{\frac{1499,09 \cdot (2,51+1)}{143,1 \cdot 28}} \cdot 1,12 \cdot 1 \cdot 1,04 = 465,03 \text{ МПа.}$$

Условие выполняется.

Определим фактическую недогрузку (перегрузку) передачи

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma]_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{465,03 - 514,3}{514,3} \cdot 100\% = -9,58\%.$$

Знак «-» означает недогрузку передачи, знак «+» – перегрузку передачи. Допускаемая недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma]_H$) не более 10% и перегрузка ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5%. В случае кода недогрузка передачи превышает указанную величину, то необходимо изменить ширину венца колеса b_2 . Если эта мера не даст желаемого результата, то необходимо либо увеличить межосевое расстояние a_w , либо назначить другие материалы колес или другую термообработку, пересчитать допускаемые контактные напряжения и повторить весь расчет передачи.

В нашем случае недогрузка составляет 9,58%.

2.17 Проверить напряжения изгиба зубьев шестерни и колеса

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t}{b_2 \cdot m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F1}}{Y_{F1}} \leq [\sigma]_{F1},$$

где Y_{F1} и Y_{F2} – коэффициенты формы зуба шестерни и колеса, определяются в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни и колеса;

Y_{β} – коэффициент, учитывающий наклон зуба (для прямозубых колес $Y_{\beta}=1$);

F_t – окружная сила в зацеплении, H ;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (для прямозубых колес $K_{F\alpha}=1$);

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев колес $K_{F\beta}=1$;

K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи;

m – модуль зацепления, мм;

b_2 – ширина венца колеса, мм;

$[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба материала колеса с менее прочным зубом, МПа.

Эквивалентное число зубьев

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{37}{\cos^3 12,84^\circ} = 40,$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{93}{\cos^3 12,84^\circ} = 100,$$

где z_1, z_2 – соответственно число зубьев шестерни и колеса;
 β – угол наклона зубьев, град.

При эквивалентном числе зубьев шестерни $z_{v1}=40$ и колеса $z_{v2}=100$ коэффициенты формы зуба соответственно равны $Y_{F1}=3,7$ и $Y_{F2}=3,6$ [приложение, табл. 13]; [1, стр. 67, табл. 4.4].

При скорости колеса $v_2=2,89$ м/с и 9 степени точности передачи коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями $K_{F\alpha}=1$ [приложение, табл. 12], а коэффициент динамической нагрузки равен $K_{Fv}=1,1$ [приложение, табл. 11]; [1, стр. 64, табл. 4.3].

Коэффициент, учитывающий наклон зуба

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ} = 1 - \frac{12,84^\circ}{140^\circ} = 0,91,$$

где β – угол наклона зубьев, град.

Тогда напряжения изгиба зубьев колеса составят

$$\sigma_{F2} = 3,6 \cdot 0,91 \cdot \frac{1499,09}{28 \cdot 1,5} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,1 = 128,62 \text{ МПа.}$$

$$128,62 \text{ МПа} < 255,96 \text{ МПа.}$$

Условие выполняется.

Напряжения изгиба зубьев шестерни равны

$$\sigma_{F1} = 128,62 \cdot \frac{3,66}{3,6} = 132,19 \text{ МПа.}$$

$$132,19 \text{ МПа} < 294,07 \text{ МПа.}$$

Условие выполняется

При проверочном расчете σ_F значительно меньше $[\sigma]_F$ и это допустимо. Если $\sigma_F > [\sigma]_F$ свыше 5%, то надо увеличить модуль m , соответственно пересчитать число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 и повторить проверочный расчет на изгиб.

3 РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1 Определить шаг цепи

$$p \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_\varepsilon}{v \cdot z_1 \cdot [p_\psi]}}$$

где T_2 – вращающий момент на ведущей звездочке (равный вращающему моменту на тихоходном валу редуктора), Hm ;

v – число рядов цепи. Для однорядных цепей $v=1$;

K_ε – коэффициент эксплуатации, представляющий собой произведение пяти поправочных коэффициентов, учитывающих различные условия работы передачи;

$$K_\varepsilon = K_\delta \cdot K_c \cdot K_\Theta \cdot K_{рег} \cdot K_p,$$

где K_δ – коэффициент динамической нагрузки. Считаем, что передача работает равномерно, тогда $K_\delta=1$;

K_c – коэффициент, учитывающий способ смазки. Считаем, что смазывание цепи капельное, тогда $K_c=1$;

K_Θ – коэффициент, учитывающий расположение передачи по отношению к горизонту. Считаем, что передача расположена под углом к горизонту $\Theta \leq 60^\circ$, тогда $K_\Theta=1$;

$K_{рег}$ – коэффициент, учитывающий способ регулировки межосевого расстояния. Считаем, что регулировка межосевого расстояния осуществляется путем передвижения опор, тогда $K_{рег}=1$;

K_p – коэффициент, учитывающий режим работы передачи. Считаем, что привод работает в две смены, тогда $K_p=1,25$ [приложение, табл. 22]; [1, стр. 93, табл. 5.7];

$$K_\varepsilon = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 = 1,25;$$

$[p_\psi]$ – допускаемое давление в шарнирах цепи, $MПа$, зависящее от частоты вращения ведущей звездочки.

Ориентируясь на шаг цепи $p=19,05\dots 25,4$ мм и частоту вращения ведущей звездочки $n_2=386$ мин⁻¹ (см. п. 1.6) допускаемое давление в шарнирах цепи составит $[p_{ш}]=26,28$ МПа [приложение, табл. 21]; [1, стр. 94, табл. 5.8];

z_1 – число зубьев меньшей звездочки;

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u_2,$$

где u_2 – передаточное число цепной передачи.

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u_2 = 29 - 2 \cdot 2,02 = 24,96.$$

При необходимости полученное значение z_1 округлить до целого нечетного числа, что в сочетании с нечетным числом ведомой звездочки z_2 обеспечит более равномерное изнашивание зубьев.

Принимаем $z_1=25$.

Тогда шаг цепи составит

$$p = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{107,26 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{1 \cdot 25 \cdot 26,28}} = 16,49 \text{ мм}.$$

Полученное значение шага цепи округлим до ближайшего большего стандартного значения. На основании ГОСТ 13568-81 принимаем цепь ПР-19,05-3180, для которой [приложение, табл. 32]; [1, стр. 441, табл. К32]; [5, стр. 207, лист 183]:

$p=19,05$ мм – шаг цепи;

$d_1=5,94$ мм – диаметр валика;

$q=1,9$ кг – масса одного метра цепи;

$F_p=3180$ даН= 31800 Н – разрушающая нагрузка цепи;

$A=105$ мм² – площадь проекции опорной поверхности шарнира [2, стр. 135, табл. 8.1].

3.2 Определить число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 \cdot u_2 = 25 \cdot 2,02 = 50,5.$$

При необходимости полученное значение z_2 округлить до целого нечетного числа. Для предотвращения соскакивания цепи максимальное число зубьев ведомой звездочки ограничено $z_2 \leq 120$.

Принимаем $z_2=51$.

3.3 Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu от заданного u_2

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{51}{25} = 2,04;$$

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u_2|}{u_2} \cdot 100\% \leq 4\%;$$

$$\Delta u = \frac{|2,04 - 2,02|}{2,02} \cdot 100\% = 0,99\% < 4\%.$$

Условие выполняется.

3.4 Определить оптимальное межосевое расстояние

$$a = (30 \dots 50) \cdot p,$$

где p – стандартный шаг цепи, мм.

$$a = (30 \dots 50) \cdot 19,05 = 571,5 \dots 952,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $a = 571,5$ мм.

Тогда межосевое расстояние в шагах составит

$$a_p = \frac{a}{p} = \frac{571,5}{19,05} = 30.$$

3.5 Определить число звеньев цепи

$$\begin{aligned} l_p &= 2 \cdot a_p + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{[(z_2 - z_1) / 2 \cdot \pi]^2}{a_p} = \\ &= 2 \cdot 30 + \frac{51 + 25}{2} + \frac{[(51 - 25) / 2 \cdot 3,14]^2}{30} = 98,57. \end{aligned}$$

Полученное значение округлить до целого четного числа.

Принимаем $l_p = 100$.

3.6 Уточнить межосевое расстояние в шагах

$$a_p = 0,25 \left\{ l_p - 0,5 \cdot (z_2 + z_1) + \sqrt{[l_p - 0,5 \cdot (z_2 + z_1)]^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right\} =$$
$$= 0,25 \left\{ 100 - 0,5 \cdot (51 + 25) + \sqrt{[100 - 0,5 \cdot (51 + 25)]^2 - 8 \cdot \left(\frac{51 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right\} = 30,72.$$

Полученное значение a_p не округлять до целого числа.

3.7 Определить фактическое межосевое расстояние

$$a = a_p \cdot p = 30,72 \cdot 19,05 = 585,22 \text{ мм.}$$

Значение a не округлять до целого числа, так как ведомая (свободная) ветвь цепи должна провисать примерно на $0,01a$.

3.8 Определить длину цепи

$$l = l_p \cdot p = 100 \cdot 19,05 = 1905 \text{ мм.}$$

Полученное значение не округлять до целого числа.

3.9 Определить диаметры звездочек

Диаметр делительной окружности:

- ведущей звездочки

$$d_{\partial 1} = p / \sin \left(\frac{180^\circ}{z_1} \right) = 19,05 / \sin \left(\frac{180^\circ}{25} \right) = 151,99 \text{ мм;}$$

- ведомой звездочки

$$d_{\partial 2} = p / \sin \left(\frac{180^\circ}{z_2} \right) = 19,05 / \sin \left(\frac{180^\circ}{51} \right) = 309,45 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности выступов

$$D_e = p \left(K + K_z - \frac{0,31}{\lambda} \right),$$

где $K=0,7$ – коэффициент высоты зуба;

K_z – коэффициент числа зубьев;

λ – геометрическая характеристика зацепления.

$$\lambda = \frac{p}{d_1} = \frac{19,05}{5,94} = 3,21;$$

где d_1 – диаметр валика, мм.

- ведущей звездочки

$$K_{z1} = \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z_1} \right) = \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{25} \right) = 7,92;$$

$$D_{e1} = p \cdot \left(K + K_{z1} - \frac{0,31}{\lambda} \right) = 19,05 \cdot \left(0,7 + 7,92 - \frac{0,31}{3,21} \right) = 162,37 \text{ мм};$$

- ведомой звездочки

$$K_{z2} = \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z_2} \right) = \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{51} \right) = 16,21;$$

$$D_{e2} = p \cdot \left(K + K_{z2} - \frac{0,31}{\lambda} \right) = 19,05 \cdot \left(0,7 + 16,21 - \frac{0,31}{3,21} \right) = 320,3 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин

- ведущей звездочки

$$D_{i1} = d_{\partial 1} - \left(d_1 - 0,175 \sqrt{d_{\partial 1}} \right) = 151,99 - \left(5,94 - 0,175 \sqrt{151,99} \right) = 148,21 \text{ мм};$$

- ведомой звездочки

$$D_{i2} = d_{\partial 2} - \left(d_1 - 0,175 \sqrt{d_{\partial 2}} \right) = 309,45 - \left(5,94 - 0,175 \sqrt{309,45} \right) = 306,59 \text{ мм}.$$

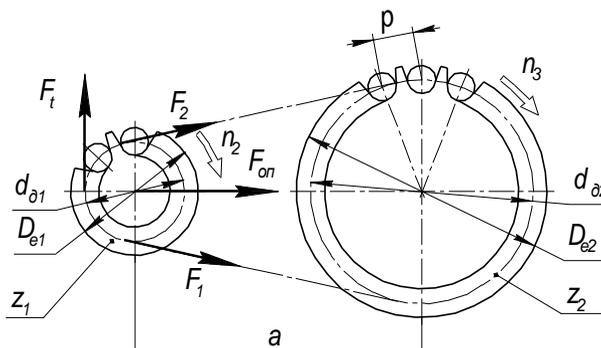


Рисунок 2.4 – Геометрические и силовые параметры цепной передачи

3.10 Проверить частоту вращения меньшей звездочки

$$n_2 \leq [n_2],$$

где $[n_2]$ – допустимая частота вращения, мин^{-1} .

$$[n_2] = \frac{15 \cdot 10^3}{p} = \frac{15 \cdot 10^3}{19,05} = 787,4 \text{ мин}^{-1};$$
$$386 \text{ мин}^{-1} < 787,4 \text{ мин}^{-1}.$$

Условие выполняется.

3.11 Проверить число ударов цепи о зубья звездочек

$$U \leq [U],$$

где U – расчетное число ударов цепи, c^{-1} ;

$[U]$ – допустимое число ударов, c^{-1} .

$$U = \frac{4 \cdot z_1 \cdot n_2}{60 \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 386}{60 \cdot 100} = 6,43 c^{-1};$$

$$[U] = \frac{508}{p} = \frac{508}{19,05} = 26,67 c^{-1};$$

$$6,43 c^{-1} < 26,67 c^{-1}.$$

Условие выполняется.

3.12 Определить фактическую скорость цепи

$$v = \frac{z_1 \cdot p \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 19,05 \cdot 386}{60 \cdot 10^3} = 3,06 \text{ м/с}.$$

3.13 Определить окружную силу, передаваемую цепью

$$F_t = \frac{P_2 \cdot 10^3}{v},$$

где P_2 – мощность на ведущей звездочке (на тихоходном валу редуктора), кВт .

$$P_2 = T_2 \cdot \omega_2 = 107,26 \cdot 40,4 = 4333,3 \text{ Вт} = 4,33 \text{ кВт},$$

где T_2 – вращающий момент на ведущей звездочке (равный вращающему моменту на тихоходном валу редуктора), Нм ;

ω_2 – угловая скорость ведущей звездочки, c^{-1} .

$$F_t = \frac{4,33 \cdot 10^3}{3,06} = 1415,03 \text{ Н}.$$

3.14 Проверить давление в шарнирах цепи

$$p_u = \frac{F_t \cdot K_3}{A} \leq [p_u],$$

где K_3 – коэффициент эксплуатации;
 A – площадь проекции опорной поверхности шарнира,
 мм^2 ;

$[p_u]$ – допускаемое давление в шарнирах цепи, МПа .

$$p_u = \frac{1415,03 \cdot 1,25}{105} = 16,85 \text{ МПа}.$$

Допускаемое давление в шарнирах цепи уточним в соответствии с фактической скоростью цепи. Так как $v=3,06 \text{ м/с}$, то $[p_u]=18,88 \text{ МПа}$ [приложение, табл. 23]; [1, стр. 94].

$$16,85 \text{ МПа} < 18,88 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

Если при проверочном расчете это условие не выполняется, то необходимо принять цепь с ближайшим большим шагом и повторить расчет передачи заново.

3.15 Проверить прочность цепи

$$S \geq [S],$$

где S – расчетный коэффициент запаса прочности;
 $[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности.

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_d + F_0 + F_v} \geq [S],$$

где F_p – разрушающая нагрузка цепи, Н ;
 F_t – окружная сила, передаваемая цепью, Н ;
 F_0 – предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви, Н ;

K_d – коэффициент динамической нагрузки;

F_v – натяжение цепи от центробежных сил, Н .

Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви равно

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot a \cdot g,$$

где $K_f=6$ – коэффициент провисания для горизонтальных передач;

q – масса одного метра цепи, кг;

a – межосевое расстояние, м;

g – ускорение свободного падения, $g=9,81 \text{ м/с}^2$.

$$F_0 = 6 \cdot 1,9 \cdot \frac{585,22}{10^3} \cdot 9,81 = 65,45 \text{ Н.}$$

Натяжение цепи от центробежных сил составит

$$F_v = q \cdot v^2 = 1,9 \cdot 3,06^2 = 17,79 \text{ Н.}$$

Тогда расчетный коэффициент запаса прочности равен

$$S = \frac{31800}{1415,03 \cdot 1 + 65,45 + 17,79} = 21,22.$$

При шаге цепи $p=19,05 \text{ мм}$ и частоте вращения меньшей звездочки $n_2=386 \text{ мин}^{-1}$ допустимый коэффициент запаса прочности равен $[S]=8,83$ [приложение, табл. 24]; [1, стр. 97, табл. 5.9].

$$21,22 > 8,83.$$

Условие прочности выполняется.

3.16 Сила давления цепи на вал

$$F_{on} = K_g \cdot F_t + 2 \cdot F_0,$$

где K_g – коэффициент, учитывающий наклон линии центров к горизонту. Так как передача расположена под углом $\Theta=0 \dots 40^\circ$, то $K_g=1,15$ [приложение, табл. 22]; [1, стр. 93, табл. 5.7].

$$F_{on} = 1,15 \cdot 1415,03 + 2 \cdot 65,45 = 1758,18 \text{ Н.}$$

4 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ (ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ) РАСЧЕТ ВАЛОВ И ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

Проектный расчет ставит своей целью определить ориентировочно геометрические размеры каждой ступени вала: ее диаметр d и длину l (рис. 2.5).

Предварительный расчет валов выполняется по напряжениям кручения, то есть при этом не учитывают напряжения изгиба, концентрации напряжений во времени. Поэтому для компенсации приближенности этого метода расчетами допускаемые напряжения на кручение принимают заниженными: $[\tau]_к = 10 \dots 20 \text{ МПа}$. При этом меньшие значения $[\tau]_к$ – для быстроходного вала, большие $[\tau]_к$ – для тихоходных.

Уравнение прочности вала на кручение выглядит следующим образом

$$\tau_k = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]_к,$$

где T – вращающий момент, Нм ;

W_p – полярный момент сопротивления сечения, мм^3 ;

$[\tau]_к$ – допускаемые напряжения кручения, МПа .

Для сплошного круглого сечения вала полярный момент сопротивления равен

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \approx 0,2 \cdot d^3,$$

где d – диаметр вала, мм .

4.1 Расчет быстроходного вала редуктора (вал-шестерня)

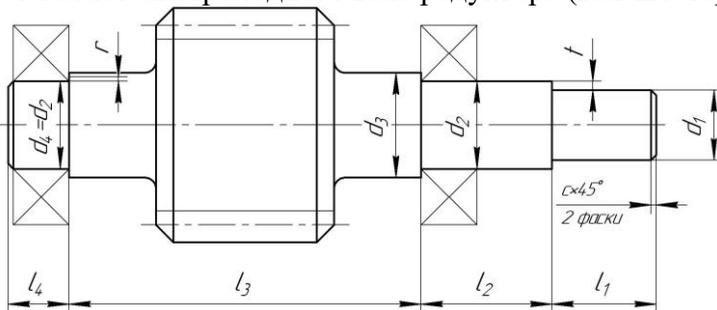


Рисунок 2.5 – Конструкция быстроходного вала редуктора

Диаметр ступени под полумуфту передачи

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_к}},$$

где T_2 – вращающий момент на валу шестерни, *Нм*;

$[\tau]_к$ – допускаемые напряжения кручения, *МПа*. Для быстроходных валов $[\tau]_к=10$ *МПа*.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{46,05 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 10}} = 28,45 \text{ мм.}$$

Независимо от расчета, диаметр выходного конца вала должен быть равен

$$d_1 = (0,8...1,2) \cdot d_{\text{дв}},$$

где $d_{\text{дв}}$ – диаметр вала электродвигателя, *мм*.

Для выбранного электродвигателя 4АМ132S6У3 (см. п. 1.3) диаметр его вала составляет $d_{\text{дв}}=38$ *мм* [приложение, табл. 30]; [1, стр. 407, табл. К10].

$$d_1 = (0,8...1,2) \cdot 38 = 30,4...45,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_1=30$ *мм* [приложение, табл. 14].

Длина ступени под полумуфту

$$l_1 = (1,0...1,5) \cdot d_1 = (1,0...1,5) \cdot 30 = 30...45 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_1=45$ *мм* [приложение, табл. 14].

Диаметр ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник

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

где d_1 – диаметр ступени под полумуфту, *мм*;

t – высота буртика (рис. 2.5), *мм*.

При диаметре первой ступени вала $d_1=30$ *мм* высота буртика равна $t=2,2$ *мм* [приложение, табл. 25].

$$d_2 = 30 + 2 \cdot 2,2 = 34,4 \text{ мм.}$$

В целях подбора стандартного подшипника полученное значение диаметра второй ступени округлим до ближайшего размера кратностью 5 *мм*.

Принимаем $d_2=35$ *мм*.

Принимаем шариковый подшипник легкой серии – № 307 [1, стр. 115, табл. 7.2], у которого $d=35$ мм; $D=80$ мм; $B=21$ мм; $C_r=33,2$ кН; $C_0=18$ кН [1, стр. 432, табл. К27]; [приложение, табл. 27].

Длина ступени

$$l_2 = 1,5 \cdot d_2 = 1,5 \cdot 35 = 52,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_2=52$ мм [приложение, табл. 14].

Под шестерню
диаметр ступени

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r,$$

где d_2 – диаметр ступени вала под подшипник, мм;
 r – координата фаски подшипника (рис. 2.5), мм.

При диаметре второй ступени вала $d_2=35$ мм координата фаски подшипника составляет $r=2,5$ мм [приложение, табл. 25].

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 35 + 3,2 \cdot 2,5 = 43 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_3=45$ мм [приложение, табл. 14].

Длина ступени

$$l_3 = b_1 + 2 \cdot x = 32 + 2 \cdot 10 = 52 \text{ мм,}$$

где b_1 – ширина венца шестерни (см. п. 2.14), мм;
 x – зазор между стенкой редуктора и вращающимися поверхностями колеса, мм. Принимаем $x=10$ мм.

Принимаем $l_3=52$ мм [приложение, табл. 14].

Под подшипник
диаметр ступени

$$d_4 = d_2 = 35 \text{ мм.}$$

длина ступени

$$l_4 = T_1 + c,$$

где c – размер фаски (рис. 2.5), мм;
 B – ширина подшипника быстроходного вала, мм.

При диаметре четвертой ступени вала $d_4=35$ мм размер фаски составляет $c=1,6$ мм [приложение, табл. 25].

$$l_4 = 21 + 1,6 = 22,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_4=23$ мм [приложение, табл. 14].

4.2 Эскизная компоновка редуктора

Чертеж общего вида редуктора устанавливает положение колес редукторной пары, элемента открытой передачи относительно опор (подшипников); определяет расстояние l_B и l_T между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точки приложения силы давления ременной передачи на расстоянии l_{on} от реакции смежного подшипника.

Расстояние между точками приложения реакций подшипников

$$l_B = l_3 + B = 52 + 21 = 73 \text{ мм},$$

где l_3 – длина ступени вала под шестерню, мм;

B – ширина подшипника быстроходного вала, мм.

Принимаем $l_B=75$ мм [приложение, табл. 14].

Расстояние приложения реакции полумуфты до смежного подшипника

$$l_m = l_1 + \left(l_2 - \frac{B}{2} \right) = 45 + \left(52 - \frac{21}{2} \right) = 86,5 \text{ мм},$$

где l_1 – длина ступени под шкив ременной передачи, мм;

l_2 – длина ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник быстроходного вала, мм.

Принимаем $l_{on}=90$ мм [приложение, табл. 14].

4.3 Силы в зацеплении закрытой цилиндрической передачи [1, стр. 100, табл. 6.1]

Окружная сила

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2},$$

где T_2 – вращающий момент на валу колеса, Нм;

d_2 – делительный диаметр колеса, мм.

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot 107,26 \cdot 10^3}{143,1} = 1499,09 \text{ Н}.$$

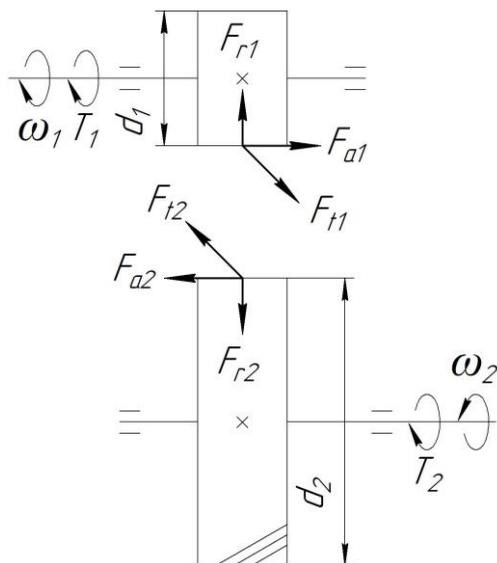


Рисунок 2.6 – Силы в зацеплении закрытой цилиндрической передачи

Радиальная сила на шестерне и колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где α – угол зацепления, град. В расчетах принимаем $\alpha=20^\circ$.

$$F_{r1} = F_{r2} = 1499,09 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 545,62 \text{ Н.}$$

Осевая сила

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

где β – угол наклона зубьев, град.

$$F_{a1} = F_{a2} = 1499,09 \cdot \operatorname{tg} 12,84^\circ = 341,69 \text{ Н.}$$

Для выполнения статического расчета тихоходного вала редуктора дополнительно потребуется консольная сила от муфты, которая определяется следующим образом [1, стр. 101, табл. 6.2]

$$F_m = 50 \cdot \sqrt{T_1} \dots 125 \cdot \sqrt{T_1},$$

где T_1 – вращающий момент на валу шестерни, Нм.

$$F_m = 50 \cdot \sqrt{46,05} \dots 125 \cdot \sqrt{46,05} = 339,3 \dots 848,25 \text{ Н.}$$

Принимаем $F_m=848,25 \text{ Н.}$

4.4 Статический расчет быстроходного вала редуктора
(приближенный расчет на изгиб и кручение)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: $F_{t1}=1499,09 \text{ Н}$; $F_{r1}=545,62 \text{ Н}$;
 $F_{a1}=341,69 \text{ Н}$; $F_M=848,25 \text{ Н}$; $l_B=75 \text{ мм}$; $l_M=90 \text{ мм}$; $d_1=56,9 \text{ мм}$.

Вертикальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_A = 0; \quad -R_{By} \cdot l_B + F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{l_B} = \frac{545,62 \cdot \frac{75}{2} + 341,69 \cdot \frac{56,9}{2}}{75} = 402,42 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = 0; \quad R_{Ay} \cdot l_B - F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{l_B} = \frac{545,62 \cdot \frac{75}{2} - 341,69 \cdot \frac{56,9}{2}}{75} = 143,2 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum F_y = 0; \quad R_{Ay} - F_{r1} + R_{By} = 0;$
 $143,2 - 545,62 + 402,42 = 0; \quad 0 = 0.$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси OY

$$M_{y1} = 0 \text{ Нм}.$$

$$M_{y2} = R_{Ay} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = 143,2 \cdot \frac{75}{2 \cdot 10^3} = 5,37 \text{ Нм}.$$

$$M_{y2} = R_{By} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = 402,42 \cdot \frac{75}{2 \cdot 10^3} = 15,09 \text{ Нм}.$$

$$M_{y3} = 0 \text{ Нм}.$$

$$M_{y4} = 0 \text{ Нм}.$$

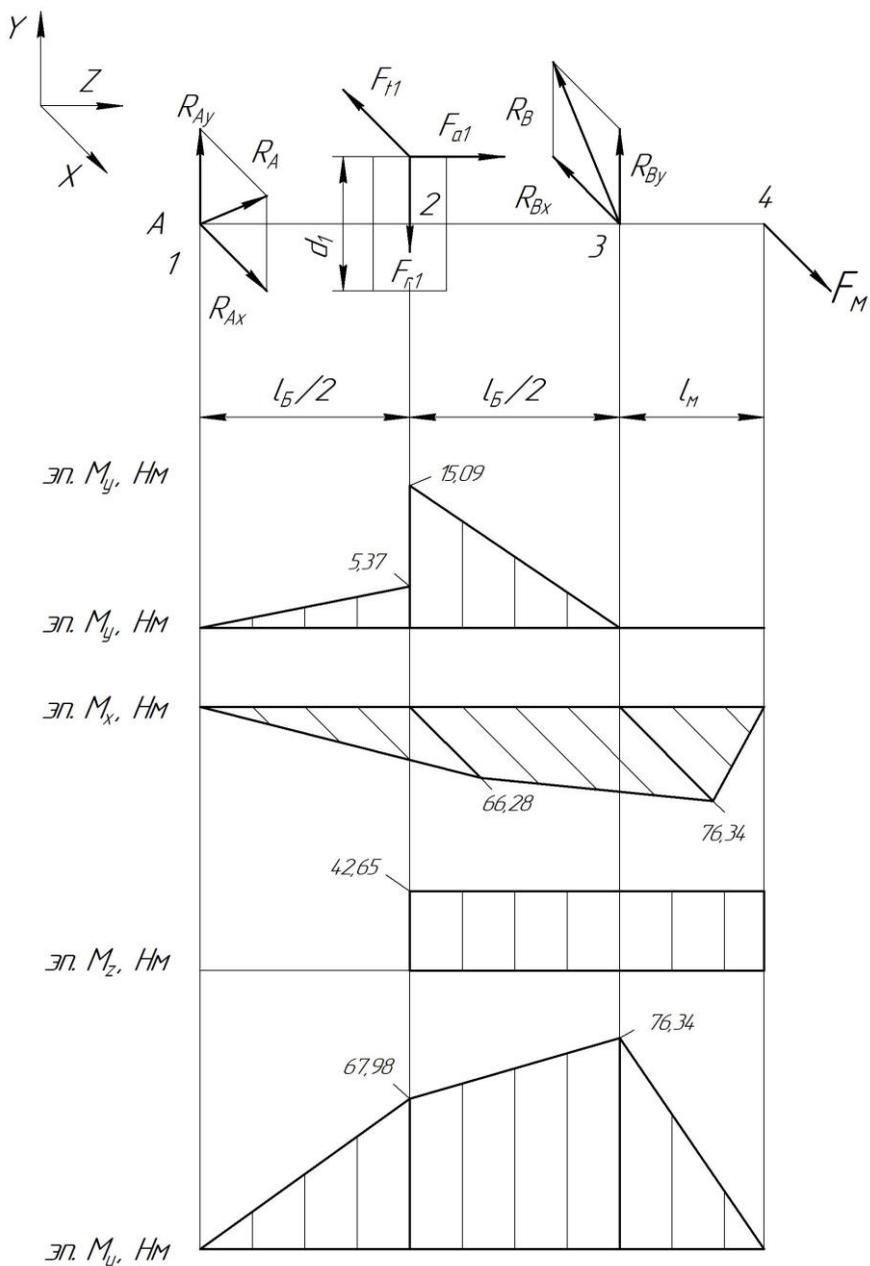


Рисунок 2.7 – Схема нагружения быстроходного вала и построение эпюр изгибающих моментов

Горизонтальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_A = 0; \quad F_M \cdot (l_M + l_B) - R_{Bx} \cdot l_B - F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_M \cdot (l_M + l_B) - F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2}}{l_B} = \frac{848,25 \cdot (90 + 75) - 1499,09 \cdot \frac{75}{2}}{75} =$$
$$= 1116,61 \text{ H}.$$

$$\sum M_B = 0; \quad -R_{Ax} \cdot l_B + F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_M \cdot l_M = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_M \cdot l_M}{l_B} = \frac{1499,09 \cdot \frac{75}{2} + 848,25 \cdot 90}{75} = 1767,45 \text{ H}.$$

Проверка: $\sum F_x = 0; \quad R_{Ax} - F_{t1} - R_{Bx} + F_M = 0;$
 $1767,45 - 1499,09 - 1116,61 + 848,25 = 0; \quad 0 = 0.$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси OX

$$M_{x1} = 0 \text{ Hм}.$$

$$M_{x2} = -R_{Ax} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = -1767,45 \cdot \frac{75}{2 \cdot 10^3} = -66,28 \text{ Hм}.$$

$$M_{x3} = -F_M \cdot \frac{l_M}{10^3} = -848,25 \cdot \frac{90}{10^3} = -76,34 \text{ Hм}.$$

$$M_{x4} = 0 \text{ Hм}.$$

Эпюра крутящего момента

$$M_k = M_z = \frac{F_{t1} \cdot d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{1499,09 \cdot 56,9}{2 \cdot 10^3} = 42,65 \text{ Hм}.$$

Суммарные реакции опор

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1767,45^2 + 143,2^2} = 1773,24 \text{ H}.$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{1116,61^2 + 402,42^2} = 1186,91 \text{ H}.$$

Суммарный изгибающий момент в нагруженных сечениях

$$M_{u1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{u2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{(-66,28)^2 + 15,09^2} = 67,98 \text{ Нм.}$$

$$M_{u3} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{(-76,34)^2 + 0^2} = 76,34 \text{ Нм.}$$

$$M_{u4} = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

Эквивалентный момент

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{u3}^2 + M_{\kappa}^2} = \sqrt{76,34^2 + 42,65^2} = 87,45 \text{ Нм,}$$

где M_{κ} – крутящий (вращающий) момент на валу шестерни, Нм.

Диаметр вала в опасном сечении (под подшипник)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}},$$

где $[\sigma]_{-1}$ – допускаемые напряжения, МПа. Для стали 40Х с закалкой ТВЧ $[\sigma]_{-1} = 50 \text{ МПа}$ [3, стр. 266, табл. 16.1].

$$d = \sqrt[3]{\frac{87,45 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 25,96 \text{ мм} < d_2 = 35 \text{ мм,}$$

где d_2 – диаметр вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник (см. п. 4.1), мм.

Условие выполняется.

4.5 Проверочный расчет подшипников быстроходного вала редуктора

Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности C_{rp}, H , с базовой C_r, H , или базовой долговечности $L_{10h}, ч$, с требуемой $L_h, ч$, по условиям:

$$C_{rp} \leq C_r \text{ или } L_{10h} \geq L_h.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке

$$C_{rp} = R_E \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_1 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} \leq C_r.$$

Базовая долговечность

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^m \geq L_h,$$

где C_r – базовая динамическая грузоподъемность, H ;

R_E – эквивалентная динамическая нагрузка, H ;

$m=3$ – показатель степени для шариковых подшипников;

$a_1=1$ – коэффициент надежности при безотказной работе;

a_{23} – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипников и качества его эксплуатации. При обычных условиях работы подшипника $a_{23}=0,7 \dots 0,8$ – для шариковых подшипников. Поскольку в расчетах используется радиальный шариковый подшипник (см. п. 4.1), то принимаем $a_{23}=0,8$;

L_h – срок службы привода, ч;

n_1 – частота вращения внутреннего кольца подшипника быстроходного вала редуктора (см. п. 1.6), мин^{-1} .

$$n_1 = 965 \text{ мин}^{-1}.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$R_E = V \cdot R_r \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} \leq e;$$

$$R_E = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} > e;$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки. Для радиального шарикового подшипника коэффициент радиальной нагрузки $X=0,56$ [1, стр. 141, табл. 9.1];

Y – коэффициент осевой нагрузки;

V – коэффициент вращения, при вращающемся внутреннем кольце $V=1$;

R_r – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника (R_A, R_B), H ;

R_a – осевая нагрузка подшипника, равная осевой силе в зацеплении F_a , H ;

e – коэффициент влияния осевого нагружения;

K_B – коэффициент безопасности. При требуемой долговечности подшипника $L_h=15000$ ч коэффициент безопасности равен $K_B=1,2$ [1, стр. 145, табл. 9.4];

K_T – температурный коэффициент. При рабочей температуре подшипника до 100°C температурный коэффициент равен $K_T=1$ [1, стр. 147, табл. 9.5].

Для определения коэффициента осевой нагрузки, вычислим следующее отношение

$$\frac{R_a}{C_{0r}} = \frac{341,69}{18000} = 0,019,$$

где C_{0r} – статическая грузоподъемность подшипника, H (см. п. 4.1).

Коэффициент влияния осевого нагружения $e=0,2$ и коэффициент осевой нагрузки $Y=2,19$ [приложение, табл. 26].

Проанализируем отношение

$$\frac{R_a}{V \cdot R_{r1}} = \frac{341,69}{1 \cdot 1773,24} = 0,19 < e;$$

$$\frac{R_a}{V \cdot R_{r2}} = \frac{341,69}{1 \cdot 1186,91} = 0,29 > e,$$

где R_{r1} , R_{r2} – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника (R_A , R_B), H .

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$R_{E1} = V \cdot R_{r1} \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 1773,24 \cdot 1,2 \cdot 1 = 2127,89 H;$$

$$R_{E2} = (X \cdot V \cdot R_{r2} + Y \cdot R_a) \cdot K_B \cdot K_T = \\ = (0,56 \cdot 1 \cdot 1186,91 + 2,19 \cdot 341,69) \cdot 1,2 \cdot 1 = 1695,56 H$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке равна

$$C_{pr} = R_{E1} \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_1 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} = 2127,89 \cdot \sqrt[3]{60 \cdot 965 \cdot \frac{15000}{1 \cdot 0,8 \cdot 10^6}} = \\ = 21869,68 H < 33200 H.$$

Условие выполняется.

Долговечность подшипника

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C_r}{R_{E1}} \right)^m = 1 \cdot 0,8 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 965} \cdot \left(\frac{33200}{2127,89} \right)^3 = 52478,11 \text{ ч} > 15000 \text{ ч}.$$

Поскольку базовая долговечность больше чем требуемая, то предварительно выбранный подшипник № 307 пригоден. В случае невыполнения данного условия, следует перейти на другую серию подшипника. Если и эта мера не даст желаемого результата, то необходимо изменить тип подшипника и повторить расчет заново.

4.6 Проверочный расчет быстроходного вала

Проверочный расчет валов на прочность выполняют на совместное действие изгиба и кручения. При этом расчет отражает разновидности цикла напряжений изгиба и кручения, усталостные характеристики материалов, размеры, форму и состояние поверхности валов. Цель расчета – определить коэффициенты запаса прочности в опасных сечениях вала и сравнить их с допускаемыми:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

где S_σ , S_τ – соответственно коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям;

$[S]=1,6 \dots 2,1$ – допускаемый коэффициент запаса прочности.

Поскольку концентратором напряжений для быстроходного вала цилиндрической передачи является диаметр под подшипник d_2 (рис. 2.7), то проверочный расчет выполним применительно только для этого элемента.

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям равны

$$S_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a};$$

$$S_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a};$$

где $(\sigma_{-1})_D$ и $(\tau_{-1})_D$ – пределы выносливости в расчетном сечении вала, *МПа*;

σ_a и τ_a – амплитуда нормальных и касательных напряжений, *МПа*.

Пределы выносливости в расчетном сечении вала равны

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D};$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D},$$

где σ_{-1} и $\tau_{-1}=0,58 \cdot \sigma_{-1}$ – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, *МПа*.

Поскольку шестерня изготавливается из стали 40Х (см. п. 2.1), твердостью ≥ 45 HRC, термообработка – улучшение, то предел выносливости при симметричном цикле изгиба составляет $\sigma_{-1}=410$ *МПа* [приложение, табл. 5];

$(K_\sigma)_D$ и $(K_\tau)_D$ – соответственно коэффициент нормальных и касательных напряжений.

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_\sigma)_D = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

$$(K_\tau)_D = \left(\frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

где K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

K_F – коэффициент влияния шероховатости;

K_y – коэффициент влияния поверхности упрочнения.

При $\sigma_s=900$ *МПа* коэффициенты концентрации напряжений равны $K_\sigma=1,73$; $K_\tau=1,68$ [1, стр. 271, табл. 11.2].

При диаметре вала под подшипник $d_2=35$ мм (см. п. 4.1) коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения для стали 40Х равен $K_d=0,75$ [1, стр. 272, табл. 11.3].

При $\sigma_e=900$ МПа коэффициент влияния шероховатости составляет $K_F=1,5$ [1, стр. 272, табл. 11.4].

При $\sigma_e=900$ МПа и закалке шестерни ТВЧ коэффициент влияния поверхности упрочнения равен $K_y=1,65$ [1, стр. 272, табл. 11.5].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений равен

$$(K_\sigma)_D = \left(\frac{1,73}{0,75} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,65} = 1,7;$$

$$(K_\tau)_D = \left(\frac{1,68}{0,75} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,65} = 1,66.$$

Пределы выносливости в расчетном сечении вала равны

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{410}{1,7} = 241,18 \text{ МПа};$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{0,58 \cdot 410}{1,66} = 143,25 \text{ МПа}.$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_a = \frac{M \cdot 10^3}{W_{\text{нетто}}},$$

где M – суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении (рис. 1.8), $Нм$;

$W_{\text{нетто}}$ – осевой момент сопротивления сечения вала, $мм^3$.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 35^3}{32} = 4207,11 \text{ мм}^3,$$

где d_2 – диаметр вала под подшипник (см. п. 4.1), $мм$.

Тогда амплитуда нормальных напряжений составит

$$\sigma_a = \frac{76,34 \cdot 10^3}{4207,11} = 18,15 \text{ МПа}.$$

Амплитуда касательных напряжений

$$\tau_a = \frac{M_\kappa \cdot 10^3}{2 \cdot W_{\text{нетто}}},$$

где M_κ – крутящий момент (см. п.4.4), $Нм$;

$W_{\text{нетто}}$ – полярный момент сопротивления сечения вала, $мм^3$.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 35^3}{16} = 8414,22 \text{ мм}^3.$$

Тогда амплитуда нормальных напряжений составит

$$\tau_a = \frac{42,65 \cdot 10^3}{2 \cdot 8414,14} = 2,53 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{241,18}{18,15} = 13,29;$$

$$S_\tau = \frac{143,25}{2,53} = 56,62.$$

Общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении

$$S = \frac{13,29 \cdot 56,62}{\sqrt{13,29^2 + 56,62^2}} = 12,94 > 1,6.$$

Поскольку условие выполняется, то прочность вала обеспечена. Практика показывает, что проектирование валов одноступенчатых редукторов на чистое кручение (см. п. 4.1), проверочные расчеты на прочность повсеместно дают удовлетворительные результаты.

4.7 Расчет тихоходного вала редуктора (вал колеса)

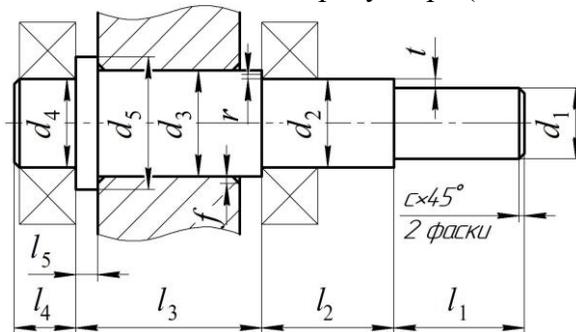


Рисунок 2.8 – Конструкция тихоходного вала редуктора

Диаметр выходного конца вала под звездочку

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_k}},$$

где T_2 – вращающий момент на валу колеса, *Нм*;

$[\tau]_k$ – допускаемые напряжения кручения, *МПа*. Для тихоходных валов $[\tau]_k=20$ *МПа*.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{107,26 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 29,93 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_1=32$ *мм* [приложение, табл. 14].

Длина ступени под полумуфту

$$l_1 = (0,8 \dots 1,5) \cdot d_1 = (0,8 \dots 1,5) \cdot 30 = 25,6 \dots 48 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_1=45$ *мм* [приложение, табл. 14].

Диаметр ступени вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник

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

где t – высота буртика (рис. 2.8), *мм*.

При диаметре первой ступени вала $d_1=32$ *мм* высота буртика равна $t=2,5$ *мм* [приложение, табл. 25].

$$d_2 = 32 + 2 \cdot 2,5 = 37 \text{ мм.}$$

В целях подбора стандартного подшипника полученное значение диаметра второй ступени округлим до ближайшего размера кратностью 5 *мм*.

Принимаем $d_2=40$ *мм*.

Принимаем радиальный шариковый подшипник легкой серии – № 208 [1, стр. 115, табл. 7.2], у которого $d_2=40$ *мм*; $D=80$ *мм*; $T=18$ *мм*; $C_r=32$ *кН*; $C_0=17,8$ *кН* [1, стр. 432, табл. K27]; [приложение, табл. 27].

Длина ступени

$$l_2 = 1,25 \cdot d_2 = 1,25 \cdot 40 = 50 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_2=50$ *мм* [приложение, табл. 14].

Диаметр вала под колесо

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r,$$

где r – координата фаски подшипника (рис. 2.8), *мм*.

При диаметре второй ступени вала $d_2=40$ мм координата фаски подшипника составляет $r=2,5$ мм [приложение, табл. 25].

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 40 + 3,2 \cdot 2,5 = 48 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_3=50$ мм [приложение, табл. 14].

Длина ступени вала под колесо

$$l_3 = b_1 + 2 \cdot x = 32 + 2 \cdot 10 = 52 \text{ мм,}$$

где b_1 – ширина венца шестерни (см. п. 2.14), мм;

x – зазор между стенкой редуктора и вращающимися поверхностями колеса, мм. Принимаем $x=10$ мм.

Принимаем $l_3=52$ мм [приложение, табл. 14].

Диаметр ступени под подшипник

$$d_4 = d_2 = 40 \text{ мм.}$$

Длина ступени под подшипник

$$l_4 = B + c,$$

где c – размер фаски (рис. 1.9), мм;

B – ширина подшипника на тихоходном валу, мм.

При диаметре четвертой ступени вала $d_4=40$ мм размер фаски составляет $c=1,6$ мм [приложение, табл. 25].

$$l_4 = 18 + 1,6 = 19,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_4=20$ мм [приложение, табл. 14].

Диаметр упорного буртика

$$d_5 = d_3 + 3 \cdot f,$$

где f – размер фаски ступицы, мм.

При диаметре третьей ступени вала $d_3=50$ мм размер фаски ступицы составляет $f=1,6$ мм [приложение, табл. 25].

$$d_5 = 50 + 3 \cdot 1,6 = 54,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_5=56$ мм [приложение, табл. 14].

Согласно рекомендациям [1, стр. 112, табл. 7.1] длина упорного буртика должна быть не менее 10 мм.

Принимаем $l_5=10$ мм [приложение, табл. 14].

4.8 Эскизная компоновка редуктора

Чертеж общего вида редуктора устанавливает положение колес редукторной пары, элемента открытой передачи относи-

тельно опор (подшипников); определяет расстояние l_B и l_T между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точки приложения силы давления цепной передачи на расстоянии l_{on} от реакции смежного подшипника.

Расстояние между точками приложения реакций подшипников

$$l_T = l_3 + B = 52 + 18 = 70 \text{ мм},$$

где l_3 – длина ступени вала под колесо, мм;

B – ширина подшипника тихоходного вала, мм.

Принимаем $l_T = 70$ мм [приложение, табл. 14].

Расстояние приложения силы давления цепи на вал до смежного подшипника

$$l_{on} = \frac{l_1}{2} + \left(l_2 - \frac{B}{2} \right) = \frac{45}{2} + \left(50 - \frac{18}{2} \right) = 63,5 \text{ мм},$$

где l_1 – длина ступени под полумуфту, мм;

l_2 – длина ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник тихоходного вала, мм.

Принимаем $l_{on} = 65$ мм [приложение, табл. 14].

Для выполнения статического расчета тихоходного вала редуктора дополнительно потребуется сила давления цепи на вал, которая определяется следующим образом (см. п. 3.16)

$$F_{on} = K_g \cdot F_t + 2 \cdot F_0,$$

где $K_g = 1,15$ – коэффициент, учитывающий наклон линии центров к горизонту [приложение, табл. 22].

$$F_{on} = 1,15 \cdot 1415,03 + 2 \cdot 65,45 = 1758,18 \text{ Н}.$$

Считаем, что цепная передача расположена под углом к горизонту $\alpha = 30^\circ$. Тогда горизонтальная и вертикальная составляющие консольной силы будут равны

$$F_x = F_{on} \cdot \cos \alpha = 1758,18 \cdot \cos 30^\circ = 1522,63 \text{ Н};$$

$$F_y = F_{on} \cdot \sin \alpha = 2717,42 \cdot \sin 30^\circ = 879,09 \text{ Н}.$$

4.9 Статический расчет тихоходного вала редуктора (приближенный расчет на изгиб и кручение)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: $F_{t2}=1499,09 \text{ H}$; $F_{r2}=545,62 \text{ H}$; $F_{a2}=341,69 \text{ H}$; $F_x=1522,63 \text{ H}$; $F_y=879,09 \text{ H}$; $l_T=70 \text{ мм}$; $l_{on}=65 \text{ мм}$; $d_2=143,1 \text{ мм}$.

Вертикальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_C = 0; \quad -R_{Dy} \cdot l_T + F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_y \cdot l_{on} = 0;$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_y \cdot l_{on}}{l_T} =$$

$$= \frac{545,62 \cdot \frac{70}{2} + 341,69 \cdot \frac{143,1}{2} + 879,09 \cdot 65}{70} = 1438,36 \text{ H}.$$

$$\sum M_D = 0; \quad F_y \cdot (l_{on} + l_T) - R_{Cy} \cdot l_T - F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_{Cy} = \frac{F_y \cdot (l_{on} + l_T) - F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}}{l_T} =$$

$$= \frac{879,09 \cdot (65 + 70) - 545,62 \cdot \frac{70}{2} + 341,69 \cdot \frac{143,1}{2}}{70} = 1771,83 \text{ H}.$$

Проверка: $\sum F_y = 0; \quad F_y - R_{Cy} - F_{r2} + R_{Dy} = 0;$

$$879,09 - 1771,83 - 545,62 + 1438,36 = 0; \quad 0 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси OY

$$M_{y1} = 0 \text{ Нм}.$$

$$M_{y2} = F_y \cdot \frac{l_{on}}{10^3} = 879,09 \cdot \frac{65}{10^3} = 57,14 \text{ Нм}.$$

$$M_{y3} = R_{Dy} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} = 1438,36 \cdot \frac{70}{2 \cdot 10^3} = 50,34 \text{ Нм}.$$

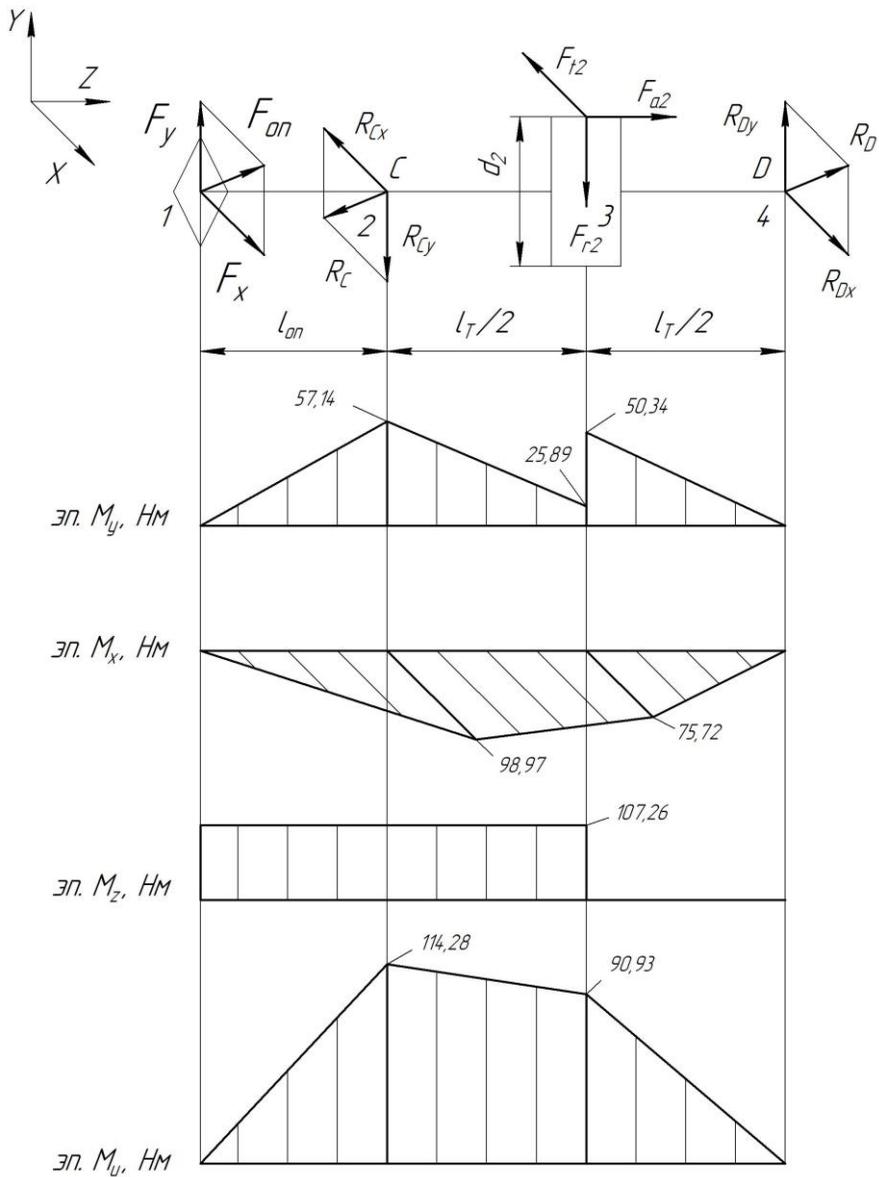


Рисунок 2.9 – Схема нагружения тихоходного вала и построения эпюр изгибающих моментов

$$\begin{aligned}
 M_{y3} &= F_y \cdot \left(\frac{l_{on}}{10^3} + \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} \right) - R_{Cy} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} = \\
 &= 879,09 \cdot \left(\frac{65}{10^3} + \frac{70}{2 \cdot 10^3} \right) - 1771,83 \cdot \frac{70}{2 \cdot 10^3} = 25,89 \text{ Нм}. \\
 M_{y4} &= 0 \text{ Нм}.
 \end{aligned}$$

Горизонтальная плоскость

Опорные реакции

$$\begin{aligned}
 \sum M_C = 0; \quad R_{Dx} \cdot l_T - F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} - F_x \cdot l_{on} = 0; \\
 R_{Dx} = \frac{F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_x \cdot l_{on}}{l_T} = \frac{1499,09 \cdot \frac{70}{2} + 1522,63 \cdot 65}{70} = 2163,42 \text{ Н}.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \sum M_D = 0; \quad -F_x \cdot (l_{on} + l_T) + R_{Cx} \cdot l_T + F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} = 0; \\
 R_{Cx} = \frac{F_x \cdot (l_{on} + l_T) - F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2}}{l_T} = \frac{1522,63 \cdot (65 + 70) - 1499,09 \cdot \frac{70}{2}}{70} = \\
 = 2186,96 \text{ Н}.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Проверка: } \sum F_x = 0; \quad F_x - R_{Cx} - F_{t2} + R_{Dx} = 0; \\
 1522,63 - 2186,96 - 1499,09 + 2163,42 = 0; \quad 0 = 0.
 \end{aligned}$$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси OX

$$\begin{aligned}
 M_{x1} &= 0 \text{ Нм}. \\
 M_{x2} &= -F_x \cdot \frac{l_{on}}{10^3} = -1522,63 \cdot \frac{65}{10^3} = -98,97 \text{ Нм}. \\
 M_{x3} &= -R_{Dx} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} = -2163,42 \cdot \frac{70}{2 \cdot 10^3} = -75,72 \text{ Нм}. \\
 M_{x4} &= 0 \text{ Нм}.
 \end{aligned}$$

Эпюра крутящего момента

$$M_{\kappa} = M_z = \frac{F_{t2} \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{1499,09 \cdot 143,1}{2 \cdot 10^3} = 107,26 \text{ Нм.}$$

Суммарные реакции опор

$$R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{2186,96^2 + 1771,83^2} = 2814,64 \text{ Н.}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{2163,42^2 + 1438,36^2} = 2597,93 \text{ Н.}$$

Суммарный изгибающий момент в нагруженных сечениях

$$M_{u1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{u2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{(-98,97)^2 + 57,14^2} = 114,28 \text{ Нм.}$$

$$M_{u3} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{(-75,72)^2 + 50,34^2} = 90,93 \text{ Нм.}$$

$$M_{u4} = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

Эквивалентный момент

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{u2}^2 + M_{\kappa}^2} = \sqrt{114,28^2 + 107,26^2} = 156,73 \text{ Нм,}$$

где M_{κ} – крутящий (вращающий) момент на валу цилиндрического колеса ($M_{\kappa}=T_2$), Нм.

Диаметр вала в опасном сечении (под подшипник)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}},$$

где $[\sigma]_{-1}=70 \text{ МПа}$ – допускаемые напряжения, [3, стр. 266, табл. 16.1].

$$d = \sqrt[3]{\frac{156,73 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 70}} = 28,18 \text{ мм} < d_2 = 40 \text{ мм,}$$

где d_2 – диаметр тихоходного вала под подшипник (см. п. 4.7), мм.

Условие выполняется.

4.10 Проверочный расчет подшипников тихоходного вала редуктора

Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности C_{rp}, H , с базовой C_r, H , или базовой долговечности $L_{10h}, ч$, с требуемой $L_h, ч$, по условиям:

$$C_{rp} \leq C_r \text{ или } L_{10h} \geq L_h.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке

$$C_{rp} = R_E \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_2 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} \leq C_r.$$

Базовая долговечность

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^m \geq L_h,$$

где C_r – базовая динамическая грузоподъемность, H ;

R_E – эквивалентная динамическая нагрузка, H ;

$m=3$ – показатель степени для шариковых подшипников;

$a_1=1$ – коэффициент надежности при безотказной работе;

a_{23} – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипников и качества его эксплуатации. При обычных условиях работы подшипника $a_{23}=0,7 \dots 0,8$ – для шариковых подшипников. Поскольку в расчетах используется радиальный шариковый подшипник (см. п. 4.7), то принимаем $a_{23}=0,8$;

L_h – срок службы привода, $ч$;

n_2 – частота вращения внутреннего кольца подшипника тихоходного вала редуктора (см. п. 1.6), $мин^{-1}$.

$$n_2 = 386 \text{ мин}^{-1}.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$R_E = V \cdot R_r \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} \leq e;$$

$$R_E = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} > e;$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки. Для радиально-го шарикового подшипника коэффициент радиальной нагрузки $X=0,56$ [1, стр. 141, табл. 9.1];

Y – коэффициент осевой нагрузки;

V – коэффициент вращения, при вращающемся внутреннем кольце $V=1$;

R_r – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника (R_C, R_D), H ;

R_a – осевая нагрузка подшипника, равная осевой силе в зацеплении F_a , H ;

e – коэффициент влияния осевого нагружения;

K_B – коэффициент безопасности. При требуемой долговечности подшипника $L_h=15000$ ч коэффициент безопасности равен $K_B=1,2$ [1, стр. 145, табл. 9.4];

K_T – температурный коэффициент. При рабочей температуре подшипника до $100^\circ C$ температурный коэффициент равен $K_T=1$ [1, стр. 147, табл. 9.5].

Для определения коэффициента осевой нагрузки, вычислим следующее отношение

$$\frac{R_a}{C_{0r}} = \frac{341,69}{17800} = 0,019,$$

где C_{0r} – статическая грузоподъемность подшипника, H (см. п. 4.7).

Коэффициент влияния осевого нагружения $e=0,2$ и коэффициент осевой нагрузки $Y=2,19$ [приложение, табл. 26].

Проанализируем отношение

$$\frac{R_a}{V \cdot R_{r1}} = \frac{341,69}{1 \cdot 2814,65} = 0,12 < e;$$

$$\frac{R_a}{V \cdot R_{r2}} = \frac{341,69}{1 \cdot 2597,93} = 0,13 < e,$$

где R_{r1}, R_{r2} – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника (R_C, R_B), H .

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$R_{E1} = V \cdot R_{r1} \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 2814,64 \cdot 1,2 \cdot 1 = 3377,57 \text{ H};$$

$$R_{E2} = V \cdot R_{r2} \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 2597,93 \cdot 1,2 \cdot 1 = 3117,52 \text{ H}.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке равна

$$C_{rp} = R_{E1} \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_2 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} = 3377,57 \cdot \sqrt[3]{60 \cdot 386 \cdot \frac{15000}{1 \cdot 0,8 \cdot 10^6}} =$$
$$= 25577,08 \text{ H} < 32000 \text{ H}.$$

Условие выполняется.

Долговечность подшипника

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C_r}{R_{E1}} \right)^m = 1 \cdot 0,8 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 386} \cdot \left(\frac{32000}{3377,57} \right)^3 =$$
$$= 29375,7 \text{ ч} > 15000 \text{ ч}.$$

Поскольку базовая долговечность больше чем требуемая, то предварительно выбранный подшипник № 208 пригоден. В случае невыполнения данного условия, следует перейти на среднюю серию подшипника. Если и эта мера не даст желаемого результата, то необходимо изменить тип подшипника и повторить расчет заново.

4.11 Проверочный расчет тихоходного вала

Поскольку концентратором напряжений для тихоходного вала цилиндрической передачи является диаметр посадки вала под подшипник d_2 (рис. 1.10), то проверочный расчет выполним применительно только для этого элемента. При этом считаем, что вал изготавливается из стали 40Х, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ [приложение, табл. 5]; [1, стр. 53, табл. 3.2].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_\sigma)_D = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

$$(K_\tau)_D = \left(\frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

где K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

K_F – коэффициент влияния шероховатости;

K_y – коэффициент влияния поверхности упрочнения.

При $\sigma_s=900$ МПа коэффициенты концентрации напряжений равны $K_\sigma=1,76$; $K_\tau=1,51$ [1, стр. 271, табл. 11.2].

При диаметре вала под подшипник $d_2=40$ мм коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения для стали 40Х равен $K_d=0,73$ [1, стр. 272, табл. 11.3].

При $\sigma_s=900$ МПа коэффициент влияния шероховатости составляет $K_F=1,5$ [1, стр. 272, табл. 11.4].

При закалке вала с $\sigma_s=900$ МПа и коэффициент влияния поверхности упрочнения равен $K_y=1,6$ [1, стр. 272, табл. 11.5].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_\sigma)_D = \left(\frac{1,76}{0,73} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,94;$$

$$(K_\tau)_D = \left(\frac{1,51}{0,73} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,71.$$

Пределы выносливости в расчетном сечении вала

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D},$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D},$$

где σ_{-1} и $\tau_{-1}=0,58 \cdot \sigma_{-1}$ – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, МПа.

Для стали 40Х предел выносливости при симметричном цикле изгиба составляет $\sigma_{-1}=410$ МПа [приложение, табл. 5].

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{410}{1,94} = 211,34 \text{ МПа};$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{0,58 \cdot 410}{1,71} = 139,06 \text{ МПа}.$$

Тогда коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a};$$

$$S_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a};$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, *МПа*;

σ_a и τ_a – амплитуда нормальных и касательных напряжений, *МПа*.

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M \cdot 10^3}{W_{\text{нетто}}},$$

где M – суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении (рис. 1.10), *Нм*;

$W_{\text{нетто}}$ – осевой момент сопротивления сечения вала, *мм³*.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32},$$

где d_2 – диаметр тихоходного вала под подшипник (см. п. 4.7), *мм*.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{32} = 6280 \text{ мм}^3.$$

Тогда амплитуда нормальных напряжений составит

$$\sigma_a = \frac{114,28 \cdot 10^3}{6280} = 18,2 \text{ МПа}.$$

Амплитуда касательных напряжений

$$\tau_a = \frac{M_{\kappa} \cdot 10^3}{2 \cdot W_{\text{рнетто}}},$$

где M_{κ} – крутящий (вращающий) момент на валу колеса, *Нм*;

$W_{\text{рнетто}}$ – полярный момент сопротивления сечения вала, *мм³*.

$$W_{\text{резьба}} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{16} = 12560 \text{ мм}^3.$$

Тогда амплитуда касательных напряжений составит

$$\tau_a = \frac{156,72 \cdot 10^3}{2 \cdot 12560} = 6,24 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{211,34}{18,2} = 11,61;$$

$$S_\tau = \frac{139,06}{6,24} = 22,29.$$

Общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

где $[S]=1,6 \dots 2,1$ – допускаемый коэффициент запаса прочности.

$$S = \frac{11,61 \cdot 22,29}{\sqrt{11,61^2 + 22,29^2}} = 10,3 > 1,6.$$

Поскольку условие выполняется, то прочность вала обеспечена. Практика показывает, что проектирование валов одноступенчатых редукторов на чистое кручение (см. п. 4.7), проверочные расчеты на прочность повсеместно дают удовлетворительные результаты.

5 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОК

Проверке подлежит шпонка тихоходного вала – под колесом. Необходимым и достаточным является расчет шпоночного соединения на смятие. Условие прочности имеет следующий вид

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\sigma_{см}],$$

где F_t – окружная сила на колесе (см. п. 4.3), H ,
 $A_{см}$ – площадь смятия, $мм^2$;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие, *МПа*. При спокойной нагрузке $[\sigma_{см}]=110...190$ *МПа*.

Площадь смятия

$$A_{см} = (0,94 \cdot h - t_1) \cdot l_p,$$

где l_p – рабочая длина шпонки, *мм*;

$$l_p = l - b,$$

где l – полная длина шпонки, *мм*;

b, h, t_1 – соответственно ширина, высота и глубина шпонки в пазу вала, *мм*.

При диаметре вала под колесо равной $d_3=50$ *мм* ширина, высота и глубина шпонки в пазу вала соответственно равны $b=14$ *мм*; $h=9$ *мм*; $t_1=5,5$ *мм* [приложение, табл. 28].

Считаем, что шпонка на тихоходном валу редуктора установлена со скругленными торцами. Согласно рекомендациям ее полная длина должна быть на 5-10 *мм* меньше длины ступени вала $l_3=52$ *мм* (п. 4.7). То есть

$$l = l_3 - (5...10) \text{ мм} = 52 - (5...10) \text{ мм} = 47...42 \text{ мм},$$

где l_3 – длины ступени вала под колесо (см. п. 4.7), *мм*.

Принимаем полную длину шпонки $l=45$ *мм* [приложение, табл. 28].

Площадь смятия

$$A_{см} = (0,94 \cdot 9 - 5,5) \cdot 45 = 133,2 \text{ мм}^2.$$

Действующие напряжения равны

$$\sigma_{см} = \frac{1499,09}{133,2} = 11,25 < [\sigma_{см}] = 110 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

В случае невыполнения условия необходимо увеличить длину шпонки (если это возможно) или установить вторую шпонку (диаметрально противоположно первой).

6 ВЫБОР СПОСОБА СМАЗКИ

Смазывание цилиндрических передач и подшипников применяют в целях защиты от коррозии, снижения коэффициента трения, уменьшения износа, отвода тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей, снижения шума и вибраций.

Выбор сорта масла зависит от значения контактных напряжений в зубьях и фактической окружной скорости колеса.

При $\sigma_H=465,03 \text{ МПа}$ (см. п. 2.15) и $v=2,89 \text{ м/с}$ (см. п. 2.16) принимаем масло И-Г-А-46 [приложение, табл. 29], где:

И – индустриальное;

Г – для гидравлических систем;

А – масло без присадок;

46 – класс кинематической вязкости.

Для одноступенчатых редукторов при смазывании окунанием объем масляной ванны определяется из расчета

$$V = (0,4 \dots 0,5) \cdot P_{\text{дв}} = (0,4 \dots 0,5) \cdot 5,5 = 2,2 \dots 2,75 \text{ л},$$

где $P_{\text{дв}}$ – мощность двигателя (см. п. 1.3), кВт.

Уровень масла в редукторе при окунании в масляную ванну колеса должен находиться в пределах

$$m \leq h_m \leq 0,25 \cdot d_2,$$

где m – модуль зацепления, мм;

d_2 – делительный диаметр цилиндрического колеса (см. п. 2.14), мм.

$$h_m = (0,1 \dots 0,5) \cdot d_1 = (0,1 \dots 0,5) \cdot 56,9 = 5,69 \dots 28,45 \text{ мм},$$

где d_1 – делительный диаметр шестерни (см. п. 2.14), мм.

При этом минимальный уровень масла

$$h_{\text{мин}} = 2,2 \cdot m = 2,2 \cdot 5 = 11 \text{ мм}.$$

7 ВЫБОР МУФТ

Муфты предназначены для соединения валов и передачи вращающего момента.

Для соединения выходных концов электродвигателя и быстроходного вала редуктора, установленных на одной раме, применяются упругие втулочно-пальцевые муфты и муфты со звездочкой. Эти муфты обладают достаточными упругими свойствами и малым моментом инерции для уменьшения пусковых нагрузок на соединяемые валы.

Для соединения выходных концов тихоходного вала редуктора и приводного вала рабочей машины применяют цепные муфты и муфты с торообразной оболочкой. Эти муфты обладают достаточной податливостью, позволяющей компенсировать значительную несоосность валов. Кроме того, к ним не предъявляются требования малого момента инерции.

Муфты выбирают по большему диаметру концов соединяемых валов, частоте вращения, условиям эксплуатации и расчетному моменту T_p , который должен быть в пределах номинального

$$T_p = K_p \cdot T_1,$$

где K_p – коэффициент режима нагрузки. Для ленточного транспортера $K_p=1,5$ [1, стр. 250, табл. 10.26];

T_1 – вращающий момент быстроходного вала редуктора, *Нм*.

$$T_p = 1,5 \cdot 46,05 = 69,08 \text{ Нм.}$$

Принимаем муфту МУВП 250-38-1.35-1.1-УЗ ГОСТ 2124-93 [приложение, табл. 31].

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1 – К определению общего КПД и передаточного числа привода

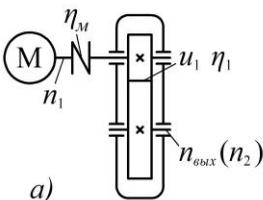
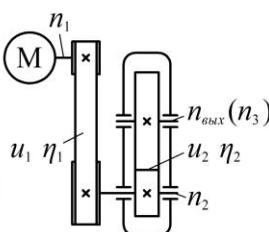
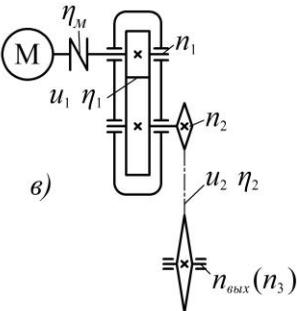
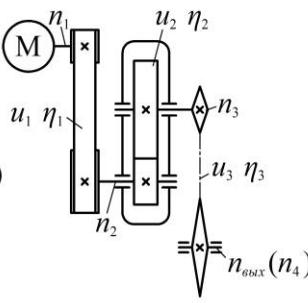
$n_c = 1000 \text{ (750) } \text{мин}^{-1}$	$n_c = 1500 \text{ (1000) } \text{мин}^{-1}$
 <p style="text-align: center;">а)</p> $\eta_{\text{общ}} = \eta_M \cdot \eta_1 \cdot \eta_n^2$ $u_{\text{общ}} = u_1$	 <p style="text-align: center;">б)</p> $\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n^2$ $u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2$
$n_c = 1500 \text{ (1000) } \text{мин}^{-1}$	$n_c = 3000 \text{ (1500) } \text{мин}^{-1}$
 <p style="text-align: center;">в)</p> $\eta_{\text{общ}} = \eta_M \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n^3$ $u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2$	 <p style="text-align: center;">г)</p> $\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_n^3$ $u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3$

Таблица 2 – Значения КПД механических передач (без учета потерь в подшипниках)

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая:		
цилиндрическая	0,96...0,97	0,93...0,95
коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячная передача при передаточном числе u :		
свыше 30	0,70...0,75	-
от 14 до 30	0,80...0,85	-
от 8 до 14	0,85...0,95	-
Цепная	0,95...0,97	0,90...0,93
Ременная:		
плоским ремнем	-	0,96...0,98
клиновыми (поликлиновым) ремнями	-	0,95...0,97

Примечание. 1. Для червячной передачи предварительное значение КПД принимают равным $\eta=0,75...0,85$. 2. Потери в подшипниках на трение оцениваются следующими коэффициентами: для одной пары подшипников качения $\eta_n=0,99...0,995$; для одной пары скольжения $\eta_m=0,98...0,99$. 3. Потери в муфте (компенсирующей, упругой, комбинированной) $\eta_m=0,98$.

Таблица 3 – Рекомендуемые значения передаточных чисел

Закрытые зубчатые передачи (редукторы) одноступенчатые цилиндрические и конические (ГОСТ 2185-66):											
1-й ряд	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3					
2-й ряд	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1					
Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.											
Закрытые червяные передачи (редукторы) одноступенчатые для червяка с числом витков $z_1=1; 2; 4$ (ГОСТ 2144-75):											
1-й ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80
2-й ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	71	
Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.											
Открытая зубчатая передача: 3...7.											
Цепные передачи: 2...4.											
Ременные передачи (все типы): 2...3.											

Таблица 4 – Двигатели асинхронные короткозамкнутые трехфазные серии 4А общепромышленного применения

$P_{\text{ном}}$ кВт	Синхронная частота вращения $n_{\text{син}}, \text{мин}^{-1}$									
	3000		1500		1000		750		Тип двигателя	$n_{\text{ном}}, \text{мин}^{-1}$
	Тип двигателя	$n_{\text{ном}}, \text{мин}^{-1}$	Тип двигателя	$n_{\text{ном}}, \text{мин}^{-1}$	Тип двигателя	$n_{\text{ном}}, \text{мин}^{-1}$	Тип двигателя	$n_{\text{ном}}, \text{мин}^{-1}$		
0,25	4ААМ56В2У3	2760	4ААМ63А4У3	1370	4ААМ63В6У3	890	4АМ71В8У3	680		
0,37	4ААМ63А2У3	2740	4ААМ63В4У3	1365	4АМ71А6У3	910	4АМ80АУ3	675		
0,55	4ААМ63В2У3	2710	4АМ71А4У3	1390	4АМ71В6У3	900	4АМ80В8У3	700		
0,75	4АМ71А2У3	2840	4АМ71В4У3	1390	4АМ80А6У3	915	4АМ90ЛА8У3	700		
1,1	4АМ71В2У3	2810	4АМ80А4У3	1420	4АМ80В6У3	920	4АМ90ЛВ8У3	700		
1,5	4АМ80А2У3	2850	4АМ80В4У3	1415	4АМ90Л6У3	935	4АМ100Л8У3	700		
2,2	4АМ80В2У3	2850	4АМ90Л4У3	1425	4АМ100Л6У3	950	4АМ112МА8У3	700		
3,0	4АМ90Л2У3	2840	4АМ100С4У3	1435	4АМ112МА6У3	955	4АМ112МВ8У3	700		
4,0	4АМ100С2У3	2880	4АМ100Л4У3	1430	4АМ112МВ6У3	950	4АМ132С8У3	720		
5,5	4АМ100Л2У3	2880	4АМ112М4У3	1445	4АМ132С6У3	965	4АМ132М8У3	720		
7,5	4АМ112М2У3	2900	4АМ132С4У3	1455	4АМ132М6У3	870	4АМ160С8У3	730		
11	4АМ132М2У3	2900	4АМ132М4У3	1460	4АМ160С6У3	975	4АМ160М8У3	730		

Таблица 5 – Механические характеристики марок сталей для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Вид заготовки	D _{предл.} мм	S _{предл.} мм	ТО	Твердость заготовки		σ_B	σ_T	σ_{-1}
					поверхности	сердцевины			
35	Поковка	Любые размеры		Н	163...192 НВ		550	270	235
40	»	120	60	У	192...228 НВ		700	400	300
45	»	Любые размеры		Н	179...207 НВ		600	320	260
45	»	125	80	У	235...262 НВ		780	540	335
45	»	80	50	У	269...302 НВ		890	650	380
40Х	»	200	125	У	235...262 НВ		790	640	375
40Х	»	125	80	У	269...302 НВ		900	750	410
40Х	»	125	80	У+ТВЧ	45...50HRC	269...302НВ	900	750	410
40ХН	»	315	200	У	235...262 НВ		800	630	380
40ХН	»	200	125	У	269...302 НВ		920	750	420
40ХН	»	200	125	У+ТВЧ	48...53HRC	269...302НВ	920	750	420
35ХМ	»	315	200	У	235...262 НВ		800	670	380
35ХМ	»	200	125	У	269...302 НВ		920	790	420
35ХМ	»	200	125	У+ТВЧ	48...53HRC	269...302НВ	920	790	420
35Л	Литье	Любые размеры		Н	163...207 НВ		550	270	235

Таблица 6 – Выбор материала, термообработки и твердости

Параметр	Для передач с прямыми и непрямыми зубьями при малой ($P \leq 2 \text{ кВт}$) и средней ($P \leq 7,5 \text{ кВт}$) мощности		Для передач с непрямыми зубьями при средней ($P \leq 7,5 \text{ кВт}$) мощности	
	Шестерня, Червяк	Колесо	Шестерня, Червяк	Колесо
Материал	Стали 35, 45, 35Л, 40Л/40, 40Х, 40ХН, 35ХМ, 45Л		Стали 40Х, 40ХН, 35ХМ	
Термообработка	Нормализация / Улучшение		Улучшение +закалка ТВЧ	Улучшение
Твердость	H ≤ 350 HB HB _{1cp} -HB _{2cp} =20...50		H ≥ 45HRC	H ≤ 350 HB
			HB _{1cp} -HB _{2cp} ≥70	
Допускаемое напряжение при числе циклов перемены напряжений, МПа	$[\sigma]_{HO} = 1,8 \cdot HB_{cp} + 67$		$[\sigma]_{HO} = 14 \cdot HRC + 170$	$[\sigma]_{HO} = 1,8 \cdot HB + 67$
	$[\sigma]_{FO} = 1,03 \cdot HB_{cp}$		370 при $m \geq 3 \text{ мм}$ 310 при $m \leq 3 \text{ мм}$	$[\sigma]_{FO} = 1,03 \cdot HB_{cp}$
Допускаемое напряжение, МПа	$[\sigma]_H = K_{HL} \cdot [\sigma]_{HO}$		$[\sigma]_H = K_{HL} \cdot [\sigma]_{HO}$	
	$[\sigma]_F = K_{FL} \cdot [\sigma]_{FO}$		$[\sigma]_F = K_{FL} \cdot [\sigma]_{FO}$	

Таблица 7 –Значения числа циклов N_{HO}

Средняя твердость поверхностей зубьев	HB_{cp}	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	HRC_{cp}	-	25	32	38	43	47	52	56	60
N_{HO} , млн. циклов		10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

Таблица 8 – Стандартные значения межосевого расстояния цилиндрических редукторов

Межосевое расстояние a_w , мм											
1-й ряд	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
2-й ряд	140	180	225	280	335	450	560	710	900		

Примечание: Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.

Таблица 9 – Модуль зацепления цилиндрической передачи

m , мм	1-й ряд – 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10
	2-й ряд – 1,25; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9

Примечание: Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.

Таблица 10 – Степени точности зубчатых колес

Степень точности	Окружные скорости v , м/с, вращения колес	
	прямозубых	непрямозубых
6	До 15	До 30
7	» 10	» 15
8	» 6	» 10
9	» 2	» 4

Таблица 11 – Значения коэффициентов K_{Hv} и K_{Fv} при $H \leq 350$ НВ

Степень точности	Коэффициент	Окружная скорость v , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	K_{Hv}	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	K_{Fv}	1,06	1,13	1,26	1,40	1,58	1,67
		1,02	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
7	K_{Hv}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
		1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	K_{Fv}	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
		1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
8	K_{Hv}	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	K_{Fv}	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
		1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
9	K_{Hv}	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
		1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
	K_{Fv}	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25
		1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35

Примечание. В числителе приведены данные для прямозубых колес, в знаменателе – для косозубых и колес с круговыми зубьями.

Таблица 12 – Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями $K_{F\alpha}$

Степень точности	6	7	8	9
Коэффициент $K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,00

Таблица 13 – Коэффициент формы зуба Y_{F1} и Y_{F2}

z (z_v)	Y_F										
16	4,28	24	3,92	30	3,80	45	3,66	71	3,61	180	3,62
17	4,27	25	3,90	32	3,78	50	3,65	80	3,61	∞	3,63
20	4,07	26	3,88	35	3,75	60	3,62	90	3,60		
22	3,98	28	3,81	40	3,70	65	3,62	100	3,60		

Таблица 14 – Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69), мм

Ряды			Доп. размеры	Ряды			Доп. размеры	Ряды			Доп. размеры
R_a10	R_a20	R_a40		R_a10	R_a20	R_a40		R_a10	R_a20	R_a40	
8,0	8,0	8,0	8,2	40	40	40	41	200	200	200	205
			8,5				42		44		210
	9,0	9,0	9,2		45	45	46		220	220	230
		9,5	9,8			48	49		240		
10	10	10	10,2	50	50	50	52	250	250	250	
			10,5				53		55		260
	11	11	11,2		56	56	58		280	280	270
		11,5	11,8			60	62		300	300	290
									310		310
12	12	12	12,5	63	63	63	65	320	320	320	330
			13				67				340
	14	14	13,5		71	71	70		360	360	350
		15	14,5			75	73		380	380	370
			15,5				78				
16	16	16	16,5	80	80	80	82	400	400	400	410
			17				85				420
	18	18	18,5		90	90	92		450	450	460
		19	19,5			95	98		480	480	490
20	20	20	20,5	100	100	100	102	500	500	500	515
			21				105				530
	22	22	21,5		110	110	108		560	560	545
		24	23,0			120	112		600	600	580
							115				
							118				
25	25	25		125	125	125		630	630	630	615
							130				670
	28	28	27		140	140	135		710	710	690
		30	29			150	145		750	750	730
32	32	32	31	160	160	160	155	800	800	800	775
			33				170		165		850
	36	36	35		180	180	175		900	900	875
		38	37			190	185		950	950	925
			39				195				975

Примечание: При выборе размеров предпочтение должно отдаваться рядам с более крупной градацией (ряд $R_a 10$ следует предпочитать ряду $R_a 20$, ряд $R_a 20$ – ряду $R_a 40$). Допускается применять дополнительные размеры.

Таблица 15 – Минимальные значения диаметра меньших шкивов для передачи наибольших моментов

Обозначение сечения ремня	Нормального сечения		
	О	А	Б
$d_{1min}, мм$	63	90	125

Таблица 16 – Стандартные значения диаметров шкивов, мм
40, 45, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000.

Таблица 17 – Стандартный ряд длин ремней, мм
400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 1800.

Таблица 18 – Допускаемая приведенная мощность [P_0], кВт, передаваемая одним клиновым ремнем

Тип ремня	Сечение, $l_0, мм$	$d_1, мм$	Скорость ремня $v, м/с$							
			2	3	5	10	15	20	25	30
Клиновой	О 1320	63	-	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	-	-
		71	-	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	-
		80	-	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	-
		90	-	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
		100	-	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,11	2,08
		112	-	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,28	2,27
	А 1700	90	-	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	-	-
		100	-	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	-
		112	-	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
		125	-	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
		140	-	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	3,67	3,64
		160	-	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78	4,11	4,17
	Б 2240	125	-	0,95	1,39	2,26	2,80	-	-	-
		140	-	1,04	1,61	2,70	3,45	3,83	-	-
		160	-	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
		180	-	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
		200	-	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32	6,23
		224	-	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00	7,07

Таблица 19 – Значения поправочных коэффициентов C

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы C_p								
Характер нагрузки	спокойная	с умеренными колебаниями			со значительными колебаниями		ударная и резко неравномерная	
C_p	1	0,9			0,8		0,7	
Коэффициент угла обхвата α_1 на меньшем шкиве C_α								
Угол обхвата α_1 , град		180	170	160	150	140	130	120
C_α	плоский ремень	1	0,97	0,94	0,91	-	-	-
	клиновой ремень	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
Коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня l_p к базовой l_0								
Отношение l_p/l_0			0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4
C_l	клиновой ремень нормального сечения		0,82	0,89	0,95	1	1,04	1,07
	клиновой ремень узкого сечения		0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06
Коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи C_z								
Ожидаемое число ремней z			2...3		4...5		6	
C_z			0,95		0,90		0,85	

Таблица 20 – Основные параметры клиновых и поликлиновых ремней общего назначения

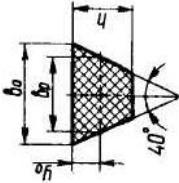
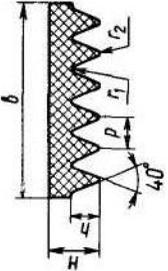
Основные размеры, мм								
	Обозначение сечения ремня							
	Нормальное сечение		Узкое сечение		Поликлиновое сечение			
	А	Б	УО	УА	УБ	К	Л	М
b_p	11	14	8,5	11	14	-	-	-
b_0	13	17	10	13	17	-	-	-
y_0	2,1	2,8	4,0	2,0	2,8	3,5	-	-
h	6	8	10,5	8	10	13	2,35	4,85
Площадь сечения A , мм ²	47	81	138	56	95	158	0,5b(2H-h)	
Предельное значение l , мм	400-	560-	800-	630-	800-	1250-	400-	1250-
	2500	4000	6300	3550	4500	8000	2000	6000
Масса 1 м длины q , кг/м	0,06	0,105	0,18	0,07	0,12	0,20	0,09	0,45
								1,6

Таблица 21 – Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей $[p_u]$, МПа

Шаг цепи, мм	При частоте вращения меньшей звездочки, мин^{-1}							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7; 15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05; 25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75; 38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	-
44,45; 50,8	35	26	21	17,5	15	-	-	-

Таблица 22 – Значения поправочных коэффициентов K

Условия работы передачи			Коэффициент	
			обозначение	значение
Динамичность нагрузки	Равномерная		K_d	1
	Переменная или толчкообразная			1,2...1,5
Регулировка межосевого расстояния	Передвигающимися опорами		$K_{рег}$	1
	Нажимными звездочками			0,8
	Нерегулируемые передачи			1,25
Положение передачи	Наклон линии центров к горизонту, град	$\Theta=0...40$	K_e	1,15
		$\Theta=40...90$		1,05
		$\Theta \leq 60$	K_Θ	1
		$\Theta > 60$		1,25
Способ смазывания	Непрерывный (в масляной ванне)		K_c	0,8
	Капельный			1
	Периодический			1,5
Режим работы	Односменная		K_p	1
	Двухсменная			1,25
	Трехсменная			1,5

Таблица 23 – Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей $[p_u]$, МПа

v , м/с	0,1	0,4	1	2	4	6	8	10
$[p_u]$, МПа	32	28	25	21	17	14	12	10

Таблица 24 – Допускаемый коэффициент запаса прочности $[S]$ для роликовых цепей при $z=15...30$

Шаг цепи, мм	Частота вращения меньшей звездочки, мин^{-1}								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,8	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11	11,8	13,4	-
38,1	7,5	8	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	-	-
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	-	-	-
50,8	7,7	8,3	9,5	10,8	12	-	-	-	-

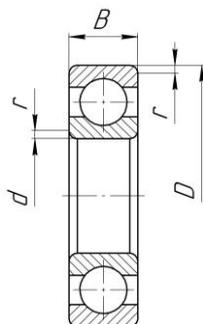
Таблица 25 – К определению значений величин t, r, f и c

$d, \text{мм}$	17-24	25-30	32-40	42-50	52-60	62-70	71-85
$t, \text{мм}$	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5
$r, \text{мм}$	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5
$f, \text{мм}$	1	1	1,6	1,6	2	2	2,5
$c, \text{мм}$	1	1	1,6	1,6	2	2	2,5

Таблица 26 – Значения коэффициента e и Y для радиальных однорядных шарикоподшипников

R_d/C_{0R}	0,014	0,028	0,056	0,084	0,11	0,17	0,28	0,42	0,56
e	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44
Y	2,30	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00

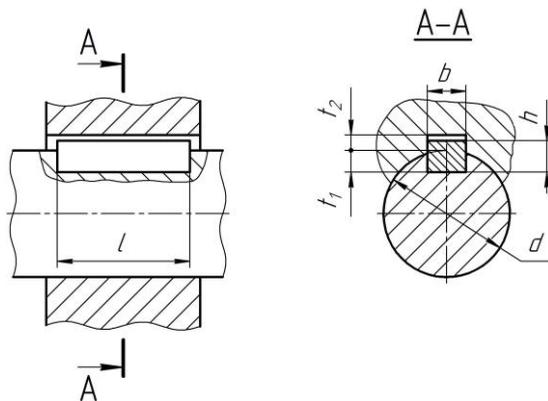
Таблица 27 – Подшипники шариковые радиальные одно-
рядные (ГОСТ 8338-75)



Обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	C_r	C_{or}
Особо легкая серия						
104	20	42	12	1	9,36	4,5
105	25	47	12	1	11,2	5,6
106	30	52	13	1,5	13,3	6,8
107	35	62	14	1,5	15,9	8,5
108	40	68	15	1,5	16,8	9,3
109	45	75	16	1,5	21,2	12,2
110	50	80	16	1,5	21,6	13,2
111	55	90	18	2	28,1	17,0
112	60	95	18	2	29,6	18,3
113	65	100	18	2	30,7	19,6
114	70	110	20	2	37,7	24,5
115	75	115	20	2	39,7	26,0
116	80	125	22	2	47,7	31,5
Легкая серия						
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7
208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	45	85	19	2	33,2	18,6
210	50	90	20	2	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0

Продолжение табл. 27						
Обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{or}</i>
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	80	140	26	3	70,2	45,0
Средняя серия						
304	20	52	15	2	15,9	7,8
305	25	62	17	2	22,5	11,4
306	30	72	19	2	28,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	110	27	3	61,8	36,0
311	55	120	29	3	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,5
316	80	170	39	3,5	124,0	80,0
Тяжелая серия						
404	20	72	19	2	30,7	16,6
405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
407	35	100	25	2,5	55,3	31,0
408	40	110	27	3	63,7	36,5
409	45	120	29	3	76,1	45,5
410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
411	55	140	33	3,5	100,0	63,0
412	60	150	35	3,5	108,0	70,0
413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
414	70	180	42	4	143,0	105,0
415	75	190	45	4	153,0	114,0
416	80	200	48	4	163,0	125,0

Таблица 28 – Шпоночные соединения с призматическими шпонками ГОСТ 23360-78



Диаметр вала d	Сечение шпонки		Глубина паза		Длина l
	b	h	вала t_1	ступицы t_2	
Свыше 12 до 17	5	5	3	2,3	10...56
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8	14...70
» 22 » 30	8	7	4	3,3	18...90
» 30 » 38	10	8	5	3,3	22...110
» 38 » 44	12	8	5	3,3	28...140
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8	36...160
» 50 » 58	16	10	6	4,3	45...180
» 58 » 65	18	11	7	4,4	50...200
» 65 » 75	20	12	7,5	4,9	56...220
» 75 » 85	22	14	9	5,4	63...250
» 85 » 95	25	14	9	5,4	70...280

Примечание. Длины призматических шпонок l выбирают из следующего ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250.

Таблица 29 – Рекомендуемые сорта смазочных масел для передач (ГОСТ 17479.4-87)

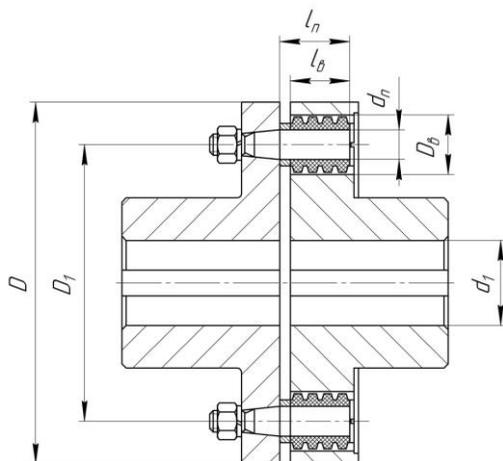
Передача	Контактные напряжения σ_H , МПа	Окружная скорость зубчатых передач v , м/с Скорость скольжения червячных передач v_s , м/с		
		до 2	св. 2 до 5	св. 5
Зубчатая	до 600	И-Г-А-68	И-Г-А-46	И-Г-А-32
	св. 600 до 1000	И-Г-С-100	И-Г-С-68	И-Г-С-46
	св. 1000	И-Г-С-150	И-Г-С-100	И-Г-С-68
Червячная	до 200	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100	И-Т-Д-68
	св. 200 до 250	И-Т-Д-460	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100
	св. 250	И-Т-Д-680	И-Т-Д-460	И-Т-Д-220

Примечание. Обозначение промышленных масел состоит из четырех знаков, каждый из которых показывает: И – промышленное; второй – принадлежность к группе по назначению (Г – для гидравлических систем, Т – для тяжело нагруженных узлов); третий – принадлежность к подгруппе по эксплуатационным свойствам (А – масло без присадок; С – масло с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками, Д – масло с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противоэрозийными присадками); четвертый (число) – класс кинематической вязкости.

Таблица 30 – Размеры диаметров валов электродвигателей

Тип электродвигателя	Диаметр вала электродвигателя d_1 , мм
...71А...	19
...71В...	19
...80А...	22
...80В...	22
...90L...	24
...100S...	28
...100L...	28
...112M...	32
...132S...	38
...132M...	38
...160S...	42
...160M...	42

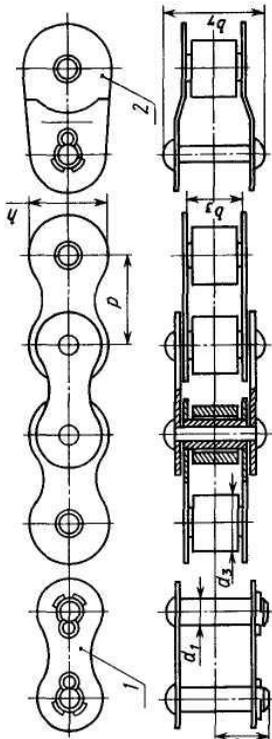
Таблица 31 – Муфты упругие втулочно-пальцевые ГОСТ 2124-93



Номинальный вращающий момент $T_{ном}$, <i>Нм</i>	Диаметр отверстия под вал электродвигателя d_1 (вал редуктора), <i>мм</i>
31,5	16; 18; 19
63	20; 22; 24
125	25; 28; 30
250	32; 35; 36; 40; 42; 45
500	40; 42; 45
710	45; 48; 50; 55; 56
1000	50; 55; 56; 60; 63; 65; 70
2000	63; 65; 71; 75; 80; 85; 90

Таблица 32 – Цели приводные роликовые нормальной серии однорядные типа ПР (ГОСТ 13568-75)

Цель	p , мм	b_3 , мм	d_3 , мм	d_1 , мм	$A_{\text{ом}}$, мм ²	$F_{\text{раз}}$, даН	q , кг
ПР-9,525-910	9,525	5,72	6,35	3,28	28	910	0,45
ПР-12,7-1820-1	12,7	5,40	8,51	4,45	40	1820	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,7	7,75	8,51	4,45	50	1820	0,75
ПР-15,875-2300-1	15,875	6,48	10,16	5,08	55	2300	0,8
ПР-15,875-2300-2	15,875	9,65	10,16	5,08	71	2300	1,00
ПР-19,05-3180	19,05	12,70	11,91	5,94	105	3180	1,9
ПР-25,4-6000	25,4	15,88	15,88	7,92	180	6000	2,6
ПР-31,75-8900	31,75	19,05	19,05	9,53	260	8900	3,8
ПР-38,1-12700	38,1	25,4	22,23	11,10	395	12700	5,5
ПР-44,45-17240	44,45	25,4	25,7	12,70	475	17240	7,5
ПР-50,8-22700	50,8	31,75	28,58	14,27	645	22700	9,7



* – размер для справок;
 1 – звено соединительное;
 2 – звено переходное.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. Калининград: Янтарный сказ, 2005. 456 с.
2. Детали машин и основы конструирования / под ред. М.Н. Ерохина. М.: КолосС, 2004. 462 с.
3. Варывдин В.В., Романеев Н.А., Кожухова Н.Ю. Механические передачи и соединения. Проектирование и расчет. Брянск: Изд-во Брянская ГСХА, 2009. 183 с.
4. Гузенков П.Г. Детали машин. М.: Высш. школа, 1982. 351 с.
5. Детали машин: атлас конструкций / под ред. Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1979. 367 с.
6. Варывдин В.В., Романеев Н.А., Кожухова Н.Ю. Проектирование механических передач: учебное пособие для самостоятельной работы студентов. Брянск: Изд-во Брянская ГСХА, 2010. 103 с.
7. Никитин В.В., Варывдин В.В. Расчет курсового проекта по деталям машин. Брянск: Изд-во Брянская ГСХА, 2010. 76 с.
8. Лабораторный практикум по деталям машин / В.В. Варывдин, Н.А. Романеев, Н.Ю. Кожухова, В.В. Никитин. Брянск: Изд-во Брянская ГСХА, 2014. 134 с.
9. Курсовое проектирование деталей машин / В.В. Варывдин, В.В. Никитин, Н.Ю. Кожухова, Н.А. Романеев. Брянск: Изд-во Брянский ГАУ, 2016. 189 с.
10. Варывдин В.В., Романеев Н.А., Никитин В.В. Пример расчета курсовой и расчетно-графической работ по дисциплине «Детали машин». Брянск: Изд-во Брянская ГСХА, 2010. 44 с.
11. Курсовое проектирование деталей машин / В.В. Варывдин, В.В. Никитин, Н.Ю. Кожухова, Н.А. Романеев. Брянск: Изд-во Брянский ГАУ, 2016. 189 с.
12. Никитин В.В., Синяя Н.В. Расчет привода, содержащего червячный редуктора. Брянск: Изд-во Брянский ГАУ, 2022. 189 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
Задача № 1. Спроектировать привод к ленточному транспортеру для зерносклада.....	4
1 Кинематический расчет привода.....	4
2 Расчет закрытой цилиндрической передачи	7
3 Расчет клиноременной передачи.....	17
4 Предварительный (ориентировочный) расчет валов и эскизная компоновка редуктора.....	23
5 Проверочный расчет шпонок	50
6 Выбор способа смазки.....	51
Задача № 2. Спроектировать привод к ленточному транспортеру для корнеплодов.	53
1 Кинематический расчет привода.....	53
2 Расчет закрытой цилиндрической передачи	56
3 Расчет цепной передачи	66
4 Предварительный (ориентировочный) расчет валов и эскизная компоновка редуктора.....	74
5 Проверочный расчет шпонок	101
6 Выбор способа смазки.....	103
7 Выбор муфт	104
Приложение.....	105

Учебное издание

Никитин Виктор Васильевич

РАСЧЕТ ПРИВОДА, СОДЕРЖАЩЕГО ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ РЕДУКТОР

*Учебное пособие для студентов
инженерно-технологического института,
осваивающих образовательные программы бакалавриата
по направлениям подготовки:
35.03.06 Агроинженерия,
23.03.02 Наземные транспортно-технологические комплексы,
19.03.04 Технология продукции и организация общественного
питания*

Редактор Осипова Е.Н.

Компьютерный набор и верстка Никитина В.В.

Подписано к печати 28.11.2023 г. Формат 60x84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Усл. п. л. 7,26. Тираж 25 экз. Изд. № 7604.

Издательство Брянского государственного аграрного университета
243365 Брянская обл., Выгоничский район, с. Кокино, Брянский ГАУ