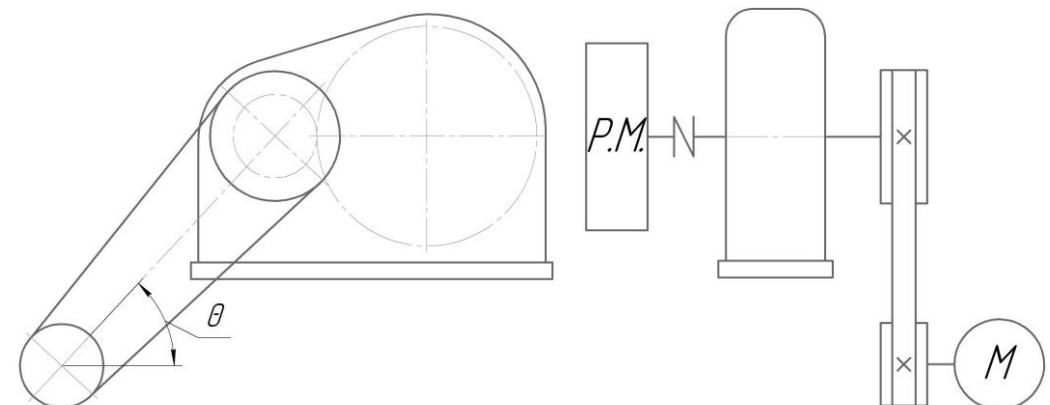
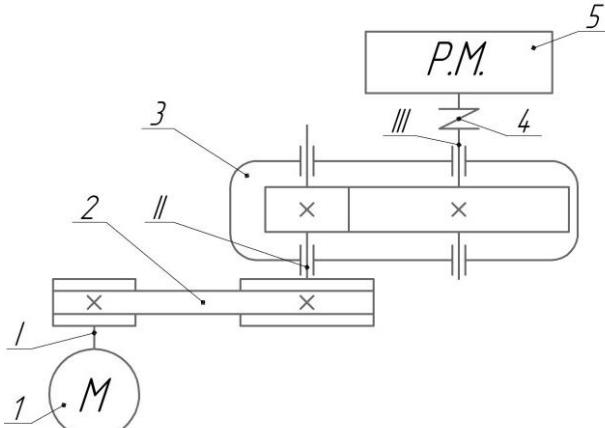


Перв. примен.	$i_{общ} = 12,063$ $i_{Р.П.} = 2,154$ $\theta = 35^{\circ}$ $T_2 = 0,1125 \text{ кН}\cdot\text{м}$ $P_2 = 5,233 \text{ кВт}$ $n_2 = 448 \text{ мин}^{-1}$																																
	Справ. №	$T_1 = 0,054 \text{ кН}\cdot\text{м}$ $P_1 = 5,451 \text{ кВт}$ $n_1 = 965 \text{ мин}^{-1}$																															
Подп. и дата		<i>I</i> - вал электродвигателя (ведущий вал ремённой передачи); <i>II</i> - ведущий вал редуктора (ведомый вал ремённой передачи); <i>III</i> - ведомый вал редуктора; <i>IV</i> - вал рабочей машины.				Рисунок 1 - Кинематическая схема привода 1 - электродвигатель; 2 - клиноременная передача; 3 - цилиндрический редуктор; 4 - муфта соединительная, 6 - рабочая машина																											
	Взам. инв. №	Исходные данные 1 Вращающий момент на ведомом валу привода 0,6 кН·м 2 Частота вращения ведомого вала привода 80 мин⁻¹ 3 Срок службы 10 лет в 2 смены																															
Подп. и дата																																	
	Инв. № подл.	<table border="1"> <tr> <td>Изм.</td> <td>Лист</td> <td>№ докум.</td> <td>Подп.</td> <td>Дата</td> </tr> <tr> <td>Разраб.</td> <td></td> <td>Козлов Е.Г.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Пров.</td> <td></td> <td>Овтов В.А.</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Н. контр.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Утв.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>				Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Разраб.		Козлов Е.Г.			Пров.		Овтов В.А.			Н. контр.					Утв.					ДМуОК 2020.331.00.00.00 РПЗ Привод к пластинчатому конвейеру Расчётно-пояснительная записка		
Изм.		Лист	№ докум.	Подп.	Дата																												
Разраб.		Козлов Е.Г.																															
Пров.		Овтов В.А.																															
Н. контр.																																	
Утв.																																	
		Лит.		Лист		Листов																											
				4		45																											
						ПГАУ 2020																											

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
ФГБОУ ВО ПЕНЗЕНСКИЙ ГАУ**

Кафедра «Основы конструирования механизмов и машин»

ПРОЕКТ

по деталям машин и основам конструирования

на тему:

**«Расчет привода к пластинчатому
конвейеру»**

Выполнил:

студент гр. 331

Е.Г. Козлов

Проверил:

к.т.н., доцент

В.А. Овтов

Пенза, 2020

Аннотация

Данный курсовой проект содержит графическую и расчетную часть. В расчетной части по мощности и частоте вращения ведомого вала рабочей машины выбирается электродвигатель. Затем производится кинематический расчет привода, т.е. определяется частота вращения, вращающий момент, мощность на каждом валу привода. Также производится расчет передач составляющих привод: ремённой и цилиндрической передачи. Производится подбор подшипников качения для ведомого и ведущего вала. Затем производится выбор и проверочный расчет шпоночного соединения на смятие. Выбирается смазка для всего привода. Производится выбор посадок для сопряжения основных деталей привода. Производится уточненный расчет валов для проверки их на запас прочности. Производится подбор муфты для соединения вала редуктора с валом рабочей машины. Также изложены основы техники безопасности при работе приводом. Графическая часть объемом 3 листа формата А1. Лист №1 – сборочный чертеж редуктора. Лист №2 – общий вид привода в двух проекциях. Лист №3 – рабочие чертежи деталей .

Содержание

Аннотация

1. Описание привода.....	4
2. Выбор электродвигателя.....	5
3. Кинематический расчет привода.....	6
4. Силовой расчет привода.....	7
5. Расчет передач составляющих привод.....	8
6. Подбор подшипников качения.....	26
7. Выбор и проверочный расчет шпонок.....	38
8. Выбор смазки.....	40
9. Выбор посадок для сопряжения основных деталей привода.....	41
10. Уточненный расчет валов привода.....	41
11. Подбор муфт.....	49
12. Безопасность жизнедеятельности.....	50
13. Экономическая оценка привода.....	50
Список литературы.....	51

1. Описание привода

В данном курсовом проекте рассчитан привод к пластинчатому конвейеру.

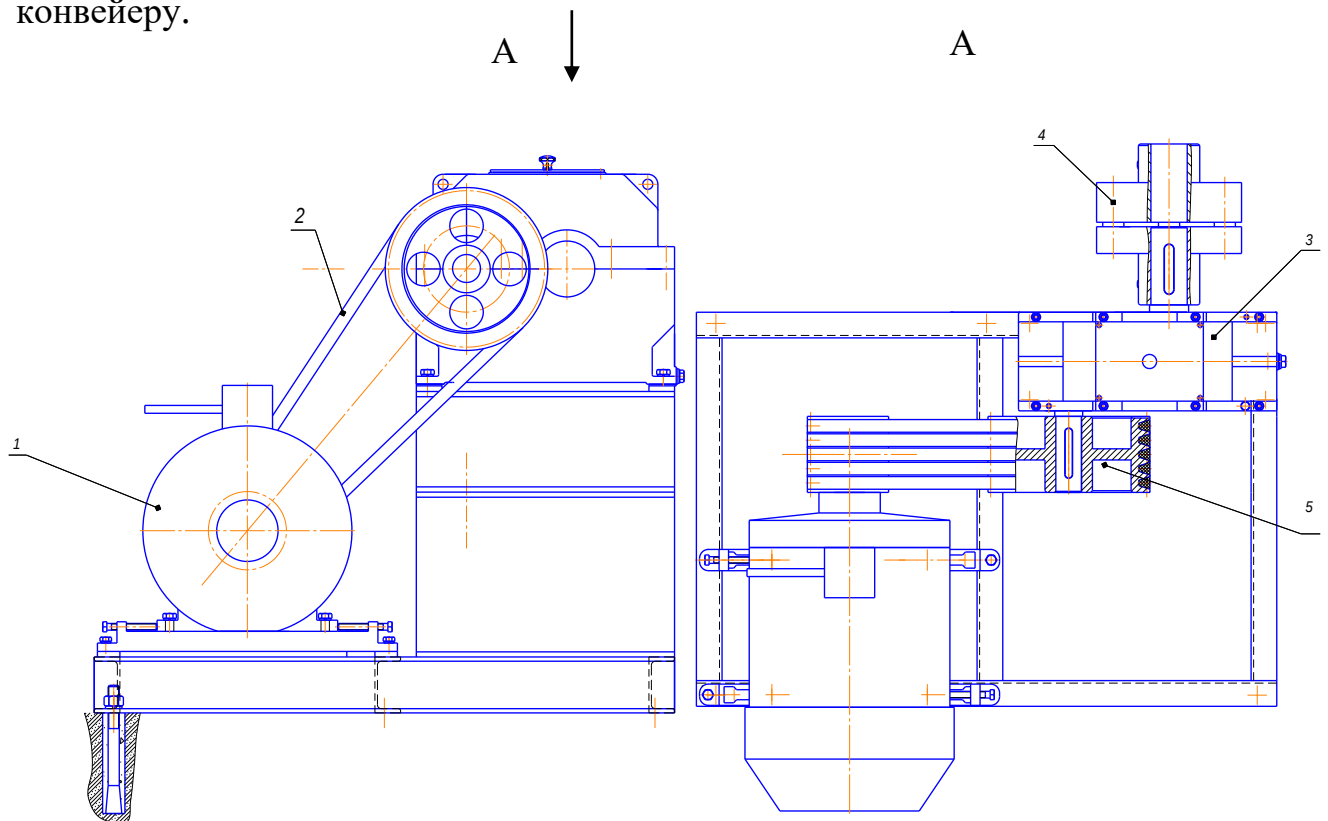


Рисунок 3 – Общий вид привода

1 - электродвигатель; 2- клиноременная передача; 3- цилиндрический редуктор; 4- муфта соединительная, 5- шкив.

Привод состоит из электродвигателя 4A132S6Y3 мощностью 5,5 кВт, который является источником механической энергии, клиноременной передачи и цилиндрического зубчатого одноступенчатого редуктора с передаточным числом – 5,6.

Спроектированный привод предназначен для передачи механической энергии от электродвигателя к рабочим органам конвейера, а также для увеличения крутящего момента, передаваемого от электродвигателя к ведущему валу конвейера для уменьшения частоты вращения.

Вращение от ведущего вала электродвигателя 1 передаётся на входной вал редуктора 3 через клиноременную передачу 2, далее через

цилиндрическую зубчатую передачу на ведомый вал редуктора 3, далее через соединительную муфту 4 на вал рабочей машины.

2. Выбор электродвигателя

2.1. Определяем мощность на ведомом валу привода [1]

$$P_3 = T_3 \cdot \omega_3 = T_3 \cdot \frac{\pi \cdot n_3}{30},$$

где ω_3 - угловая скорость ведомого вала привода, с^{-1} ;

T_3 - крутящий момент на ведомом валу привода, $\text{кН} \cdot \text{м}$;

n_3 - частота вращения ведомого вала привода, мин^{-1} .

$$P_3 = 0,6 \cdot \frac{3,14 \cdot 80}{30} = 5,027 \text{ кВт.}$$

2.2. Определяем требуемую мощность электродвигателя

$$P_{\text{э.тр}} = \frac{P_3}{\eta},$$

где η - коэффициент полезного действия привода.

При последовательном расположении передач и их ступеней общий КПД привода вычисляют по формуле

$$\eta = \eta_{\text{р.п.}} \cdot \eta_{\text{з.п.}} \cdot \eta_{\text{п.к.}}^n,$$

где $\eta_{\text{р.п}}$ – КПД ременной передачи;

$\eta_{\text{з.п}}$ – КПД зубчатой передачи;

$\eta_{\text{п.к.}}$ – КПД подшипников качения;

n – число пар подшипников качения; $n = 2$.

Принимаем ориентировочные значения КПД [1]

$\eta_{\text{р.п}} = 0,94 \dots 0,97$, принимаем $\eta_{\text{р.п}} = 0,96$;

$\eta_{\text{з.п}} = 0,95 \dots 0,98$, принимаем $\eta_{\text{з.п}} = 0,98$;

$\eta_{\text{п.к.}} = 0,99 \dots 0,995$, принимаем $\eta_{\text{п.к.}} = 0,99$.

$$\eta = 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 0,922$$

$$P_{\text{э.тр}} = \frac{5,027}{0,922} = 5,451 \text{ кВт.}$$

2.3. Определяем ориентировочные значения максимальной и минимальной частоты вращения вала электродвигателя

$$n_{\mathfrak{D}}^{\max} = n_4 \cdot i_{p.n.}^{\max} \cdot i_{з.п.}^{\max};$$

$$n_{\mathfrak{D}}^{\min} = n_4 \cdot i_{p.n.}^{\min} \cdot i_{з.п.}^{\min},$$

где $i_{p.n.}^{\max}, i_{p.n.}^{\min}$ - максимальное и минимальное передаточное отношение ремённой передачи;

$i_{з.п.}^{\max}, i_{з.п.}^{\min}$ - максимальное и минимальное передаточное отношение зубчатой передачи.

$$n_{\mathfrak{D}}^{\max} = 80 \cdot 4 \cdot 4,5 = 1440 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\mathfrak{D}}^{\min} = 80 \cdot 2 \cdot 2 = 320 \text{ мин}^{-1}.$$

2.4. По ГОСТ 19523-81 выбираем электродвигатель [1] 4A132S6Y3
для которого мощность $P = 5,5$ кВт, частота вращения $n = 965 \text{ мин}^{-1}$,
 $T_{II} / T_H = 2$.

3. Кинематический расчёт привода

3.1. Определяем общее передаточное отношение привода [1]

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_{\mathfrak{D}}}{n_3} = \frac{965}{80} = 12,063$$

3.2. Разбиваем общее передаточное отношение по ступеням привода

3.2.1. Принимаем по ГОСТ 2185-76 из стандартного ряда передаточное число зубчатой передачи [1]

$$U_{PEД} = U_{з.п.} = 5,6.$$

3.2.2. Определяем общее передаточное отношение ремённой передачи

$$i_{P.П.} = \frac{i_{\text{общ}}}{U_{з.п.}} = \frac{12,063}{5,6} = 2,154$$

3.3. Определяем частоты вращения и угловые скорости валов привода [1]

$$n_j = \frac{n_{\mathcal{E}}}{i_{\mathcal{E}-j}},$$

где n_j - частота вращения j -го вала, мин⁻¹;

$n_{\mathcal{E}}$ - частота вращения вала электродвигателя, мин⁻¹;

$i_{\mathcal{E}-j}$ - передаточное число с вала электродвигателя на j -ый вал привода.

На первом валу $n_1 = n_{\mathcal{E}} = 965$ мин⁻¹;

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

На втором валу $n_2 = \frac{n_1}{i_{p.л.}} = \frac{965}{2,154} = 448$ мин⁻¹;

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 448}{30} = 46,9 \text{ с}^{-1}.$$

На третьем валу $n_3 = \frac{n_2}{U_{3.л.}} = \frac{448}{5,6} = 80$, мин⁻¹;

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 80}{30} = 8,38, \text{ с}^{-1}.$$

4. Силовой расчёт привода

4.1. Определяем вращающие моменты на каждом валу привода [1]:

$$T_3 = 0,6 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = \frac{T_3}{U_{3.л.} \cdot \eta_{3.л.} \cdot \eta_{п.к.}};$$

$$T_2 = \frac{0,6}{5,6 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 0,112 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$T_1 = \frac{T_2}{i_{p.л.} \cdot \eta_{p.л.}};$$

$$T_1 = \frac{0,112}{2,154 \cdot 0,95} = 0,054 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

4.2. Определяем мощности на валах привода [1]:

$$P_3 = 5,027 \text{ кВт};$$

$$P_2 = \frac{P_3}{n_{з.п.} \cdot n_{н.к.}} = \frac{5,027}{0,98 \cdot 0,99} = 5,233 \text{ кВт};$$

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_{р.п.}} = \frac{5,233}{0,96} = 5,451 \text{ кВт}.$$

5. Расчёт передач составляющих привод

5.1. Расчёт клиноременной передачи

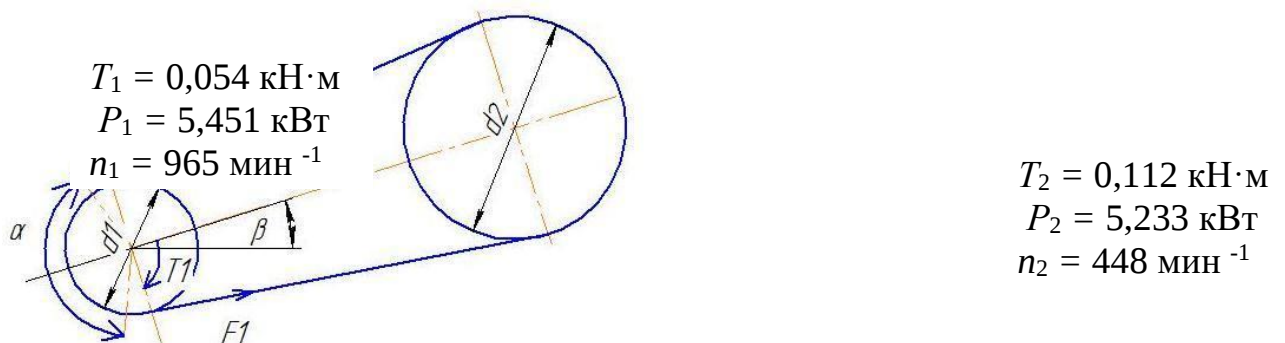


Рисунок 4 - Схема клиноременной передачи

Исходные данные: мощность на ведущем шкиве $P_1=5,451 \text{ кВт}$; частота вращения ведущего шкива $n_1=965 \text{ мин}^{-1}$; передаточное отношение клиноременной передачи $i_{р.п.}=2,154$. Электродвигатель переменного тока 4A132S6Y3. Работа в 2 смены. Расположение передачи наклонное – угол $\beta = 35^\circ$.

5.1.1. Выбор сечения ремня

В зависимости от передаваемой мощности P_1 и частоте вращения ведущего шкива n_1 , предварительно выбираем по номограмме [1] при $P_1 = 5,451 \text{ кВт}$ и

$n_1 = 965 \text{ мин}^{-1}$ сечение ремня *Б*. Для этого ремня [1] $l_p = 14 \text{ мм}$, $W=17 \text{ мм}$, $T_0=10,5 \text{ мм}$, площадь сечения $A=138 \text{ мм}^2$, $L_p = 800 - 6300 \text{ мм}$, $d_1 > 125 \text{ мм}$.

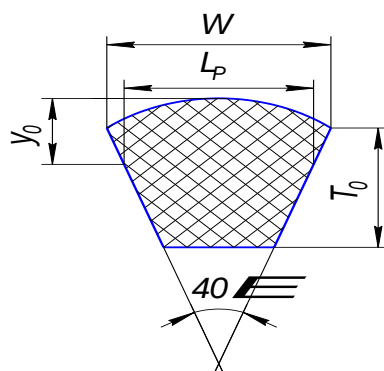


Рисунок 5 - Сечение ремня

5.1.2. Определение диаметров шкивов

Рекомендуется принимать меньший ведущий шкив с расчётным диаметром $d_1 > d_{\min}$.

Из стандартного ряда диаметров шкивов [1] принимаем $d_1=160$ мм.

Расчётный диаметр ведомого шкива без учёта относительного скольжения d_2 [1]

$$d_2 = d_1 \cdot i_{P.П.} = 160 \cdot 2,154 = 345 \text{ мм.}$$

Из стандартного ряда [1] принимаем ближайшее значение $d_2 = 355$ мм и уточняем передаточное отношение ремённой передачи [1]

$$i_{P.П.} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)},$$

где ξ - относительное скольжение (для клиновых кордтканевых ремней $\xi = 0,01$).

$$i_{P.П.} = \frac{355}{160(1-0,01)} = 2,241.$$

Отклонение фактического передаточного отношения от ранее принятого:

$$\Delta i = \frac{i_{P.П.(np)} - i_{P.П.(факт)}}{i_{P.П.(np)}} \cdot 100\% = \frac{|2,154 - 2,241|}{2,154} \cdot 100\% = 3,9\%;$$

$$3,9\% < [\Delta i] = \pm 4\%,$$

где $[\Delta i]$ – допускаемое отклонение фактического передаточного отношения от ранее

принятого. Должно быть не более $\pm 4\%$.

Условие выполняется.

5.1.3. Определение межосевого расстояния и длины ремня

Предварительное межосевое расстояние [1]:

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + T_0;$$

$$a_{\max} = d_1 + d_2,$$

где T_0 - высота сечения ремня, мм.

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (160 + 355) + 10,5 = 294 \text{ мм},$$

$$a_{\max} = 160 + 355 = 515 \text{ мм}.$$

Промежуточное значение межосевого расстояния a' [1]

$$a' = \frac{a_{\min} + a_{\max}}{2} = \frac{294 + 515}{2} = 404 \text{ мм}.$$

Расчётная длина ремня L'_p определяется по формуле [1]

$$\begin{aligned} L'_p &= 2 \cdot a' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a'} = 2 \cdot 404 + \frac{3,14}{2} \cdot (160 + 355) + \frac{355 - 160}{4 \cdot 404} = \\ &= 1641 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Эту длину округляем до ближайшего стандартного значения [1]

$$L_p = 1800 \text{ мм}.$$

Определяем окончательное межосевое расстояние a

$$a = 0,25 \left[(L_p - \omega) + \sqrt{(L_p - \omega)^2 - 8 \cdot y} \right],$$

$$\text{где } \omega = 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot 3,14 \cdot (160 + 355) = 809 \text{ мм};$$

$$y = 0,25 \cdot (d_2 - d_1)^2 = 0,25 \cdot (355 - 160)^2 = 9506$$

$$a = 0,25 \left[(1800 - 809) + \sqrt{(1800 - 809)^2 - 8 \cdot 9506} \right] = 486 \text{ мм}.$$

5.1.4. Угол обхвата ремнями малого шкива диаметром d_1 , град [1]:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57 \cdot \frac{355 - 160}{486} = 157^\circ;$$

$$\alpha_1 = 157 > [\alpha] = 120^\circ,$$

где $[\alpha] = 120^\circ$ – допускаемый угол обхвата ремнями малого шкива.

Условие выполняется.

5.1.5. Окружная скорость ремней v_1 [1]

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 965}{60 \cdot 1000} = 8,084 \text{ м/с.}$$

$$v_1 = 8,084 < [v] = 25 \text{ м/с,}$$

где $[v] = 25 \text{ м/с}$ – допускаемая скорость клиновых ремней сечений O, A, B, B .

5.1.6. Число ремней Z

$$Z = \frac{P_1}{P_p \cdot C_Z},$$

где P_1 - мощность на ведущем валу передачи, кВт;

P_p - мощность передачи с одним ремнём в заданных условиях эксплуатации, кВт;

C_Z - коэффициент, учитывающий число ремней в комплекте, вводится при $Z \geq 2$.

Предварительно примем $Z = 2 \dots 3$, тогда $C_Z = 0,95$

$$P_p = \frac{P_o \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_i \cdot C_L \cdot C_\beta}{C_p},$$

где P_o - номинальная мощность, передаваемая одним ремнём, кВт;

C_α - коэффициент угла обхвата малого шкива;

C_v - коэффициент, учитывающий окружную скорость;

C_i - коэффициент, учитывающий передаточное отношение;

C_L - коэффициент, учитывающий длину ремня;

C_β - коэффициент, учитывающий угол наклона передачи к горизонтали;

C_p - коэффициент динамичности нагрузки и режима работы.

Принимаем коэффициенты [1]:

Номинальная мощность передаваемая одним ремнем сечения B
 $P_o = 2,008 \text{ кВт}$ (Приложение Г [1]) при $v_1 = 8,084 \text{ м/с}$ и $d_1 = 160 \text{ мм}$.

Коэффициент угла обхвата малого шкива $C_\alpha = 0,941$ [1] при $\alpha = 157^\circ$;
коэффициент окружной скорости $C_v = 1,015$ [1] при $v = 8,084 \text{ м/с}$;

коэффициент передаточного отношения $C_i = 1,131$ [1] при $i = 2,241$;
коэффициент угла наклона

$C_\beta = 1$ [1] при $\beta = 35^\circ$; коэффициент длины ремня $C_L = 0,85$ [1] при $L = 1800$ мм; коэффициент динамичности и режима работы $C_P = 1,1$ [1] для лёгкого режима и двухсменной работы; коэффициент учитывающий число ремней в комплекте

$C_Z = 0,95$ [1] предварительно приняв $z = 2 \dots 3$.

$$P_p = \frac{2,008 \cdot 0,941 \cdot 1,015 \cdot 1,131 \cdot 0,95 \cdot 1}{1,1} = 1,874 \text{ кВт};$$

$$Z = \frac{5,451}{1,874 \cdot 0,9} = 3,061.$$

Принимаем число ремней $Z = 3$.

5.1.7. Сила предварительного натяжения одного клинового ремня

F_0 [1]:

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_P \cdot C_L}{Z \cdot v \cdot C_\alpha} + \Theta \cdot v^2,$$

где Θ - коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил, $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2$,
для ремня сечения B значение $\Theta = 0,18$;

$$F_0 = \frac{850 \cdot 5,451 \cdot 1,1 \cdot 0,95}{3 \cdot 8,084 \cdot 0,941} + 0,18 \cdot 8,084^2 = 224 \text{ Н}.$$

5.1.8. Нагрузка на валы передачи F_B [1]:

$$F_B = 2 \cdot F_0 \cdot Z \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 224 \cdot 3 \cdot \sin(157 / 2)^\circ = 1316 \text{ Н}.$$

5.1.9. Расчётная долговечность ремня L_h , часов [1]:

$$L_h = \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{\max}} \right)^m \cdot \frac{10^7 \cdot C_i \cdot C_P}{3600 \cdot Z_m \cdot v},$$

где σ_y - предел выносливости материала ремня, МПа;

$\sigma_{\max}$ - максимальное напряжение в ремне, МПа;

m - показатель степени;

Z_m - число шкивов, огибаемых ремнём;

v - число пробегов ремня в секунду.

Для клиновых ремней $\sigma_y = 9$ МПа [1] и $m = 8$.

5.1.10. Число пробегов ремня ν , с^{-1}

$$\nu = \frac{v}{L} = \frac{8,084}{1,8} = 4,491 < [\nu] = 10 \text{ с}^{-1},$$

где $[\nu] = 10 \text{ с}^{-1}$ – допускаемое число пробегов ремня.

5.1.11. Максимальные напряжения в ремне $\sigma_{\max}$ [1]:

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \sigma_{F_t} + \sigma_v + \sigma_H,$$

где σ_0 - напряжение от силы предварительного напряжения, МПа;

σ_{F_t} - напряжение от окружной силы F_t , МПа;

σ_v - напряжение от центробежных сил, МПа;

σ_H - напряжение изгиба, МПа.

$$\sigma_0 = F_0 / A; \quad \sigma_{F_t} = \frac{F_t}{2 \cdot A \cdot Z}; \quad \sigma_v = 10^{-6} \cdot \rho \cdot v^2; \quad \sigma_H = \frac{2 \cdot E \cdot Y}{d_1},$$

где F_t - окружная сила, Н;

ρ - плотность материала ремня, кг/м^3 ;

E - модуль упругости при изгибе, МПа;

Y_0 - расстояние от крайних волокон несущего слоя до нейтральной линии ремня, мм .

Для ремней сечений B произведение $E \cdot Y = 234$ [1].

Плотность резинотканевых ремней $\rho = (1200 \dots 1250) \text{ кг/м}^3$.

$$\sigma_0 = 224 / 138 = 1,622 \text{ МПа.}$$

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{5,451 \cdot 10^3}{8,084} = 674 \text{ Н}; \quad \sigma_{F_t} = \frac{674}{2 \cdot 138 \cdot 3} = 0,814 \text{ МПа};$$

$$\sigma_v = 10^{-6} \cdot 1200 \cdot 8,084^2 = 0,078 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = \frac{2 \cdot 234}{160} = 2,925 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\max} = 1,622 + 0,814 + 0,078 + 2,925 = 5,44 \text{ МПа.}$$

$$L_h = \left(\frac{9}{5,44} \right)^8 \cdot \frac{10^7 \cdot 1,131 \cdot 1,1}{3600 \cdot 2 \cdot 7,671} 4,491 = 21594 \text{ ч.}$$

5.1.12. Расчётная долговечность резиноканевого клинового ремня

L_h должна быть больше расчётного ресурса ремня $t_{CP.P.}$ часов [1]

$$t_{CP.P.} = t_{CP} \cdot K,$$

где t_{CP} - средний ресурс ремней в эксплуатации; $t_{CP} = 2000$ ч;

K - коэффициент режима работы: для тяжёлого режима $K = 1$.

$$t_{CP.P.} = 2000 \cdot 1 = 2000 \text{ ч.}$$

$$L_h = 21594 \text{ часов} > T_{CP.P.} = 2000 \text{ часов.}$$

Условие выполняется.

5.1.13. Геометрический расчёт шкивов

Размеры профиля канавок клиноременных шкивов для ремня сечения B , мм: $l_p = 14$, $b = 4,2$; h не менее 10,8; $e = 19$; $f = 12,5$.

1) Основные конструктивные параметры ведущего шкива $d_1 = 160$ мм; $\varphi = 34^\circ$; $b_1 = 17$.

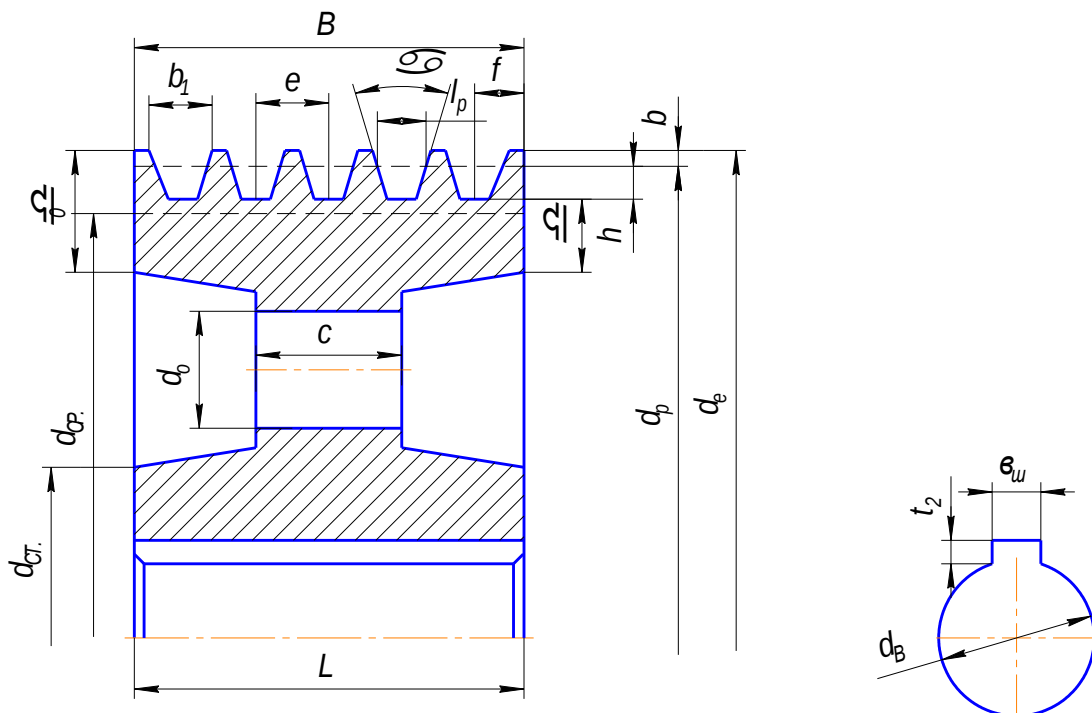


Рисунок 6 - Схема ведущего шкива

Ширина обода шкива:

$$B = (Z - 1) \cdot e + 2 \cdot f ;$$

$$B = (3 - 1) \cdot 19 + 2 \cdot 12,5 = 63 \text{ мм.}$$

Толщина обода шкива:

$$\delta_c = (0,65 \div 0,75) \cdot e = 0,75 \cdot 19 = 14,25 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta_c = 14 \text{ мм.}$

Толщина диска:

$$c = (1,2 \div 1,3) \cdot \delta = 1,2 \cdot 14 = 16,8 \text{ мм}$$

Принимаем $c = 17 \text{ мм.}$

Диаметр выходного конца вала:

$$d_{B1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 0,0540 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 15}} = 26,4 \text{ мм,}$$

где $[\tau]$ – допускаемое напряжение на кручение, МПа, для валов из конструкционных углеродистых сталей [1].

$$[\tau] \leq 15 \dots 20 \text{ МПа, принимаем } [\tau] = 15 \text{ МПа.}$$

Принимаем $d_{B1} = 38 \text{ мм}$ диаметр вала электродвигателя.

Диаметр ступицы шкива:

$$d_{CT1} = 1,8 \cdot d_{B1} = 1,8 \cdot 38 = 68,4 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{CT1} = 70 \text{ мм.}$

Длина ступицы:

$$L = 1,6 \cdot d_{B1} = 1,6 \cdot 38 = 68,4 \text{ мм.}$$

Принимаем $L_1 = B = 63 \text{ мм.}$

2) Основные конструктивные параметры ведомого шкива $d_2 = 355 \text{ мм;}$
 $\varphi = 38^\circ; b_2 = 17,4.$

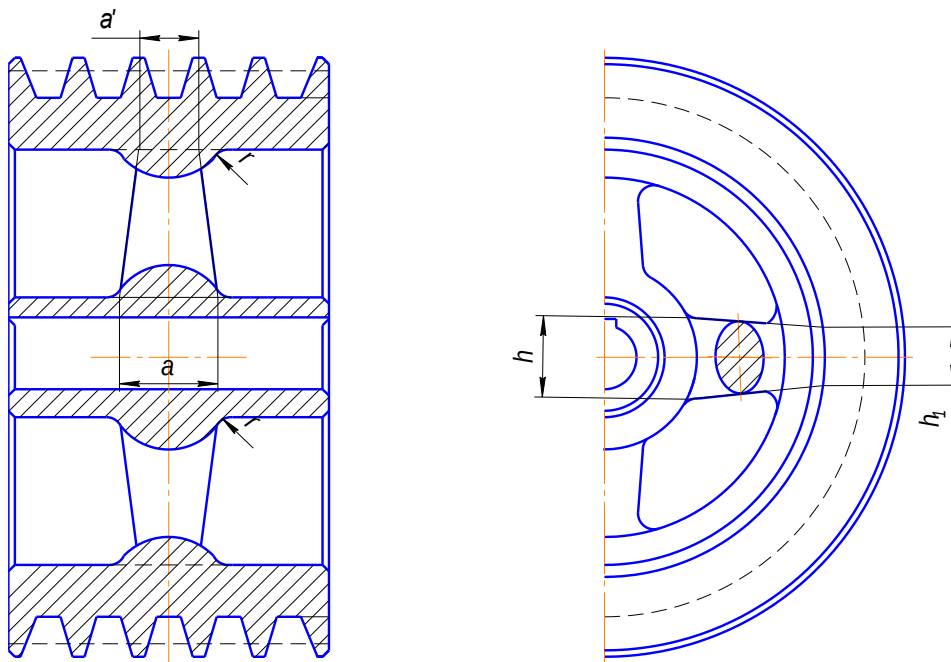


Рисунок 7 - Схема ведомого шкива

Диаметр выходного конца вала:

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 112 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 15}} = 33,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{B2} = 36 \text{ мм.}$

Диаметр ступицы шкива:

$$d_{CT2} = 1,8 \cdot d_{B2} = 1,8 \cdot 36 = 64,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{CT2} = 65 \text{ мм.}$

Длина ступицы:

$$L = 1,6 \cdot d_{B2} = 1,6 \cdot 36 = 57,6 \text{ мм;}$$

Принимаем $L_2 = B = 63 \text{ мм.}$

Число спиц:

$$K_C = \frac{1}{6} \cdot \sqrt{d_{P2}} = \frac{1}{6} \cdot \sqrt{355} \approx 3.$$

Принимаем $K_C = 3.$

Ширина спицы в расчетном сечении:

$$h = 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_t \cdot d_p}{K_C \cdot [\sigma_H]}};$$

где F_t – окружная сила, Н;

d_p – расчетный диаметр шкива, мм;

$[\sigma_H]$ – допускаемое напряжение на изгиб, МПа, для чугуна $[\sigma_H] = 30...45$ МПа.

$$h_2 = 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{674 \cdot 355}{4 \cdot 35}} = 44,7 \text{ мм.}$$

Принимаем $h_2 = 45$ мм.

Толщина спицы в расчетном сечении:

$$a_2 = 0,4 \cdot h;$$

$$a_2 = 0,4 \cdot 45 = 18 \text{ мм.}$$

Принимаем $a_2 = 18$ мм.

5.2. Расчет закрытой косозубой передачи

Привод к пластинчатому конвейеру включает закрытую неререверсивную цилиндрическую косозубую передачу, предназначенную для работы в течении

$L = 10$ лет в 2 смены. Зубчатые колеса расположены у середины пролета.

Рассчитать передачу со следующими данными: вращающий момент на валу колеса $T_2 = 0,6$ кН·м; вращающий момент на валу шестерни $T_1 = 0,112$ кНм; частота вращения

$n_2 = 80 \text{ мин}^{-1}$, $n_1 = 448 \text{ мин}^{-1}$; передаточное отношение $i = 5,6$.

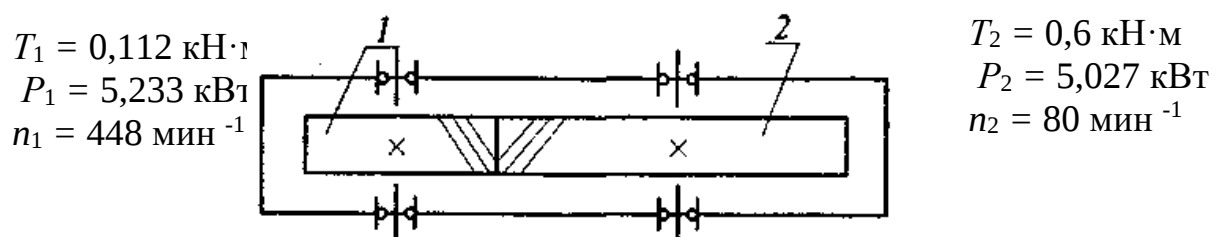


Рисунок 8 – Схема передачи

1 – шестерня;

2 – колесо

5.2.1. Выбор материала для изготовления зубчатых колес

Межосевое расстояние a_w , мм принимаем ориентировочно по таблице 1.2

$$a_w = 160 \text{ мм.}$$

Коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию $\psi_{ba} = 0,315$

(пункт 1.3). Параметр $\frac{a_w}{\sqrt[3]{T_2}} = \frac{160}{\sqrt[3]{0,6 \cdot 10^6}} = 1,897$. По рисунку 1.3 при $i = 5,6$

твердость лимитирующего зубчатого колеса должна быть 231 HB. Материал колеса и шестерни принимаем по таблице 1.1.

Колесо: сталь 45, термообработка - улучшение; твердость поверхности

$$HB_2 = 235 \dots 262, \overline{HB_2} = \frac{235 + 262}{2} = 248,5, \text{ предел прочности } \sigma_B = 780 \text{ МПа,}$$

предел текучести $\sigma_T = 540 \text{ МПа.}$

Шестерня: сталь 45, термообработка - улучшение, твердость поверхности

$$HB_1 = 269 \dots 302, \overline{HB_1} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5, \text{ предел прочности } \sigma_B = 890 \text{ МПа,}$$

предел текучести $\sigma_T = 650 \text{ МПа.}$

5.2.2. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_2$, МПа

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H \lim 2}^0}{S_H} = \frac{567}{1,1} = 515,5 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H \lim 2}^0 = 2\overline{HB_2} + 70 = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567 \text{ МПа}$$

$S_H = 1,1$ – для зубчатых колес с однородной структурой материала.

5.2.3. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$, МПа

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim}^0}{S_F}$$

$$S_F = 1,7, \sigma_{F \lim 1}^0 = 1,75 \cdot \overline{HB_1} = 1,75 \cdot 285,5 = 500 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{F \lim 2}^0 = 1,75 \cdot \overline{HB_2} = 1,75 \cdot 248,5 = 435 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_F]_1 = \frac{500}{1,7} = 294 \text{ МПа}, [\sigma_F]_2 = \frac{435}{1,7} = 256 \text{ МПа}$$

5.2.4. Расчетная нагрузка с учетом режима работы зубчатых передач

5.2.4.1. Расчетный вращающий момент на контактную прочность T'_{PH} ,

Н·мм

$$T'_{PH} = T_2 \cdot K_{HD} \cdot K'_H = 0,6 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 1,127 = 0,676 \cdot 10^6 \text{ Нмм}$$

Принимаем коэффициент $K_{HD} = 1$ ввиду наложенного ограничения

5.2.4.1.1. Коэффициент нагрузки K'_H

$$K'_H = K'_{H\alpha} \cdot K'_{H\beta} \cdot K'_{H\theta} = 1,103 \cdot 1,1 \cdot 1,024 = 1,127$$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями $K'_{H\alpha} = 1,103$ при ориентировочной окружной скорости при ориентировочной окружной скорости

$$g' \approx \frac{n_1}{10^3 \cdot C_V} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{U^2 \cdot \psi_{sa}}} = \frac{448}{10^3 \cdot 15} \cdot \sqrt[3]{\frac{0,6 \cdot 10^6}{5,6^2 \cdot 0,315}} \approx 1,174 \text{ м/с}$$

$C_V = 15$ и 9-я степень точности.

Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0 \cdot (1 - x) + x \geq 1,1$$

$$K_{H\beta} = 1,60 \cdot (1 - 1) + 1 = 1,0. \text{ Принимаем } K_{H\beta} = 1,1.$$

Начальный коэффициент нагрузки $K_{H\beta}^0 = 1,60$ при

$$\frac{b}{d_1} = \psi_{ea} \cdot \frac{u+1}{2} = 0,315 \cdot \frac{5,6+1}{2} = 1,039, \quad \overline{HB}_2 \leq 350 \text{ и схемы пересечения – 6-я.}$$

Коэффициент режима $x=1$ согласно графику постоянной нагрузки.

Коэффициент динамичности $K'_{H\beta} = 1,024$ при окружной скорости $\mathcal{G}' = 1,174 \text{ м/с}$, $\overline{HB}_2 \leq 350$ и 9-ой степени точности изготовления.

5.2.4.2. Расчетный вращающий момент на изгибную прочность T'_{PF} , Н·мм

$$T'_{PF} = T_2 \cdot K_{FD} \cdot K'_F = 0,6 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 1,132 = 0,679 \cdot 10^6 \text{ Нмм}$$

Принимаем коэффициент $K_{FD} = 1$ ввиду наложенного ограничения

5.2.4.2.1 Коэффициент нагрузки K'_F

$$K'_F = K'_{F\alpha} \cdot K'_{F\beta} \cdot K'_{F\mathcal{G}} = 1 \cdot 1,08 \cdot 1,048 = 1,132$$

$K'_{F\alpha} = 1$ при 9-ой степени точности

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0 \cdot (1-x) + x \geq 1,08$$

$K_{F\beta} = 1,46 \cdot (1-1) + 1 = 1$. Принимаем $K_{F\beta} = 1,08$.

Начальный коэффициент нагрузки $K_{F\beta}^0 = 1,46$ при

$$\frac{b}{d_1} = \psi_{ea} \cdot \frac{u+1}{2} = 0,315 \cdot \frac{5,6+1}{2} = 1,039, \quad \overline{HB}_2 \leq 350 \text{ и схемы передачи 6-я.}$$

Коэффициент режима $x=1$ согласно графику постоянной нагрузки.

$K_{F\mathcal{G}} = 1,048$ при окружной скорости $\mathcal{G}' = 1,174 \text{ м/с}$, $\overline{HB}_2 \leq 350$ и 9-ой степени точности изготовления.

5.2.5. Проектный расчет на контактную прочность

5.2.5.1. Межосевое расстояние a_ω , мм

$$a'_\omega = (u+1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{K}{[\sigma_H]_2 \cdot u}\right)^2 \cdot \frac{T'_{PH}}{\psi_{ea}}} = (5,6+1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{270}{515,5 \cdot 5,6}\right)^2 \cdot \frac{0,676 \cdot 10^6}{0,315}} = 175 \text{ мм}$$

Для косозубых передач $K = 270$.

По ГОСТ 2185-66 принимаем $a_w = 180$ мм.

5.2.5.2. Ширина венца колеса b_2 , мм

$$b_2 = \psi_{\text{вв}} \cdot a_w = 0,315 \cdot 180 = 56,7 \text{ мм}$$

Принимаем $b_2 = 56$ мм.

5.2.5.3. Ширина венца шестерни b_1 , мм

$$b_1 = 1,12 \cdot b_2 = 1,12 \cdot 56 = 62,72 \text{ мм}$$

Принимаем $b_1 = 63$ мм.

5.2.5.4. Модуль зацепления нормальный m_H , мм

$$m_H = (0,01 \dots 0,02) a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 180 = 1,8 \dots 3,6 \text{ мм}$$

Принимаем $m_H = 3$ мм из единого ряда.

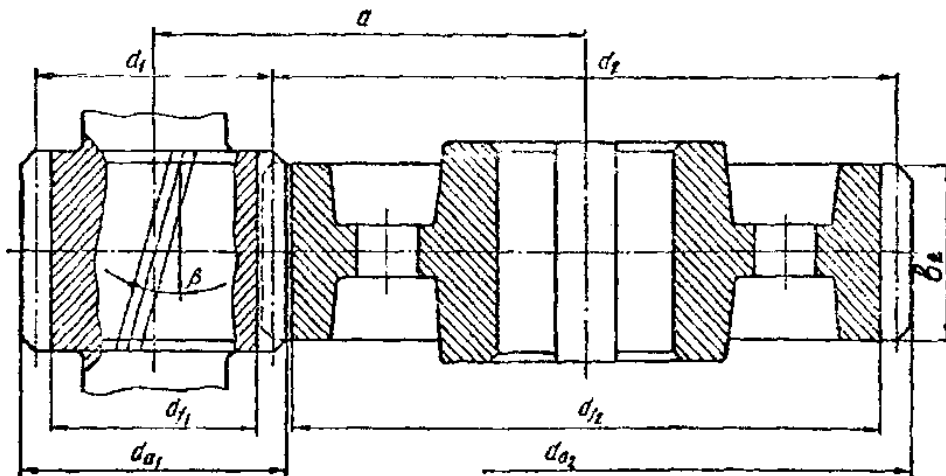


Рисунок 8 - Цилиндрическое косозубое зацепление

5.2.5.5. Суммарное число зубьев Z_Σ

$$Z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta_{\min}}{m_H} = \frac{2 \cdot 180 \cdot \cos 12,374^\circ}{3} = 117,2. \text{ Принимаем } Z_\Sigma = 117.$$

$$\text{Угол наклона зубьев } \beta_{\min} = \arcsin \frac{3,5 \cdot m_H}{b_2} = \arcsin \frac{3,5 \cdot 3}{56} = 12,374^\circ$$

5.2.5.6. Число зубьев шестерни Z_1

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{u + 1} = \frac{117}{5,6 + 1} = 17,7 > Z_{1\min}$$

Принимаем $Z_1 = 18$

$$Z_{1\min} = \frac{17}{\cos^3 12,374^\circ} = 17,663$$

5.2.5.7. Число зубьев колеса Z_2

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 = 117 - 18 = 99$$

5.2.5.8. Уточненное значение угла наклона зубьев β , град

$$\beta = \arccos \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot m_H}{2 \cdot a_\omega} = \arccos \frac{(18 + 99) \cdot 3}{2 \cdot 180} = 12,838^\circ$$

5.2.5.9. Фактическое передаточное число u_ϕ

$$u_\phi = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{99}{18} = 5,5$$

5.2.5.10. Диаметр делительной окружности шестерни d_1 и колеса d_2 , мм

$$d_1 = \frac{m_H \cdot Z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 18}{\cos 12,838^\circ} = 55,4 \text{ мм}$$

$$d_2 = \frac{m_H \cdot Z_2}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 99}{\cos 12,838^\circ} = 304,6 \text{ мм}$$

$$a_\omega = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot (55,4 + 304,6) = 180 \text{ мм}$$

5.2.5.11. Диаметры вершин зубьев шестерни d_{a1} и колеса d_{a2} , мм

при $x_1 = x_2 = 0$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_H = 55,4 + 2 \cdot 3 = 61,4 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_H = 304,6 + 2 \cdot 3 = 310,6 \text{ мм}$$

5.2.5.12. Диаметры впадин зубьев шестерни d_{f1} и колеса d_{f2} , мм

при $x_1 = x_2 = 0$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_H = 55,4 - 2,5 \cdot 3 = 47,9 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_H = 304,6 - 2,5 \cdot 3 = 297,1 \text{ мм}$$

5.2.5.13. Окружная скорость в зацеплении v при частоте вращения валов n_1 и n_2 , мин⁻¹

$$n_1 = 448 \text{ мин}^{-1}, n_2 = n_1 / u_\phi = 448 / 5,5 = 81,455 \text{ мин}^{-1}$$

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 55,4 \cdot 448}{60 \cdot 1000} = 1,299 \text{ м/с}$$

$$g_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 304,6 \cdot 81,455}{60 \cdot 1000} = 1,299 \text{ м/с}$$

5.2.6. Силовой расчет цилиндрических зубчатых передач

5.2.6.1. Окружная сила F_t , кН

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 0,6 \cdot 10^6}{304,6} = 3,939 \text{ кН}$$

5.2.6.2. Радиальная сила F_r , кН

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 3,939 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1,471 \text{ кН}$$

5.2.6.3. Осевая сила F_a , кН

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 3,939 \cdot \operatorname{tg} 12,838^\circ = 0,898 \text{ кН}$$

5.2.7. Проверочный расчет на контактную прочность

Проверочный расчет на контактную прочность проводят по условию

$$\sigma_H = K \cdot \frac{u_\phi + 1}{a_w \cdot u_\phi} \cdot \sqrt{\frac{u_\phi + 1}{b_2} \cdot T_{PH}} \leq [\sigma_H]$$

Уточняют расчетный момент, T_{PH} , Нмм по коэффициенту нагрузки K_H

$$T_{PH} = T_2 \cdot K_{HD} \cdot K_H = 0,6 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 1,25 = 0,75 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma} = 1,107 \cdot 1,1 \cdot 1,027 = 1,25$$

$K_{H\alpha} = 1,107$ при $g = 1,299 \text{ м/с}$, $C_v = 15$ и 9-ой степени точности;

$K_{H\gamma} = 1,027$ при $g = 1,299 \text{ м/с}$, $\overline{HB}_2 \leq 350$ и 9-ой степени точности.

$$\sigma_H = 270 \cdot \frac{5,5 + 1}{180 \cdot 5,5} \cdot \sqrt{\frac{5,5 + 1}{56} \cdot 0,75 \cdot 10^6} = 523 \text{ МПа}$$

$$\text{Степень загрузки} \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} = \frac{515,5 - 523}{515,5} = 1,5\%$$

Перегрузка составляет 1,5 %, допускается до 5%. Контактная прочность передачи обеспечена.

5.2.8. Проверочный расчет зубьев на изгиб

Проверочный расчет зубьев на изгиб проводят по условию

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Y_\beta}{b_2 \cdot m_H} \cdot F_t \cdot K_{FD} \cdot K_F \leq [\sigma_F]$$

Для шестерни $Y_{F1} = 4,1$ при $Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{18}{\cos^3 12,838^\circ} = 19,4$ методом линейного интерполирования и $x_1 = 0$.

Для колеса $Y_{F2} = 3,602$ при $Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{99}{\cos^3 12,838^\circ} = 106,8$ методом линейного интерполирования и $x_2 = 0$.

$$\text{Коэффициент } Y_{\beta 1} = 1 - \frac{\beta}{140^\circ} = 1 - \frac{12,838}{140} = 0,908; Y_{\beta 1} = Y_{\beta 2}$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\vartheta} = 1 \cdot 1,08 \cdot 1,053 = 1,138$$

$K_{F\alpha} = 1$ при 9-ой степени точности

$K_{F\vartheta} = 1,053$ при окружной скорости $\vartheta = 1,299$ м/с, $\overline{HB}_2 \leq 350$ и 9-ой степени точности изготовления.

$$\sigma_{F1} = \frac{4,1 \cdot 0,908}{63 \cdot 3} \cdot 3939 \cdot 1 \cdot 1,138 = 88 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{3,602 \cdot 0,908}{56 \cdot 3} \cdot 3939 \cdot 1 \cdot 1,138 = 87 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_F]_1 = 294 \text{ МПа}; [\sigma_F]_2 = 256 \text{ МПа}$$

Условия прочности на изгиб для шестерни и колеса выполняются.

5.2.9. Проверка прочности зубьев колес при перегрузках

5.2.9.1. Проверка на контактную прочность

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \frac{T_{\text{пуск}}}{T \cdot K_{HD}} \leq [\sigma_{H \max}]$$

Для принятого электродвигателя

$$T_{\text{пуск}} = 2 \cdot T = 2 \cdot 0,6 \cdot 10^6 = 1,2 \cdot 10^6 \text{ Нмм}$$

$$[\sigma_{H \max}] = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 540 = 1512 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H \max} = 523 \cdot \frac{1,2 \cdot 10^6}{0,6 \cdot 10^6 \cdot 1} = 1046 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполняется.

5.2.9.2. Проверка статической прочности зубьев на изгиб

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\text{ниск}}}{T \cdot K_{FD}} \leq [\sigma_{F \max}]$$

$$\sigma_{F \max_1} = 88 \cdot \frac{1,2 \cdot 10^6}{0,6 \cdot 10^6 \cdot 1} = 177 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F \max_2} = 87 \cdot \frac{1,2 \cdot 10^6}{0,6 \cdot 10^6 \cdot 1} = 175 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{F \max}]_1 = 2,7 \cdot \overline{HB}_1 = 2,7 \cdot 285,5 = 771 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{F \max}]_2 = 2,7 \cdot \overline{HB}_2 = 2,7 \cdot 248,5 = 671 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполняется.

5.3. Проектный расчет валов и эскизная компоновка редуктора

5.3.1. Ведущий вал

5.3.1.1. Определяем диаметр выходного конца

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 112 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 15}} = 33,6 \text{ мм},$$

где $[\tau]$ – допускаемое напряжение на кручение, МПа, для валов из конструкционных углеродистых сталей [1].

$[\tau] \leq 15 \dots 20 \text{ МПа}$, принимаем $[\tau] = 15 \text{ МПа}$.

Принимаем $d_{B1} = 36 \text{ мм}$.

5.3.1.2. Принимаем подшипники шариковые радиальные легкой серии

[6]

№ 209 $d = 45$ мм; $D = 85$ мм; $B = 19$ мм, $r = 2$ мм;

$$C_r = 33,2 \text{ кН}; C_{or} = 18,6 \text{ кН}.$$

5.3.1.3. Выбираем крышку врезную торцовую с отверстием для манжетного уплотнения[3]

$$D = 85 \text{ мм}; D_0 = 90 \text{ мм}; h_1 = 5 \text{ мм}; h = 16 \text{ мм}; D_3 = 77 \text{ мм}; l = 10 \text{ мм}.$$

5.3.1.4. Выбираем манжету резиновую под уплотнение[3]

$$d = 45 \text{ мм}; \text{тип } 1; D_1 = 65 \text{ мм}; h_1 = 10 \text{ мм}; h_2 = \text{не более } 14 \text{ мм}.$$

5.3.2. Ведомый вал

5.3.2.1. Определяем диаметр выходного конца

$$d_{B2} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 600 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 53,4 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_{B2} = 55$ мм.

5.3.2.2. Принимаем подшипники шариковые радиальные легкой серии [4]

№ 213 $d = 65$ мм; $D = 120$ мм; $B = 23$ мм; $r = 2,5$ мм;

$$C_r = 56 \text{ кН}; C_{or} = 34 \text{ кН}.$$

5.2.2.3. Выбираем крышку врезную торцовую [4]

$$D = 120 \text{ мм}; D_0 = 127 \text{ мм}; h_1 = 7 \text{ мм}; h = 20 \text{ мм}; D_3 = 107 \text{ мм}; l = 12 \text{ мм}.$$

5.3.2.4. Выбираем манжету резиновую под уплотнение[3]

$$d = 65 \text{ мм}; \text{тип } 1; D = 90 \text{ мм}; h_1 = 10 \text{ мм}; h_2 = \text{не более } 14 \text{ мм}.$$

6. Подбор подшипников качения

6.1. Подбор подшипников качения для ведущего вала [6]

6.1.1. Определяем расстояние от торца подшипника до точки приложения опорной реакции смежного подшипника для ведущего вала

$$a_1 = \frac{B_1}{2},$$

где B – монтажная ширина радиального шарикоподшипника, мм;

$$a_1 = \frac{19}{2} = 9,5 \text{ мм.}$$

6.1.2. Раскладываем нагрузку на вал от ремённой передачи по осям:

$$F_{By} = F_B \cdot \cos \beta = 1316 \cdot \cos 35^\circ = 1078 \text{ Н;}$$

$$F_{Bz} = F_B \cdot \sin \theta = 1316 \cdot \sin 35^\circ = 755 \text{ Н.}$$

6.1.3. Определяем опорные реакции YOX

$$\Sigma m_C = 0; R_{Ay} \cdot (a + b) - F_{r1} \cdot b - F_{a1} \cdot d_1 / 2 + F_{By} \cdot c = 0,$$

откуда

$$R_{Ay} = \frac{F_{r1} \cdot b + F_{a1} \cdot d_1 / 2 - F_{By} \cdot c}{a + b} = \frac{1471 \cdot 55,5 + 898 \cdot 55,4 / 2 - 1078 \cdot 75}{55,5 + 55,5} = 231 \text{ Н.}$$

$$\Sigma m_A = 0; -R_{Cy} \cdot (a + b) + F_{r1} \cdot a - F_{a1} \cdot d_1 / 2 + F_{By} \cdot (a + b + c) = 0,$$

$$R_{Cy} = \frac{F_{r1} \cdot a - F_{a1} \cdot d_1 / 2 + F_{By} \cdot (a + b + c)}{a + b} =$$

$$= \frac{1471 \cdot 55,5 - 898 \cdot 55,4 / 2 + 1078 \cdot (55,5 + 55,5 + 75)}{55,5 + 55,5} = 2318 \text{ Н.}$$

Проверка: $\Sigma F_Y = 0; -R_{Ay} + F_{r1} - R_{Cy} + F_{By} = 0.$

$$-2315 + 1471 - 2318 + 1078 = 0. \quad 0 = 0.$$

6.1.4. Определяем изгибающие моменты и строим их эпюры:

Участок $0 \leq x_1 \leq a;$

$$M_{x_1} = R_{Ay} \cdot x_1.$$

При $x_1 = 0: M_A = 0.$

При $x_1 = a: M_B = -R_{Ay} \cdot x_1 = -2315 \cdot 0,0555 = -13 \text{ Н} \cdot \text{м.}$

Участок $0 \leq x_2 \leq c;$

$$M_{x_2} = F_{By} \cdot x_2.$$

При $x_2 = 0: M_D = 0 \text{ Н} \cdot \text{м.}$

При $x_2 = c: M_C = F_{By} \cdot c = 1078 \cdot 0,075 = 81 \text{ Н} \cdot \text{м.}$

Участок $0 \leq x_3 \leq b;$

$$M_{x_3} = F_{By} \cdot (c + x_3) - R_{Cy} \cdot x_3.$$

При

$$x_3 = 0: M_C = F_{By} \cdot (c + 0) - R_{Cy} \cdot 0 = 1078 \cdot (0,075 + 0) - 2318 \cdot 0 = 81 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$\text{При } x_3 = b: M_B = 1078 \cdot (0,075 + 0,0555) - 2318 \cdot 0,0555 = 12 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6.1.5. Определяем опорные реакции ZOX

$$\Sigma m_C = 0; R_{Az} \cdot (a + b) - F_{t1} \cdot b - F_{Bz} \cdot c = 0,$$

$$\text{откуда } R_{Az} = \frac{F_{t1} \cdot b + F_{Bz} \cdot c}{a + b} = \frac{3939 \cdot 55,5 + 755 \cdot 75}{55,5 + 55,5} = 2480 \text{ Н}.$$

$$\Sigma m_A = 0; F_{t1} \cdot a + R_{Cz} \cdot (a + b) - F_{Bz} \cdot (a + b + c) = 0,$$

$$R_{Cz} = \frac{-F_{t1} \cdot a + F_{Bz} \cdot (a + b + c)}{a + b} = \frac{-3939 \cdot 55,5 + 755 \cdot (55,5 + 55,5 + 75)}{55,5 + 55,5} = 705 \text{ Н}.$$

$$\text{Проверка: } \Sigma F_Z = 0; -R_{Az} + F_{t1} - R_{Cz} - F_{Bz} = 0.$$

$$-2480 + 3939 + 705 - 755 = 0. \quad 0 = 0.$$

6.1.6. Определяем изгибающие моменты и строим их эпюры:

Участок $0 \leq x_4 \leq a$;

$$M_{x_4} = -R_{Az} \cdot x_4.$$

$$\text{При } x_4 = 0: M_A = 0$$

$$\text{При } x_4 = a: M_B = -R_{Az} \cdot a = -2480 \cdot 0,0555 = -138 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Участок $0 \leq x_5 \leq c$;

$$M_{x_5} = -F_{Bz} \cdot x_5.$$

$$\text{При } x_5 = 0: M_D = 0.$$

$$\text{При } x_5 = c: M_C = -F_{Bz} \cdot c = -55 \cdot 0,075 = -57 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6.1.7. Определяем продольные силы и строим их эпюру:

$$N_A = N_B = F_{a1} = 898 \text{ Н}.$$

6.1.8. Определяем крутящий момент и строим его эпюру:

$$T_1 = 112 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6.1.9. Определяем общие опорные реакции

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{231^2 + 2480^2} = 2490 \text{ Н};$$

$$R_C = \sqrt{R_{Cy}^2 + R_{Cz}^2} = \sqrt{2318^2 + 705^2} = 2423 \text{ Н}.$$

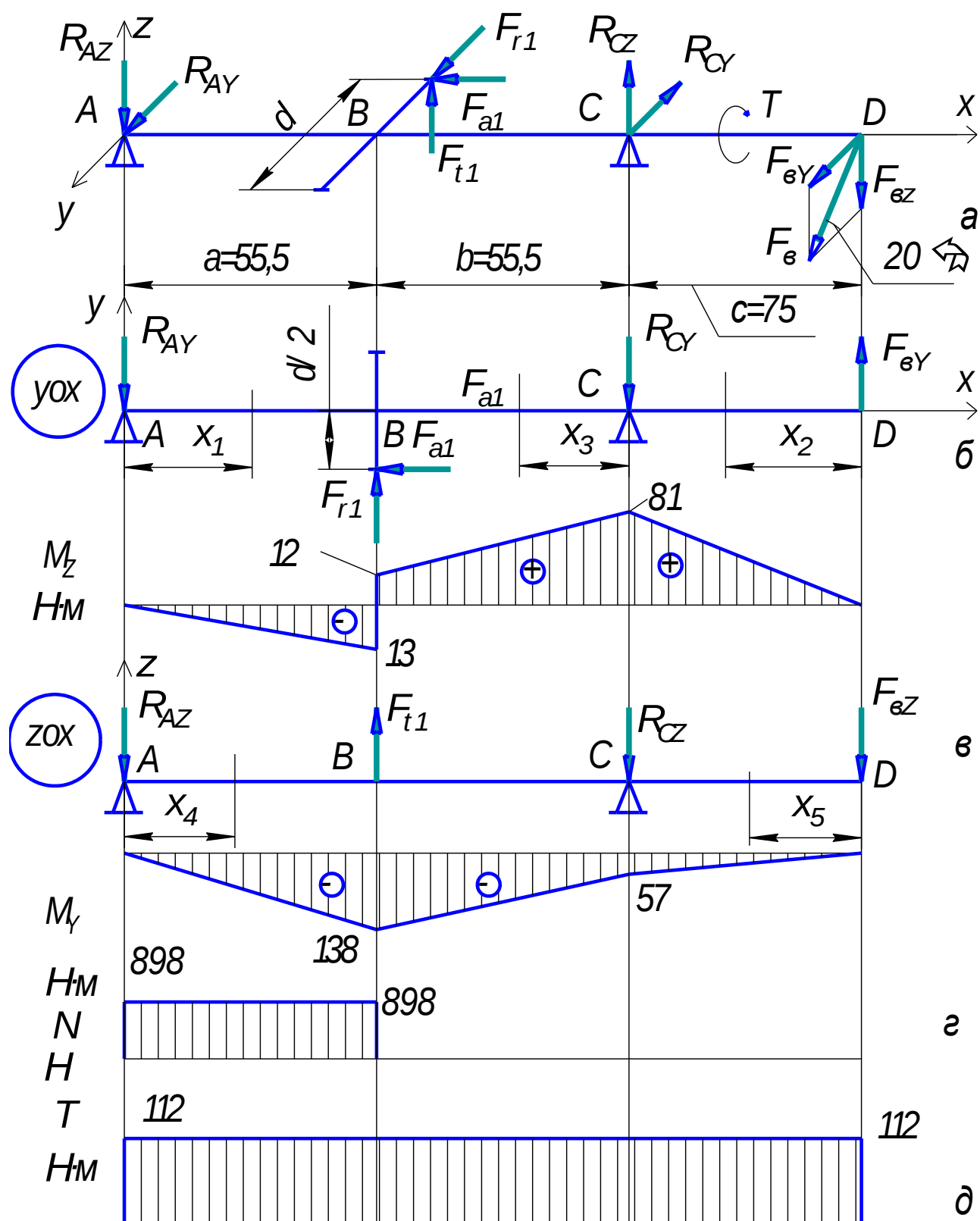


Рисунок 10 - Расчётная схема ведущего вала

6.2. Подбор подшипников качения для ведомого вала [6]

6.2.1. Определяем расстояние от торца подшипника до точки приложения опорной реакции смежного подшипника для ведомого вала

$$a_2 = \frac{B_2}{2} = \frac{23}{2} = 11,5 \text{ мм.}$$

6.2.2. Определяется радиальная сила от муфты, действующая на консольный участок вала

$$F_M = 50\sqrt{T} = 50\sqrt{600} = 1225 \text{ Н.}$$

Принимается действие этой силы в горизонтальной плоскости (как и силы F_t), направленное на увеличение деформации вала от силы F_t .

6.2.2.1. Определяем опорные реакции УОХ

$$\Sigma m_C = 0; R_{Ay} \cdot (b + c) + F_{r2} \cdot c - F_{a2} \cdot d_2 / 2 = 0,$$

откуда
$$R_{Ay} = \frac{-F_{r2} \cdot c + F_{a2} \cdot d_2 / 2}{b + c} = \frac{-1471 \cdot 57,5 + 898 \cdot 304,6 / 2}{57,5 + 57,5} = 454 \text{ Н.}$$

$$\Sigma m_A = 0; -F_{r2} \cdot b - F_{a2} \cdot d_2 / 2 + R_{Cy} \cdot (b + c) = 0,$$

$$R_{Cy} = \frac{F_{r2} \cdot b + F_{a2} \cdot d_2 / 2}{b + c} = \frac{1471 \cdot 57,5 + 898 \cdot 304,6 / 2}{57,5 + 57,5} = 1925 \text{ Н.}$$

Проверка: $\Sigma F_z = 0; -R_{Ay} - F_{r2} + R_{Cy} = 0.$

$$-454 - 1471 + 1925 = 0. \quad 0 = 0.$$

6.2.3. Определяем изгибающие моменты и строим их эпюры:

Участок $0 \leq x_1 \leq b$;

$$M_{x_1} = -R_{Ay} \cdot x_1.$$

При $x_1 = 0: M_A = 0$

При $x_1 = b: M_B = -R_{Ay} \cdot b = -454 \cdot 0,0575 = -26 \text{ Н} \cdot \text{м.}$

Участок $0 \leq x_2 \leq c$;

$$M_{x_2} = R_{Cy} \cdot x_2.$$

При $x_2 = 0: M_C = 0.$

При $x_2 = c: M_B = R_{Cy} \cdot c = 1925 \cdot 0,0575 = 111 \text{ Н} \cdot \text{м.}$

6.2.4. Определяем опорные реакции ZOX

$$\Sigma m_C = 0; -R_{Az}(b+c) + F_{t2} \cdot c = 0,$$

откуда

$$R_{Az} = \frac{F_{t2} \cdot c}{b+c} = \frac{3939 \cdot 57,5}{57,5+57,5} = 1970 \text{ Н.}$$

$$\Sigma m_A = 0; -F_{t2} \cdot b + R_{Cz} \cdot (b+c) = 0,$$

$$R_{Cz} = \frac{F_{t2} \cdot b}{b+c} = \frac{3939 \cdot 57,5}{57,5+57,5} = 1970 \text{ Н.}$$

$$\text{Проверка: } \Sigma F_Y = 0 \quad R_{Az} - F_{t2} + R_{Cz} = 0.$$

$$1970 - 3939 + 1970 = 0. \quad 0 = 0.$$

6.2.5. Определяем изгибающие моменты и строим их эпюры:

Участок $0 \leq x_3 \leq b$;

$$M_{x_3} = R_{Az} \cdot b$$

$$\text{При } x_3 = 0: M_A = 0$$

$$\text{При } x_3 = b: M_B = R_{Az} \cdot b = 1970 \cdot 0,0575 = 113 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

6.2.7. Определяем опорные реакции от силы F_M

$$\Sigma m_A = 0; -F_M \cdot a + R_{CM} \cdot (b+c) = 0,$$

откуда

$$R_{CM} = \frac{F_M \cdot a}{b+c} = \frac{1225 \cdot 151,5}{57,5+57,5} = 1613 \text{ Н.}$$

$$\Sigma m_C = 0; -F_M \cdot (a+b+c) + R_{AM} \cdot (b+c) = 0,$$

$$R_{AM} = \frac{F_M \cdot (a+b+c)}{b+c} = \frac{1225 \cdot (151,5+57,5+57,5)}{57,5+57,5} = 2838 \text{ Н.}$$

$$\text{Проверка: } \Sigma F_X = 0; \quad F_M - R_{AM} + R_{CM} = 0.$$

$$1225 - 2838 + 1613 = 0. \quad 0 = 0.$$

6.2.8. Определяем изгибающие моменты и строим их эпюры:

Участок $0 \leq x_4 \leq a$;

$$M_{x_4} = F_M \cdot x_4$$

При $x_4 = 0 : M_O = 0$

При $x_4 = a : M_A = F_M \cdot a = 1225 \cdot 0,1515 = 186 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

Участок $0 \leq x_5 \leq c;$

$$M_{x_5} = R_{CM} \cdot x_5$$

При $x_5 = 0 : M_C = 0$

При $x_5 = c : M_B = R_{CM} \cdot a = 1613 \cdot 0,0575 = 93 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

6.2.9. Определяем продольные силы и строим их эпюру:

$$N_B = N_C = F_{a2} = 898 \text{ Н}.$$

6.2.10. Определяем крутящий момент и строим его эпюру:

$$T_2 = 618 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6.2.11. Определяем общие опорные реакции

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} + R_{AM} = \sqrt{10^2 + 1272^2} + 2163 = 3435 \text{ Н}.$$

$$R_C = \sqrt{R_{Cy}^2 + R_{Cz}^2} + R_{CM} = \sqrt{947^2 + 1272^2} + 1284 = 2870 \text{ Н}.$$

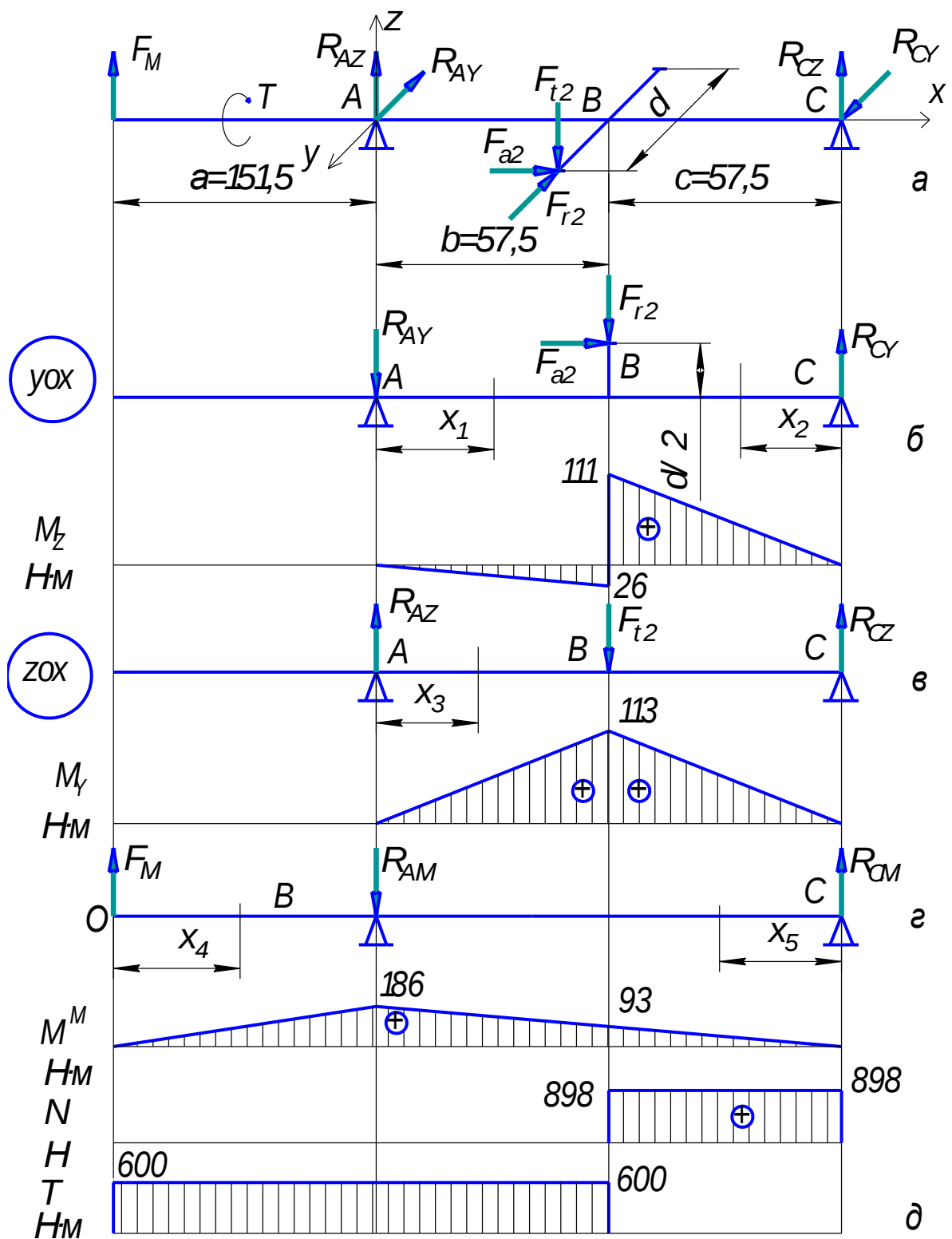


Рисунок 11 - Расчётная схема ведомого вала

6.3. Проверка подшипников на динамическую грузоподъемность

6.3.1. Для ведущего вала

6.3.1.1. Определяем требуемую долговечность подшипников,

10^6 оборотов [6], для ведущего вала:

$$L = \frac{60 \cdot L_h \cdot n}{10^6},$$

где $L_h = t_\Sigma = 8760$ ч - требуемая долговечность подшипника;

n_1 – частота вращения шестерни, мин⁻¹;

$$L = \frac{60 \cdot 8760 \cdot 448}{10^6} = 235 \text{ млн. оборотов.}$$

Машинное время работы(ресурс)

$$t_\Sigma = L_h = L \cdot 365 \cdot K_{год} \cdot 24 \cdot K_{сут} \cdot ПВ,$$

где L – срок службы передачи, лет;

K_Γ - коэффициент использования передачи в течении года;

K_c - коэффициент суточного использования передачи в течении суток;

$ПВ$ – относительная продолжительность включения;

$$t_\Sigma = L_h = 10 \cdot 365 \cdot 0,2 \cdot 24 \cdot 0,5 \cdot 1 = 8760 \text{ ч.}$$

6.3.1.2. Определяем приведённую нагрузку [6]

$$F_{np} = (XV F_r + Y F_a) K_\sigma K_T \text{ при } \frac{F_a}{VF_r} > e,$$

где V – коэффициент вращения. При вращении внутреннего кольца $V = 1$;

X и Y – коэффициенты приведения осевой и радиальной нагрузок;

K_σ – коэффициент безопасности. При лёгкой нагрузке на подшипник и для зубчатых передач $K_\sigma = 1,3$;

K_T – коэффициент, учитывающий влияние температуры. При рабочей температуре подшипника 100 °С принимаем $K_T = 1,0$.

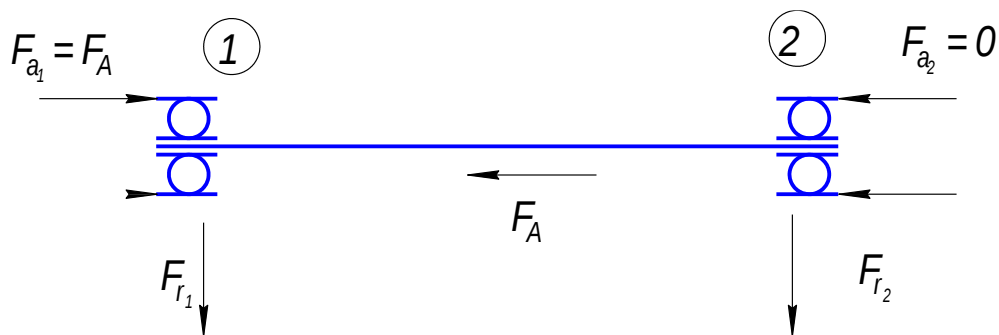


Рисунок 12 – Схема действия нагрузок на подшипники ведущего вала

Осевую нагрузку воспринимает подшипник 1, поэтому

$$F_{a1} = F_A = 898 \text{ Н}; \quad F_{a2} = 0. \quad \text{При } \frac{F_{a2}}{VF_{r2}} \leq e \quad X_2 = 1,0; \quad Y_2 = 0 \text{ [6].}$$

$$\text{Для соотношения } \frac{iF_a}{C_{or}} = \frac{1 \cdot 898}{18600} = 0,048$$

$$\text{находим } e = 0,249; \quad \frac{F_{a1}}{VF_{r1}} = \frac{898}{1 \cdot 2490} = 0,361 > e.$$

Следовательно, $X_1 = 0,56$; $Y_1 = 1,787$.

$$F_{np(A)} = (1 \cdot 0,56 \cdot 2490 + 1,787 \cdot 898) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 3237 \text{ Н};$$

$$F_{np(C)} = (1 \cdot 1 \cdot 2423 + 0 \cdot 0) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 3149 \text{ Н}.$$

Далее расчет ведем по более нагруженной опоре

6.3.1.3. Определяем эквивалентную нагрузку [6]

$$F_{экв(2)} = 3237 \cdot 1 = 3237 \text{ Н}.$$

6.3.1.4 Определяем требуемую динамическую грузоподъемность подшипника [6]

$$C_{тр} = F_{экв} \cdot \sqrt[p]{L},$$

где p – показатель степени, для шарикоподшипников $p = 3$.

$$C_{тр} = 3237 \cdot \sqrt[3]{235} = 19991 \text{ Н}.$$

Динамическая грузоподъемность по каталогу $C_{кат} = 33200 \text{ Н}$;

$$C_{кат} > C_{тр}.$$

Определяем требуемую долговечность подшипников [6]

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_{кат}}{F_{экв}} \right)^p ; L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 600} 448 \cdot \left(\frac{33200}{3237} \right)^3 = 40125 \text{ ч} > 8760 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипника обеспечена.

6.3.2. Проверка подшипников на динамическую грузоподъемность для ведомого вала

6.3.2.1. Определяем требуемую долговечность подшипников, 10^6 оборотов:

$$L = \frac{60 \cdot 8760 \cdot 80}{10^6} = 42 \text{ млн. оборотов.}$$

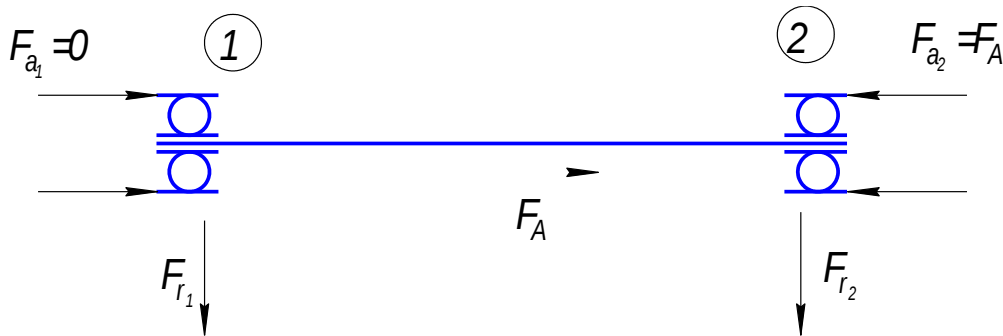


Рисунок 13 – Схема действия нагрузок на подшипники ведомого вала

Осевую нагрузку воспринимает подшипник 2, поэтому

$$F_{a2} = F_C = 898 \text{ Н}; F_{a1} = 0. \text{ При } \frac{F_{a1}}{VF_{r1}} \leq e \quad X_1 = 1,0; Y_1 = 0 [6].$$

$$\text{Для соотношения } \frac{iF_a}{C_{or}} = \frac{1 \cdot 898}{34000} = 0,026$$

$$\text{находим } e = 0,217; \frac{F_{a2}}{VF_{r2}} = \frac{898}{1 \cdot 4367} = 0,206 < e.$$

Следовательно, $X_2 = 1; Y_2 = 0$.

6.3.2.2. Определяем приведённую нагрузку [6]

$$F_{np(A)} = (1 \cdot 1 \cdot 4859 + 0 \cdot 0) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 6317 \text{ Н};$$

$$F_{np(C)} = (1 \cdot 1 \cdot 4367 + 0 \cdot 898) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 5677 \text{ Н}.$$

Далее расчет ведем по более нагруженной опоре.

6.3.2.3. Определяем эквивалентную нагрузку [6]

$$F_{экв(2)} = 6317 \cdot 1 = 6317 \text{ Н}.$$

6.3.2.4. Определяем требуемую динамическую грузоподъемность подшипника [6]

$$C_{тр} = 6317 \cdot \sqrt[3]{422} = 21967 \text{ Н}.$$

$$C_{тр} < C_{кат} = 56000 \text{ Н}.$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 80} \cdot \left(\frac{56000}{6310} 7 \right)^3 = 145138 \text{ ч} > 8760 \text{ ч}.$$

Долговечность подшипника обеспечена.

7. Выбор и проверочный расчет шпоночных соединений

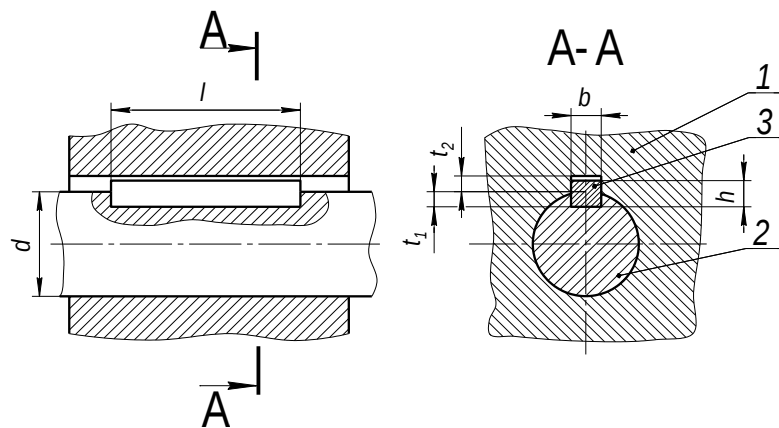


Рисунок 14 – Шпоночное соединение

1- ступица; 2- вал; 3-шпонка.

Для всех соединений назначаем шпонки призматические по ГОСТ 23360-78.

Длина шпонки l_p из условия прочности на смятие

$$l_p \geq \frac{2000 \cdot T}{d(h-t_1)[\sigma_{см}]}, \text{ мм.}$$

Определяем общую длину шпонки и округляем до ближайшего большего значения из стандартного ряда длин шпонок:

$$l = l_p + b.$$

Эти шпонки проверяются на смятие боковой поверхности по формуле [6].

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d(h-t_1)l_p} \leq [\sigma_{см}],$$

где $[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение:

$$[\sigma_{см}] = 80 \dots 130 \text{ МПа};$$

T – передаваемый момент, Н·мм;

d – диаметр вала, м;

l_p – рабочая длина шпонки, мм:

$$l_p = (l - b)$$

b – ширина шпонки, мм;

7.1. Выбор и проверка шпонки ведомого вала под зубчатое колесо

Передаваемый момент $T = 600 \text{ Н·м}$; диаметр вала $d = 75 \text{ мм}$; размеры поперечного сечения шпонки $b \times h = 20 \times 12 \text{ мм}$; глубина шпоночного паза вала

$$t_1 = 7,5 \text{ мм}, t_2 = 4,9 \text{ мм.}$$

При стальной ступице и спокойной нагрузке $[\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа}$.

$$l_p = \frac{2 \cdot 600 \cdot 10^3}{75(12 - 7,5) \cdot 100} = 36 \text{ мм}; l = l_p + b = 36 + 20 = 56 \text{ мм. Принимаем } l = 56 \text{ мм.}$$

Напряжение на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 600 \cdot 10^3}{75(12 - 7,5) \cdot (56 - 20)} = 99 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа.}$$

Условие на смятие выполняется.

7.2. Выбор и проверка шпонки ведомого вала под ступицу полумуфты

Передаваемый момент $T = 600 \text{ Н}\cdot\text{м}$; диаметр вала $d = 55 \text{ мм}$; размеры поперечного сечения шпонки $b \times h = 16 \times 10 \text{ мм}$; глубина шпоночного паза вала

$$t_1 = 6 \text{ мм}, t_2 = 4,3 \text{ мм}.$$

При чугунной ступице и спокойной нагрузке $[\sigma_{см}] = 80 \text{ МПа}$.

$$l_p = \frac{2 \cdot 600 \cdot 10^3}{55(10 - 6) \cdot 80} = 68 \text{ мм}; l = l_p + b = 68 + 16 = 84 \text{ мм}. \text{ Принимаем } l = 90 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 600 \cdot 10^3}{55(10 - 6) \cdot (90 - 16)} = 74 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 80 \text{ МПа}.$$

Условие на смятие выполняется.

7.3. Выбор и проверка шпонки ведущего вала под шкивом

Передаваемый момент $T = 112 \text{ Н}\cdot\text{м}$; диаметр вала $d = 36 \text{ мм}$; размеры поперечного сечения шпонки $b \times h = 10 \times 8 \text{ мм}$; глубина шпоночного паза вала

$$t_1 = 5 \text{ мм}, t_2 = 3,3 \text{ мм}.$$

При чугунной ступице и спокойной нагрузке $[\sigma_{см}] = 80 \text{ МПа}$.

$$l_p = \frac{2 \cdot 112 \cdot 10^3}{36(8 - 5) \cdot 80} = 26 \text{ мм}; l = l_p + b = 26 + 10 = 36 \text{ мм}. \text{ Принимаем } l = 40 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 112 \cdot 10^3}{36(8 - 5) \cdot (40 - 12)} = 69 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 80 \text{ МПа}.$$

Условие на смятие выполняется.

8. Выбор смазки

Смазка редуктора осуществляется окунанием зубчатого колеса и маслянную ванну. Масло в редуктор заливается через люк, который

одновременно служит для контроля сборки зацепления и его состояния при эксплуатации. В коническом редукторе рекомендуется погружать зуб колеса на половину длины зуба. Слив масла производится через отверстие, расположенное в нижней части корпуса.

Объем масляной ванны редуктора определяется из расчёта 0,5-0,8 л масла на 1 кВт передаваемой мощности

$$V = 0,5 \cdot P = 0,5 \cdot 5,027 = 3,77 \text{ л.}$$

$$\text{Высота масла в редукторе: } h = \frac{V}{A} = \frac{3,77}{4,01 \cdot 0,92} = 0,681 \text{ дм} = 6,81 \text{ см.}$$

где A – площадь основания корпуса.

9. Выбор посадок для сопряжения основных деталей привода

Выбираем следующие посадки:

- на ведущем валу - ступица шкива $\frac{H7}{k6}$;
- внутреннее кольцо подшипника на ведущем валу $\frac{H7}{k6}$;
- корпус редуктора – наружная обойма подшипника $\frac{H7}{h6}$;
- ведомый вал – муфта $\frac{H7}{k6}$;
- ведомый вал – внутреннее кольцо подшипника $\frac{H7}{k6}$;
- ведомый вал – зубчатое колесо $\frac{H7}{p6}$.

10. Уточненный расчет валов привода

Расчет производим по коэффициенту запаса прочности [6]

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

где $[S]$ – допускаемый коэффициент; $[S] = 2,5 \dots 4$;

S_{σ} – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

S_{τ} – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям;

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\beta \varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}; \quad S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\beta \varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}.$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала вала при симметричных циклах изгиба и кручения;

k_{σ} и k_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении;

ε_{σ} и ε_{τ} – масштабные факторы для нормальных и касательных напряжений;

β – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

при $R_z \leq 20 \text{ мкм}$ принимают $\beta = 0,9 \dots 1,0$;

σ_a и τ_a – амплитуда циклов нормальных и касательных напряжений;

σ_m и τ_m – средние нормальные и касательные напряжения;

ψ_{σ} и ψ_{τ} – коэффициенты, зависящие от предела прочности материала.

10.1. Уточненный расчет ведущего вала [6]

Материал вала-шестерни сталь 45.

Механические характеристики: предел прочности $\sigma_B = 890 \text{ МПа}$; предел текучести $\sigma_T = 650 \text{ МПа}$.

Предел выносливости:

при изгибе $\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B = 0,43 \cdot 890 = 383 \text{ МПа}$;

при кручении $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 383 = 222 \text{ МПа}$; $\psi_{\tau} = 0,05$.

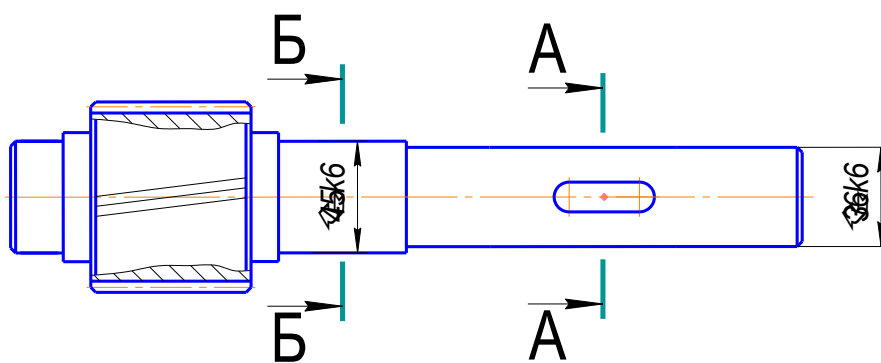


Рисунок 15 – Схема ведущего вала

Сечение А-А

Для шпоночного паза отношение коэффициентов $\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = \frac{1,89}{0,862} = 2,193$,

где $k_{\sigma} = 1,89$ при $\sigma_b = 890$ МПа и $\varepsilon_{\sigma} = 0,862$ при диаметре вала $d = 36$ мм для углеродистой стали.

$$\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = \frac{1,946}{0,746} = 2,609,$$

где $k_{\tau} = 1,946$ при $\sigma_b = 890$ МПа и $\varepsilon_{\tau} = 0,746$ при диаметре вала $d = 36$ мм для углеродистой стали.

Для напрессовки $\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 1 + 0,6 \cdot \left(\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} - 1 \right) = 1 + 0,6 \cdot (3,987 - 1) = 2,792$,

где $\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = 3,987$ при $d = 36$ мм и $\sigma_b = 890$ МПа.

Далее расчет ведем по напрессовке с учётом максимальных изгибающих моментов

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2 \cdot W_{\text{Кнетто}}},$$

где W_K - момент сопротивления кручению.

$$W_{\text{Кнетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 36^3}{16} = 9161 \text{ мм}^3,$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{112 \cdot 10^3}{2 \cdot 9161} = 6,1 \text{ МПа}.$$

$$S_{\tau} = \frac{222}{2,792 \cdot 6,1 + 0,05 \cdot 6,1} = 12,8.$$

$$\sigma_a = \frac{M_H}{W_{\text{нетто}}},$$

где M_H - результирующий изгибающий момент

$$M_H = \sqrt{M_Y^2 + M_Z^2} = \sqrt{(-57)^2 + 81^2} = 99 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент сопротивления изгибу

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 36^3}{32} = 4580 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_a = \frac{99 \cdot 10^6}{4580} = 21,5 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_m = \frac{F_{a2}}{\pi \cdot d^2 / 4} = \frac{898}{3,14 \cdot 36^2 / 4} = 0,882 \text{ МПа}, \psi_{\sigma} = 0,1.$$

$$S_{\sigma} = \frac{383}{3,987 \cdot 21,5 + 0,1 \cdot 0,882} = 4,5.$$

$$S = \frac{4,5 \cdot 12,8}{\sqrt{4,5^2 + 12,8^2}} = 4,2 > [S] = 2,5 \dots 4.$$

Запас прочности обеспечен.

Сечение Б – Б

Для напрессовки подшипников

$$\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 1 + 0,6 \cdot \left(\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} - 1 \right) = 1 + 0,6 \cdot (4,297 - 1) = 2,978,$$

где $\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = 4,297$ при $d = 45 \text{ мм}$ и $\sigma_B = 890 \text{ МПа}$.

Для выточки $\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = \frac{1,437}{0,715} = 2,01, \quad \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = \frac{2,153}{0,835} = 2,579,$

где $k_\tau = 1,437$, $k_\sigma = 2,153$ при $\sigma_B = 890$ МПа; $\frac{t}{r} = \frac{0,25}{1} = 0,25$ и

$$\frac{r}{d - 0,5} = \frac{1,0}{44,5} = 0,022.$$

Далее расчет ведем по напрессовке с учётом максимальных изгибающих моментов

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2 \cdot W_{\text{Кнетто}}},$$

где W_K - момент сопротивления кручению.

$$W_{\text{Кнетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 45^3}{16} = 17892 \text{ мм}^3,$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{112 \cdot 10^3}{2 \cdot 17892} = 3,1 \text{ МПа};$$

$$S_\tau = \frac{222}{2,978 \cdot 3,1 + 0,05 \cdot 3,1} = 23.$$

$$\sigma_a = \frac{M_H}{W},$$

где M_H - результирующий изгибающий момент

$$M_H = \sqrt{M_Y^2 + M_Z^2} = \sqrt{(-57)^2 + 81^2} = 99 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сопротивления изгибу

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 45^3}{32} = 8946 \text{ мм}^3,$$

$$\sigma_a = \frac{99 \cdot 10^3}{12272} = 11 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = \frac{F_{a2}}{\pi \cdot d^2 / 4} = \frac{898}{3,14 \cdot 45^2 / 4} = 0,564 \text{ МПа}; \quad \psi_\sigma = 0,1.$$

$$S_\sigma = \frac{383}{4,297 \cdot 11 + 0,1 \cdot 0,564} = 8.$$

$$S = \frac{8 \cdot 23}{\sqrt{8^2 + 23^2}} = 7,6 > [S] = 2,5 \dots 4.$$

Запас прочности обеспечен.

10.2. Уточненный расчет ведомого вала [6]

Материал вала сталь 45.

Механические характеристики: предел прочности $\sigma_B = 870$ МПа; предел текучести $\sigma_T = 640$ МПа.

Предел выносливости: при кручении $\tau_{-1} = 220$ МПа;

при изгибе $\sigma_{-1} = 370$ МПа; $\Psi_\sigma = 0,05$.

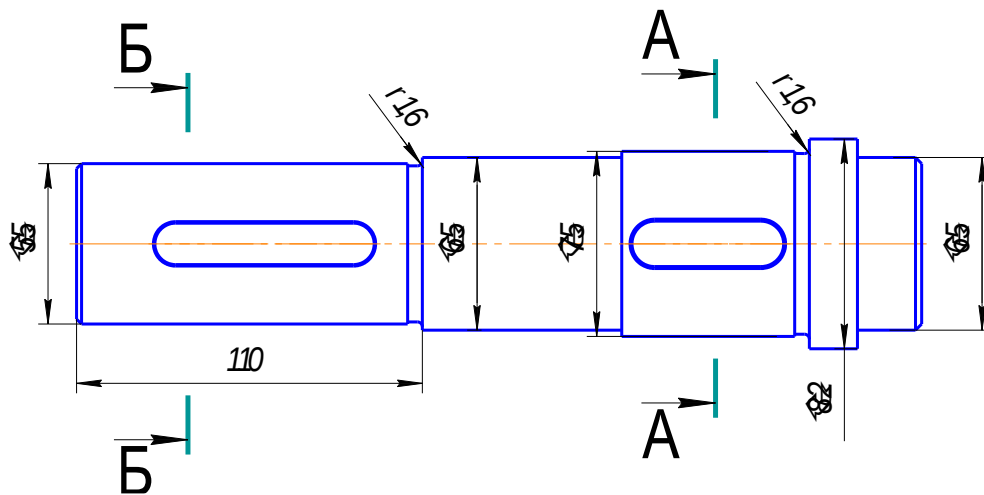


Рисунок 16 – Схема ведомого вала

Сечение А-А

Для шпоночного паза отношение коэффициентов $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = \frac{1,87}{0,75} = 2,493$,

где $k_\sigma = 1,87$ при $\sigma_B = 870$ МПа и $\varepsilon_\sigma = 0,75$ при диаметре вала $d = 75$ мм для углеродистой стали.

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = \frac{1,918}{0,64} = 2,997,$$

где $k_\tau = 1,87$ при $\sigma_B = 870$ МПа и $\varepsilon_\tau = 0,64$ при диаметре вала $d = 75$ мм для углеродистой стали.

Для напрессовки колеса $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1 + 0,6 \cdot \left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} - 1 \right) = 1 + 0,6 \cdot (2,493 - 1) = 2,956$,

где $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 4,65$ при $d = 75$ мм и $\sigma_B = 870$ МПа.

Далее расчет ведем по напрессовке с учётом максимальных изгибающих моментов

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2 \cdot W_{\text{Кнетто}}},$$

где W_K - момент сопротивления кручению.

$$W_{\text{Кнетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{c \cdot b \cdot (d - c)^2}{2 \cdot d} = \frac{3,14 \cdot 75^3}{16} - \frac{7,5 \cdot 20 \cdot (75 - 7,5)^2}{2 \cdot 75} = 78279 \text{ мм}^3,$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{600 \cdot 10^3}{2 \cdot 78279} = 3,8 \text{ МПа};$$

$$S_\tau = \frac{220}{2,956 \cdot 3,8 + 0,05 \cdot 3,8} = 17,7.$$

$$\sigma_a = M_H / W,$$

где M_H - результирующий изгибающий момент

$$M_H = \sqrt{M_Z^2 + M_Y^2} + M_B^M = \sqrt{113^2 + 111^2} + 93 = 251 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сопротивления изгибу

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{c \cdot b \cdot (d - c)^2}{2 \cdot d} = \frac{3,14 \cdot 75^3}{32} - \frac{7,5 \cdot 20 \cdot (75 - 7,5)^2}{2 \cdot 75} = 36861 \text{ мм}^3,$$

$$\sigma_a = \frac{251 \cdot 10^3}{36861} = 5,0 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = \frac{F_{a2}}{\pi \cdot d^2 / 4} = \frac{898}{3,14 \cdot 75^2 / 4} = 0,203 \text{ МПа}; \quad \psi_\sigma = 0,1.$$

$$S_\sigma = \frac{370}{4,65 \cdot 5,0 + 0,1 \cdot 0,203} = 15,8.$$

$$S = \frac{15,8 \cdot 17,7}{\sqrt{15,8^2 + 17,7^2}} = 11,8 > [S] = 2,5 \dots 4.$$

Запас прочности обеспечен.

Сечение Б – Б

Для шпоночного паза отношение коэффициентов $\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = \frac{1,87}{0,805} = 2,323$,

где $k_{\sigma} = 1,87$ при $\sigma_b = 870$ МПа и $\varepsilon_{\sigma} = 0,805$ при диаметре вала $d = 55$ мм для углеродистой стали.

$$\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = \frac{1,918}{0,688} = 2,79,$$

где $k_{\tau} = 1,918$ при $\sigma_b = 870$ МПа и $\varepsilon_{\tau} = 0,688$ при диаметре вала $d = 55$ мм для углеродистой стали.

Для напрессовки шкива $\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 1 + 0,6 \cdot \left(\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} - 1 \right) = 1 + 0,6 \cdot (4,41 - 1) = 3,046$,

где $\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = 4,41$ при $d = 55$ мм и $\sigma_b = 870$ МПа.

Далее расчет ведем по напрессовке с учётом максимальных изгибающих моментов

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2 \cdot W_{\text{Кнетто}}},$$

где W_K - момент сопротивления кручению.

$$W_{\text{Кнетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{c \cdot b \cdot (d - c)^2}{2 \cdot d} = \frac{3,14 \cdot 55^3}{16} - \frac{6 \cdot 16 \cdot (55 - 6)^2}{2 \cdot 55} = 30572 \text{ мм}^3,$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{600 \cdot 10^3}{2 \cdot 30572} = 9,1 \text{ МПа};$$

$$S_{\tau} = \frac{220}{3,046 \cdot 9,1 + 0,05 \cdot 9,1} = 10,7.$$

$$\sigma_a = \frac{M_H}{W},$$

где M_H - результирующий изгибающий момент

$$M_H = \sqrt{M_Y^2 + M_Z^2} + M^M = \sqrt{0^2 + 0^2} + 186 = 186 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сопротивления изгибу

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{c \cdot b \cdot (d - c)^2}{2 \cdot d} = \frac{3,14 \cdot 55^3}{32} - \frac{6 \cdot 16 \cdot (55 - 6)^2}{2 \cdot 55} = 14238 \text{ мм}^3,$$

$$\sigma_a = \frac{186 \cdot 10^3}{14238} = 8,2 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = \frac{F_{a2}}{\pi \cdot d^2 / 4} = \frac{898}{3,14 \cdot 58^2 / 4} = 0,378 \text{ МПа}; \quad \Psi_\sigma = 0,1.$$

$$S_\sigma = \frac{370}{4,41 \cdot 8,2 + 0,1 \cdot 0,378} = 16,6.$$

$$S = \frac{16,6 \cdot 10,7}{\sqrt{16,6^2 + 10,7^2}} = 9 > [S] = 2,5 \dots 4.$$

Запас прочности обеспечен.

11. Подбор муфты

Принимаем муфту упругую втулочно-пальцевую МУВП 1000 – 55 – 1 – УЗ ГОСТ 21424 – 75.

$$T_{\text{ном}} = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad D = 220 \text{ мм}; \quad L = 228 \text{ мм}; \quad l = 110 \text{ мм}.$$

Определяем расчетный вращающий момент:

$$T_p = K_p \cdot T_{\text{ном}},$$

где K_p - коэффициент режима, учитывающий условия работы.

Для приводов к пластинчатому конвейеру

$$K_p = 1,2 \dots 2,0.$$

$$T_p = 1,2 \cdot 600 = 720 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_{\text{ном}} > T_{\text{расч}}.$$

Работоспособность обеспечена.

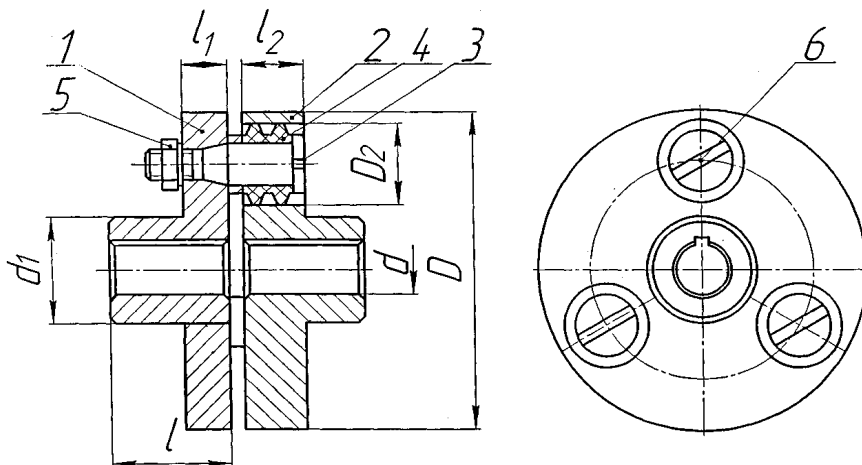


Рисунок 14. Муфта втулочно-пальцевая

1-полумуфта левая; 2-полумуфта правая; 3 - палец; 4 - втулка; 5 - гайка; 6 - винт установочный

12. Безопасность жизнедеятельности

Для работы с приводом допускаются лица, с которыми были проведены мероприятия по технике безопасности.

Мероприятия по технике безопасности проводятся в соответствии с нормативно-технической документацией - ГОСТами, нормами, правилами, инструкциями. К организационным мероприятиям по технике безопасности относятся: необходимость проведения инструктажа и обучение безопасному выполнению работ; соблюдение технологической трудовой дисциплины; подготовка к работе и состояние рабочего места; ограждение всех вращающихся механизмов.

13. Экономическая оценка привода

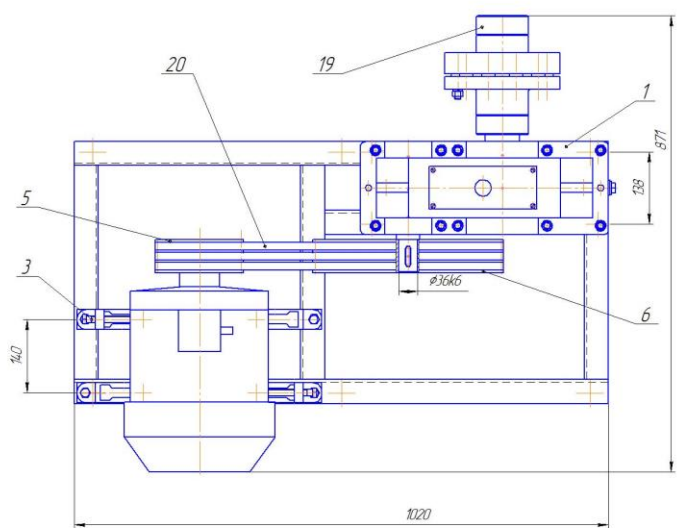
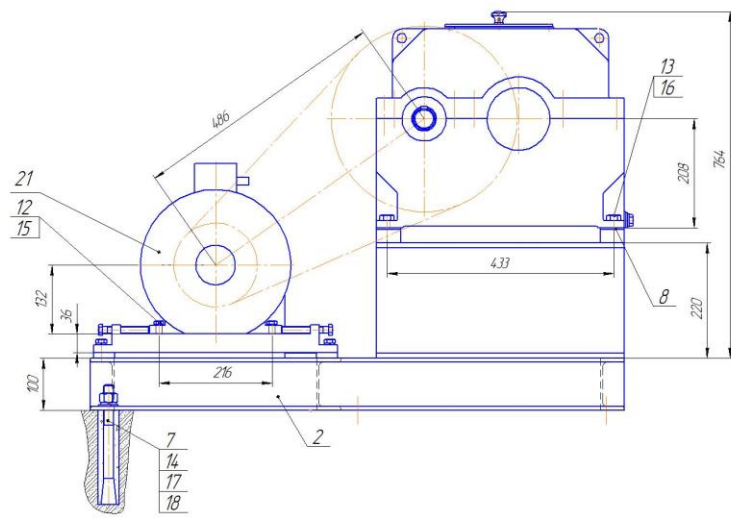
С экономической точки зрения данный редуктор нас устраивает. Недостатком редуктора является его большие габариты. При проектировании редуктора нужно стараться принимать как можно больше стандартных изделий по ГОСТ. Чем их будет больше, тем выше будет уровень взаимозаменяемости деталей. В данном редукторе стандартными являются: крышки подшипников, подшипники, шпонки, уплотнительные манжеты, граверные шайбы, крепёжные болты. К нестандартным являются: ведомый и ведущий валы, червячное колесо, звездочка. Определим процент стандартных изделий:

$$\sigma = ((73 - 23)/73) \cdot 100\% = 68,5.$$

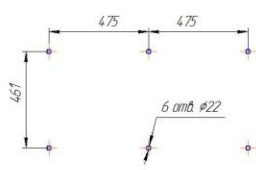
Список литературы

1. Овтов В.А. Детали машин и основы конструирования составных частей автомобиля. Курсовое проектирование: учебное пособие / В.А. Овтов. – Пенза: РИО ПГАУ, 2020. – 230 с.
2. Чугунов В.А. Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / В.А. Чугунов, В.А. Овтов, Ю.В. Полывяный. – Пенза: РИО ПГАУ, 2017. – 219 с.
3. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие/ Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр.:М.: Высшая школа, 2005. – 309 с.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: В 3 т. М.: Машиностроение, 8-е издание, перераб. и доп. 1999. Т.2.: - 559
5. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор:Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 543с.,ил.
6. Чернавский С.А., Козинцов Б.С. Проектирование механических передач: Учеб. Пособие для втузов. -М.: Машиностроение., 1984.- 560 с.: ил.
7. ГОСТ 2.103-2013. Единая система конструкторской документации. Стадии разработки: национальный стандарт Российской Федерации: дата введения 2015-07-01 / Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии. – Изд. официальное – Москва: Стандартинформ,2015. – 6 с.
8. ГОСТ 2.109-73. Единая система конструкторской документации. Основные требования к чертежам: межгосударственный стандарт: дата введения 1974-07-01 – Изд. официальное – Москва: Стандартинформ, 2007.– 28 с.

Шкив по з.б условно не показан

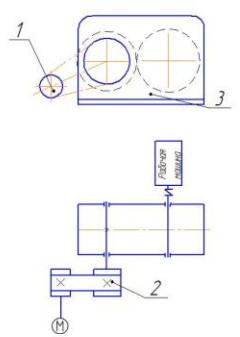


План размещения отверстий под фундаментальные болты М 110



Техническая характеристика

Тип редуктора-цилиндрический;	5,6;
Передаточное число	600 Нм
Вращающий момент ведомого вала	80 мин ⁻¹
Частота вращения ведомого вала	4A132S6Y3
Тип электродвигателя	5,5 кВт
Мощность	965 мин ⁻¹
Частота вращения	



1-электродвигатель, 2-клиноременная передача, 3-редуктор, 4-муфта

Технические требования:

- 1.*Размеры для справок.
2. Сварной шов зачистить металлической щеткой.
3. Раму покрасить краской ПФ115 ГОСТ 6465-75.
4. Перекас валов до 1,0/100 мм.
5. Привод обкатать на холостом ходу в течении часа.

ДМЮК 2020.33100.00.00 80										Принадлежит к										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									
Плановый										Плановый										Лист 14									

[illegible]

