

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
КУРСОВОГО ПРОЕКТА**

По дисциплине: *«Прикладная механика»*

Тема: *«Привод ленточного конвейера»*

## Реферат

Курсовой проект состоит из пояснительная записки и 4 листов формата А1. Пояснительная записка включает 47 страниц формата А4, 4 таблиц, 6 рисунков, 6 литературных источников.

**РЕДУКТОР, ПРИВОД, ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ, ВАЛ, ШКИВ, ЧЕРВЯК, РАМА, КОЛЕСО, РАСЧЕТЫ, СМАЗКА, ПРОЧНОСТЬ.**

Целью выполнения курсового проекта является проектирование привода ленточного конвейера.

Произведены кинематические и силовые расчеты привода. По современным методикам проведены проектные и проверочные расчеты открытой клиноременной передачи, червячной передачи, расчет валов, подшипников, корпуса редуктора. Расчет должен обеспечить необходимую работоспособность отдельных узлов, а также экономическую целесообразность их изготовления.

В результате спроектирован привод ленточного конвейера оптимальных размеров и долговечностью не менее 9000 часов.

Графическая часть включает:

- сборочный чертеж привода – 1 лист А1;
- сборочный чертеж редуктора – 2 лист А1;
- чертежи деталей – 1 лист А1.

**(ОБРАЩАЕМ ВНИМАНИЕ, ЧТО НЕКОТОРЫЕ ФРАГМЕНТЫ РАБОТЫ  
ИЗВЛЕЧЕНЫ ИЗ ДАННОГО ДОКУМЕНТА)**

Содержание

Введение .....	4
1 Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода .....	5
1.1 Выбор электродвигателя .....	5
1.2 Силовые параметры привода .....	6
2 Расчет открытой клиноременной передачи .....	9
3 Расчет закрытой передачи .....	13
3.1. Материалы червяка и колеса .....	13
3.2 Допускаемые контактные напряжения .....	13
3.3 Допускаемые напряжения изгиба .....	14
3.4 Расчет межосевого расстояния и выбор основных параметров передачи ..	14
3.5 Проверочный расчёт передачи на прочность .....	17
3.6 Проверка зубьев колеса по напряжениям изгиба .....	18
3.7 КПД передачи .....	19
3.8 Силы в зацеплении .....	19
3.9 Тепловой расчет .....	19
4 Выбор конструкции и ориентировочный расчет валов .....	21
5 Выбор конструкции корпусных деталей и их расчет .....	22
5.1 Червячное колесо .....	22
6 Выбор подшипников и эскизная компоновка .....	24
7 Выбор и проверочный расчет муфт .....	25
8 Проверочные расчеты валов и подшипников .....	26
9 Проверка прочности шпоночных соединений .....	26
10 Смазка редуктора .....	27
11 Выбор и обоснование посадок и квалитетов точности для всех сопряжений привода .....	28
12 Обоснование выбора отклонений размеров, формы, взаимного расположения, параметров шероховатости .....	29
Заключение .....	30
Список использованных источников .....	31

## **Введение**

Редуктором называется механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного органа и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины.

Назначение редуктора – понижение угловой скорости и повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Редуктор состоит из корпуса, в котором размещают элементы передачи – зубчатые колеса, валы, подшипники, муфты и т.д. В отдельных случаях в корпусе размещают также устройства для смазывания или устройства для охлаждения.

Редуктор проектируют либо для привода определенной машины, либо по заданной нагрузке и передаточному числу без указания конкретного задания. Наиболее распространены горизонтальные редукторы. Как горизонтальные, так и вертикальные редукторы могут иметь колеса с прямыми, косыми и круговыми зубьями. Корпус чаще всего выполняют литым чугуном, реже сварным стальным. Валы монтируются на подшипниках качения или скольжения. Выбор горизонтальной или вертикальной схемы для редукторов всех типов обусловлен общей компоновкой привода.

# 1 Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода

## 1.1 Выбор электродвигателя

Определим общий коэффициент полезного действия, [2, с.41]:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{рем}} \eta_{\text{подш}}^2 \eta_{\text{черв}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{подш}}, \quad (1.1)$$

где  $\eta_{\text{цеп}}$  – КПД ременной передачи,  $\eta_{\text{рем}} = 0,95$ , [2, табл.2.2].

$\eta_{\text{подш}}$  – КПД подшипников,  $\eta_{\text{подш}} = 0,99$ , [2, табл.2.2];

$\eta_{\text{черв}}$  – КПД червячной передачи,  $\eta_{\text{черв}} = 0,85$ , [2, табл.2.2];

$\eta_{\text{м}}$  – КПД муфты,  $\eta_{\text{м}} = 0,98$ , [2, табл.2.2].

$$\eta_{\text{общ}} = 0,95 \cdot 0,99^2 \cdot 0,85 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,768$$

Определим потребную мощность электродвигателя:

$$P_{\text{дв}}^{\text{рас}} = \frac{P_{\text{в}}}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (1.2)$$

$$P_{\text{дв}}^{\text{рас}} = \frac{4,5}{0,768} = 5,859 \text{ кВт.}$$

Принимаем номинальную мощность двигателя  $P_{\text{ном}} = 17,5$  кВт.

Данному значению номинальной мощности  $P_{\text{ном}}$  соответствует несколько типов двигателей, с различными частотами вращения. Выбираем несколько электродвигателей для отыскания оптимального варианта, [3].

Таблица 1.1 – Варианты электродвигателей

№	Тип	Мощность, кВт	Синхронная частота, об/мин	Номинальная частота, об/мин
1	4A112M2	7,5	3000	2900
2	4A132S4	7,5	1500	1455
3	4A132M6	7,5	1000	970
4	4A160S8	7,5	750	730

					КП ПМ 05 35 00 00 01 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат.	Выбор электродвигателя и кинематический расчет	Лист	Лист	Листов
Разраб.							6	
Рисовод.						БГТУ		
Н. контр.								
Зав. кад.								

Передаточное число привода определяется отношением номинальной частоты вращения двигателя  $n_{ном}$  к частоте вращения технологического вала рабочей машины  $n_в$  и равно произведению передаточных чисел передач привода.

Передаточное число привода:

$$u = \frac{n_{ном}}{n_в} = \frac{n_{ном}}{40}, \quad (1.3)$$

Разобьем передаточное число по ступеням привода:

$$u = u_1 u_2, \quad (1.4)$$

где  $u_1$  – передаточное число открытой клиноременной передачи, согласно [2, табл. 2,3] рекомендованные значения  $u_1 = 2,0..3,0$ ;

$u_2$  – передаточное число червячной передачи, согласно [2, табл. 2,3] рекомендованные значения  $u_2 = 10,0..35,5$ ;

Рассмотрим четыре варианта привода.

Таблица 1.2 – Варианты передаточных отношений привода

Передаточное число, $u$	1	2	3	4
		72,5	36,38	24,25
Открытая клиноременная передача	5,8	2,91	1,94	1,46
Червячная передача	12,5	12,5	12,5	12,5

Выбираем вариант №2, в данном варианте применяется рекомендованная частота вращения двигателя, а также передаточное число червячной передачи имеет стандартное значение, а отклонение передаточного отношение ременной передачи не превышает 4%.

По каталогу выбираем двигатель 4A132S4, с мощностью  $P_{эд} = 7,5$  кВт и частотой вращения  $n_{эд} = 1455$  мин<sup>-1</sup>.

## 1.2 Силовые параметры привода

Определим мощности на валах привода:

– мощность на валу электродвигателя:

$$P_{дв} = 5,859 \text{ кВт},$$

					КП ПИМ 05 35 00 00 01 ПЗ	Лист
						7
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Лист		

– мощность на быстроходном валу редуктора с учетом КПД ременной передачи и подшипников:

$$P_1 = P_{\text{дв}} \eta_{\text{рем}} \eta_{\text{подш}}, \quad (1.5)$$

$$P_1 = 5,859 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 5,510 \text{ кВт},$$

– мощность на тихоходном валу редуктора с учетом КПД червячной передачи и подшипников:

$$P_2 = P_1 \eta_{\text{черв}} \eta_{\text{подш}}, \quad (1.6)$$

$$P_2 = 5,510 \cdot 0,85 \cdot 0,99 = 4,636 \text{ кВт},$$

– мощность на технологическом валу с учетом КПД муфты и подшипников:

$$P_3 = P_2 \eta_{\text{м}} \eta_{\text{подш}} \quad (1.7)$$

$$P_3 = 4,636 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 4,5 \text{ кВт},$$

Определим частоты вращения:

$$n_{\text{дв}} = 1455 \text{ об/мин},$$

$$n_1 = \frac{n_{\text{дв}}}{u_1} \quad (1.8)$$

$$n_1 = \frac{1455}{2,91} = 500,0 \text{ об/мин},$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_2} \quad (1.9)$$

$$n_2 = \frac{500,0}{12,5} = 40,0 \text{ об/мин.}$$

$$n_3 = 40 \text{ об/мин.}$$

Определим угловые скорости:

					КП ПМ 05 35 00 00 01 ПЗ	Лис.
Изм.	Лис.	№ док-м.	Подпись	Лит		8

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (1.10)$$

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30} = \frac{\pi 1455}{30} = 152,29 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi 500}{30} = 52,33 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{\pi 40,0}{30} = 4,18 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_3 = \omega_2 = 4,18 \text{ с}^{-1}.$$

Определим вращающие моменты на валах:

$$T = \frac{P 10^3}{\omega}, \quad (1.11)$$

$$T_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_{\text{дв}}} = \frac{5,859 10^3}{152,29} = 38,47 \text{ Нм},$$

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{5,510 10^3}{52,33} = 105,29 \text{ Нм},$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{4,636 10^3}{4,18} = 1109,09 \text{ Нм}$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{4,5 10^3}{4,18} = 1076,55 \text{ Нм},$$

Сведем рассчитанные параметры привода в таблицу 1.3.

Таблица 1.3 – Результаты расчета силовых параметров привода

Номер вала	Мощность $P$ , кВт	Угловая скорость $\omega$ , $\text{с}^{-1}$	Частота вращения $n$ , $\text{мин}^{-1}$	Крутящий момент $T$ , Нм
Дв.	5,859	152,29	1455	38,47
1	5,510	52,33	500,0	105,29
2	4,636	4,18	40,0	1109,09
3	4,5	4,18	40,0	1076,55

## 2 Расчет открытой клиноременной передачи

Исходные данные:

- передаточное число клиноременной передачи,  $u_{рем} = 2,91$ ;
- мощность на ведущем валу,  $P_1 = 5,859$  кВт;
- мощность на ведомом валу,  $P_2 = 5,510$  кВт;
- крутящий момент на ведущем валу,  $T_1 = 38,47$  Нм;
- крутящий момент на ведомом валу,  $T_2 = 105,29$  Нм.

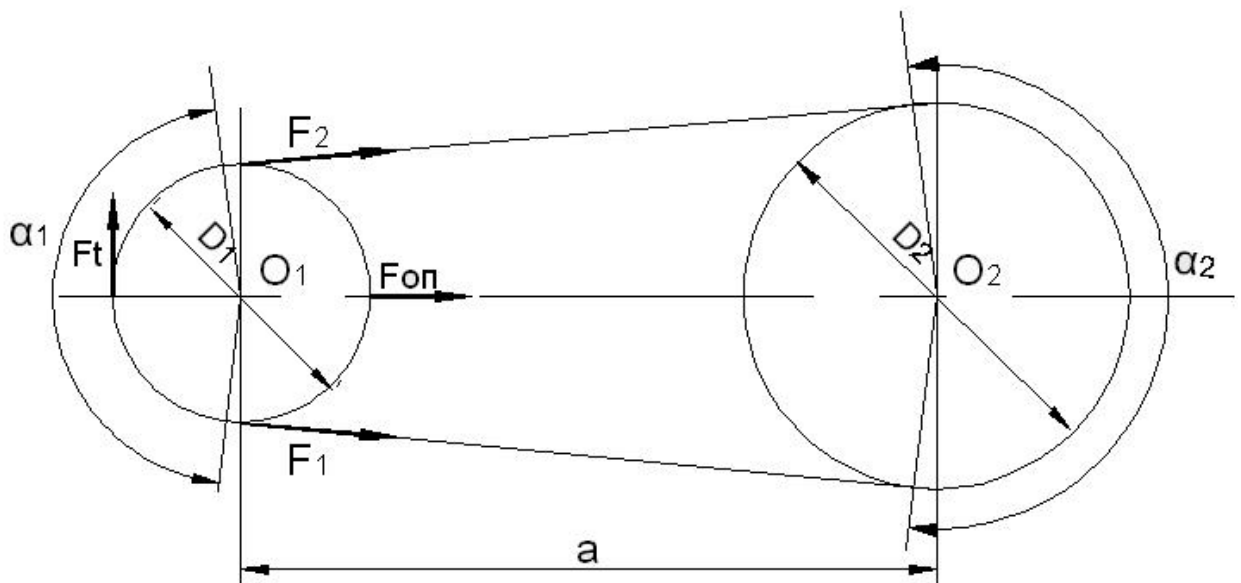


Рисунок 2.1 – Геометрические и силовые параметры клиноременной передачи

Определяем  $d_{1min}$  ведущего шкива в зависимости от крутящего момента на ведущем валу, [3, табл. 7.4], тип ремня А.

$$d_{1min} = 90 \text{ мм.}$$

Действительный диаметр  $d_1$   $d_{1min}$ , принимаем  $d_1=100$  мм.

Определяем диаметр ведомого шкива:

					КП ПМ 05 35 00 00 02 ПЗ			
Изм.	Лист	№ док-м.	Подпись	Дат.	Расчет открытой клиноременной передачи	Лист	Лист	Листов
Разраб.							10	
Рисовод.						БГТУ		
Н. контр.								
Зав. каф.								

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon) \quad (2.1)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент упругого скольжения,  $\varepsilon = 0,01$ .

$$d_2 = 100 \cdot 2,91 (1 - 0,01) = 288,09 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение.

$$d_2 = 280 \text{ мм.}$$

Действительно передаточное число:

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}, \quad (2.2)$$

$$u_\phi = \frac{280}{100 (1 - 0,01)} = 2,83$$

$$\Delta u = \frac{100 |u_\phi - u|}{u} = 10\% \quad (2.3)$$

$$\Delta u = \frac{100 |2,83 - 2,91|}{2,91} = 2,7 \cdot 10\% .$$

Определяем скорость ремня:

$$v = \frac{d_1 \omega_1}{2000} = 30, \quad (2.4)$$

$$v = \frac{100 \cdot 152,29}{2000} = 7,61 \cdot 30 \text{ м/с.}$$

Определяем минимальное межосевое расстояние:

$$a_{\min} = 0,55 (d_1 + d_2) + h, \quad (2.5)$$

$$a_{\min} = 0,55 (100 + 280) + 8 = 217 \text{ мм.}$$

Определим максимальное межосевое расстояние:

$$a_{\max} = 2,0 (d_1 + d_2), \quad (2.6)$$

$$a_{\max} = 2,0 (100 + 280) = 760 \text{ мм.}$$

					КП ПМ 05 35 00 00 02 ПЗ	Лис
						11
Изм.	Лис	№ док-м.	Подпись	Лат		

Принимаем  $a'=500$  мм.

Угол обхвата ведущего шкива ремнем:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \frac{(d_2 - d_1)}{a} \quad (120 \ 150), \quad (2.7)$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \frac{(280 - 100)}{500} = 159,48 \quad (120 \ 150).$$

Расчетная длина ремня:

$$L_p = 2a + 0.5\pi(d_1 + d_2) + \frac{0.25(d_2 - d_1)^2}{a}, \quad (2.8)$$

$$L_p = 2 \cdot 500 + 0,5\pi(100 + 280) + \frac{0,25 \cdot (280 - 100)^2}{500} = 1612,8 \text{ мм.}$$

Принимаем  $L_p=1600$  мм.

Уточним межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{L - \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \sqrt{L - \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} - 8 \frac{\pi(d_2 + d_1)^2}{4}}}{4}, \quad (2.9)$$

$$a_w = \frac{1600 - \frac{\pi(280 + 100)}{2} + \sqrt{1600 - \frac{\pi(280 + 100)}{2} - 8 \frac{(280 + 100)^2}{4}}}{4} = 462,68 \text{ мм.}$$

Определим число пробогов ремня в секунду:

$$U = \frac{v}{L_p} [U], \quad (2.10)$$

где  $[U_L] = 5 \text{ с}^{-1}$  – допускаемое число пробогов ремня.

$$U = \frac{7,61}{1,6} = 4,75 [U],$$

Определим требуемое число ремней:

$$z = \frac{P_1}{[P]}, \quad (2.11)$$

					КП ПМ 05 35 00 00 02 ПЗ	Лис
						12
Изм.	Лис	№ док.им.	Подпись	Лам		

где  $[P]$  – допускаемая мощность на один клин ремня, при заданных условиях работы.

$$[P] = P_0 K_\alpha K_p, \quad (2.12)$$

где  $P_0$  – значение мощности, передаваемое в стандартных условиях одним ремнем, [3, табл.7.6],  $P_0 = 1,5$  кВт;

$K_\alpha$  – коэффициент угла обхвата;

$K_p$  – коэффициент, учитывающий режима работы, [3, табл.7.3],  $K_p = 1,0$ .

$$K_\alpha = 0,0029 \alpha + 0,4846, \quad (2.13)$$

$$K_\alpha = 0,0029 \cdot 159,48 + 0,4846 = 0,947.$$

$$[P] = 1,5 \cdot 1,0 \cdot 0,947 = 1,42,$$

$$z = \frac{5,859}{1,42} = 4,12.$$

Принимаем  $z = 4$ .

Определим силу предварительного натяжения одного ремня:

$$F_{01} = \frac{780 P_1}{v K_\alpha K_p z} + q v^2, \quad (2.14)$$

$$F_{01} = \frac{780 \cdot 5,859}{7,86 \cdot 0,947 \cdot 1,0 \cdot 4} + 0,105 \cdot 7,86^2 = 159,97 \text{ Н.}$$

Определим силу, действующую на вал.

$$F_B = 2 F_{01} z \sin(0,5 \alpha), \quad (2.15)$$

$$F_B = 2 \cdot 159,97 \cdot 4 \cdot \sin(0,5 \cdot 159,48) = 1259,29 \text{ Н.}$$

### 3 Расчет закрытой передачи

Исходные данные для расчета:

- крутящий момент на валу червячного колеса,  $T_2=1109,09$  Нм;
- угловая скорость ведомого вала,  $\omega_2=4,18$  с<sup>-1</sup>;
- передаточное число  $u=12,5$ .

#### 3.1. Материалы червяка и колеса

По рекомендациям справочных таблиц для червяка принимаем сталь марки 40Х, с улучшением и закалкой ТВЧ со следующими характеристиками:

- твёрдость зубьев: в сердцевине: 269 – 302 НВ, на поверхности: 45 – 50 HRC<sub>3</sub>;  $\sigma_m = 750$  МПа;

Марка материала червячного колеса зависит от скорости скольжения:

$$v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \sqrt[3]{T_2}, \quad (3.1)$$

где  $n_1$  – частота вращения вала червяка,  $n_1=500,0$  мин<sup>-1</sup>.

$$v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 500,0 \sqrt[3]{1109,09} = 2,32 \text{ м/с.}$$

Материал зубчатого венца червячного колёса относим к II группе по скорости скольжения и принимаем материал безоловянистую бронзу БрФ10Ж4Н4, [3, табл.5.1] со следующими характеристиками:

$$\sigma_a = 700 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_T = 460 \text{ МПа.}$$

#### 3.2 Допускаемые контактные напряжения

Для II группы материалов выбираем формулу для расчета контактных напряжений:

$$[\sigma]_H = 250 - 25 \cdot v_s, \quad (3.2)$$

					КП ПМ 05 35 00 00 03 ПЗ		
Изм.	Лист	№ док-м.	Подпись	Дат.			
Разраб.					Лит.	Лист	Листов
Рисовод.						14	
Н. контр.					Расчет закрытой передачи БГТУ		
Зав. каф.							

$$[\sigma]_H = 250 - 25 \cdot 2,32 = 192,0 \text{ Нм.}$$

### 3.3 Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемые напряжения изгиба вычисляем для зубьев червячного колеса:

$$[\sigma]_F = K_{FL} (0,08 \sigma_B + 0,25 \sigma_T), \quad (3.3)$$

где  $K_{FL}$  – коэффициент долговечности.

Определим коэффициент долговечности:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_{FE}}}, \quad (3.4)$$

где  $N_{F \text{ lim}}$  – базовое число циклов,  $N_{F \text{ lim}} = 10^6$ ;

$N_{FE}$  – эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы передачи.

$$N_{FE} = 60 L_H n_2, \quad (3.5)$$

$$N_{FE} = 60 \cdot 9000 \cdot 40,0 = 21 \cdot 10^6,$$

$$N_{F \text{ lim}} = N_{FE}, K_{FL} = 1,0.$$

Допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma]_F = 1,0 (0,08 \cdot 700 + 0,25 \cdot 460) = 171,0 \text{ МПа.}$$

### 3.4 Расчет межосевого расстояния и выбор основных параметров передачи

При числе заходов червяка  $z_1=4$ , определим число зубьев червячного колеса:

$$z_2 = z_1 u, \quad (3.6)$$

$$z_2 = 4 \cdot 12,5 = 50.$$

Расчетное межосевое расстояние:

					КП ПМ 05 35 00 00 03 ПЗ	Лис
Изм	Лис	№ док-м	Подпись	Лам		15



$$u_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{50}{4} = 12,5.$$

Определим размеры червяка.

Диаметр делительный червяка:

$$d_1 = q \ m; \quad (3.11)$$

$$d_1 = 12,5 \cdot 6,3 = 78,75 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин витков:

$$d_{a1} = m (q + 2); \quad (3.12)$$

$$d_{a1} = 6,3 (12,5 + 2) = 91,35 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин:

$$d_{f1} = m (q - 2,4); \quad (3.13)$$

$$d_{f1} = 6,3 (12,5 - 2,4) = 63,63 \text{ мм.}$$

Определим длину  $b_1$  нарезанной части червяка при коэффициенте смещения  $x = 0$  :

$$b_1 = (12,5 + 0,09 \cdot Z_2) \cdot m, \quad (3.14)$$

$$b_1 = (12,5 + 0,09 \cdot 50) \cdot 6,3 = 107,1 \text{ мм.}$$

Определим размеры червячного колеса.

Диаметр делительный колеса:

$$d_2 = Z_2 \cdot m, \quad (3.15)$$

$$d_2 = 50 \cdot 6,3 = 315,0 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин зубьев:

$$d_{a2} = m (z_2 + 2) \quad (3.16)$$

$$d_{a2} = 6,3 (50 + 2) = 327,6 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин:

$$d_{f2} = m (z_2 - 2,4) \quad (3.17)$$

$$d_{f2} = 6,3 (50 - 2,4) = 299,88 \text{ мм.}$$

Диаметр колеса наибольший:

$$d_{am2} = d_{a2} + m \quad (3.18)$$

$$d_{am2} = 327,6 + 6,3 = 333,9 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_{am2} = 333,0 \text{ мм.}$

Ширина венца:

$$b_2 = 0,67 (d_1 + 2 m), \quad (3.19)$$

$$b_2 = 0,67 (78,75 + 2 \cdot 6,3) = 61,20 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_2 = 61,0 \text{ мм.}$

### 3.5 Проверочный расчёт передачи на прочность

Уточним скорость передачи в зацеплении:

$$v_s = \frac{v_{w1}}{\cos \gamma}, \quad (3.20)$$

где  $\gamma$  – начальный угол подъёма витка;

$v_{w1}$  – окружная скорость на начальном диаметре червяка, м/с.

$$v_{w1} = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cdot 10^3}, \quad (3.21)$$

$$v_{w1} = \frac{\pi \cdot 500,0 \cdot 78,75}{60 \cdot 10^3} = 2,06 \text{ м/с,}$$

$$v_s = \frac{2,06}{\cos 17,74} = 2,16 \text{ м/с.}$$

Вычисляем расчётное напряжение:

					КП ПМ 05 35 00 00 03 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ док.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Лист</i>		18

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{Z_2}{q}} \sqrt{\frac{\frac{Z_2}{q} + 1}{a_w}^3 K_H T_2 10^3} [\sigma]_H, \quad (3.22)$$

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{50}{12,5}} \sqrt{\frac{\frac{50}{12,5} + 1}{197}^3 1,1 1109,09 10^3} = 189,81 [\sigma]_H$$

$$0,9[\sigma_H] \leq \sigma_H \leq 1,05[\sigma_H]$$

### 3.6 Проверка зубьев колеса по напряжениям изгиба

Расчётное напряжение изгиба:

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m} 0,7 Y_F [\sigma]_F, \quad (3.23)$$

где  $Y_F$  – коэффициент формы зуба колеса, который выбирают в зависимости от  $Z_{v2}$ :

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma}, \quad (3.24)$$

$$Z_{v2} = \frac{50}{\cos^3 17,74} = 57,86.$$

Принимаем  $Y_F = 1,4$  [3, табл.5,7].

Определим окружную силу в зацеплении:

$$F_{t2} = \frac{2 T_2 10^3}{d_{w2}}, \quad (3.25)$$

$$F_{t2} = \frac{2 1109,09 10^3}{315,0} = 7041,84 \text{ Н},$$

$$\sigma_F = \frac{7041,84}{61} \frac{1,1}{6,3} 0,7 1,4 = 19,75 \text{ МПа}.$$

					КП ПМ 05 35 00 00 03 ПЗ	Лис.
						19
Изм.	Лис.	№ док.	Подпись	Лит.		

### 3.7 КПД передачи

Коэффициент полезного действия червячной передачи:

$$\eta = 0,96 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}, \quad (3.26)$$

где  $\gamma$  – угол подъёма линии витка на начальном цилиндре;

$\rho'$  – приведённый угол трения, определяемый в зависимости от скорости скольжения,  $\rho' = 2,2^\circ$ .

$$\eta = 0,96 \frac{\operatorname{tg} 17,74}{\operatorname{tg}(17,74 + 2,2^\circ)} = 0,96 \frac{0,32}{0,36} = 0,85$$

### 3.8 Силы в зацеплении

Окружные силы:

$$F_{t1} = \frac{2 T_1 10^3}{d_1}, \quad (3.27)$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 105,29 \cdot 10^3}{78,75} = 2674,03 \text{ Н},$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 1109,09 \cdot 10^3}{315,0} = 7041,84 \text{ Н}.$$

Радиальные силы:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.28)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = 7041,84 \operatorname{tg} 20 = 2563,02 \text{ Н}.$$

Осевые силы:

$$F_{a1} = F_{t2} = 7041,84 \text{ Н},$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 2674,03 \text{ Н}.$$

### 3.9 Тепловой расчет

При работе червячной передачи значительная часть мощности расходуется на преодоление трения, в результате чего происходит нагревание редуктора. Выделяемое тепло отводится в окружающую среду через стенки корпуса редуктора.

Температуру масла определяем по формуле:

					КП ПМ 05 35 00 00 03 ПЗ	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Лист		

$$t_M = \frac{P (1-\eta)}{K S} + t_B \quad [t_M], \quad (3.29)$$

где  $[t_M]$  – допустимая температура масла (60–90 °С);  
 $P$  – мощность, подводимая к редуктору, Вт;  
 $t_B$  – температура окружающей среды, принимаем  $t_B = 20$  °С;  
 $K$  – коэффициент теплопередачи,  $K = (21-24)$  Вт/м<sup>2</sup>град;  
 $S$  – площадь охлаждения, м<sup>2</sup>, с учетом ребристости корпуса.

$$t_M = \frac{5510 (1 - 0,85)}{21 \cdot 0,56} + 20 = 90,28 \text{ } ^\circ.$$

Температура масла в пределах допустимой.

					КП ПМ 05 35 00 00 03 ПЗ	Лис
Изм.	Лис	№ док-м.	Подпись	Лит		21

#### 4 Выбор конструкции и ориентировочный расчет валов

Проведем расчет валов согласно рекомендациям [3, п.9.1].  
Диаметр вала в опасном сечении определяется по формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 [\tau]}} \quad (4.1)$$

где –  $T$  – крутящий момент на рассматриваемом валу, Н·мм,  
 $[\tau]$  – пониженные допускаемые напряжения кручения, Н/мм<sup>2</sup>.

Диаметр входного вала под муфту:

$$d_{\text{вх}} = \sqrt[3]{\frac{105,29 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 29,74 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр под шкив  $d_m = 32$  мм, диаметр под подшипник  $d_n = 40$  мм, диаметр под червяк  $d_{\text{черв}} = 48$  мм.

Диаметр выходного вала под муфту:

$$d_{\text{вых}} = \sqrt[3]{\frac{1109,09 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 56,96 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр под муфту  $d_{\text{зв}} = 60$  мм, под подшипник  $d_n = 65$  мм,  
 диаметр под червячное колесо,  $d_k = 72$  мм.

					КП ПМ 05 35 00 00 04 ПЗ		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ док-м.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дат.</i>			
<i>Разраб.</i>					<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Рисовод.</i>						22	
<i>Н. контр.</i>					БГТУ		
<i>Зав. каф.</i>					Выбор конструкций и ориентировочный расчет валов		

## 5 Выбор конструкции корпусных деталей и их расчет

### 5.1 Червячное колесо

Исходные данные:

- диаметр вершин зубьев,  $d_a=327,6$  мм;
- ширина венца,  $b=61$  мм;
- модуль,  $m = 6,3$  мм,
- диаметр вала под колесо,  $d=70,0$  мм.

Определим длину ступицы:

$$L_{cm} = 1,5 d_{вал}, \quad (5.1)$$

$$L_{cm} = 1,5 \cdot 70 = 105 \text{ мм.}$$

Определим диаметр ступицы:

$$d_{cm} = d_{вал} + 2g_{cm}, \quad (5.2)$$

$$g_{cm} = 0,4 d_{вал}, \quad (5.3)$$

$$g_{cm} = 0,4 \cdot 70 = 28 \text{ мм,}$$

$$d_{cm} = 70 + 2 \cdot 28 = 126 \text{ мм.}$$

$$2\varphi = 100 \dots 110^\circ \quad (5.4)$$

$$g = 2,1 m \quad (5.5)$$

$$g = 2,1 \cdot 6,3 = 13,23 \text{ мм.}$$

Принимаем  $g = 18$ .

Диаметр винта:

$$d_{винт} = 0,6g, \quad (5.6)$$

$$d_{винт} = 0,6 \cdot 18 = 10,8 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_{винт} = 10$  мм.

					КП ПМ 04 54 00 00 05 ПЗ		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ док-м.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дат.</i>			
<i>Разраб.</i>					<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Рисовод.</i>						23	
<i>Н. контр.</i>					БГТУ, гр.		
<i>Зав. каф.</i>							

Длина винта:

$$L_{\text{винт}} = 2 d_{\text{винт}}, \quad (5.7)$$

$$L_{\text{винт}} = 2 \cdot 10 = 20 \text{ мм.}$$

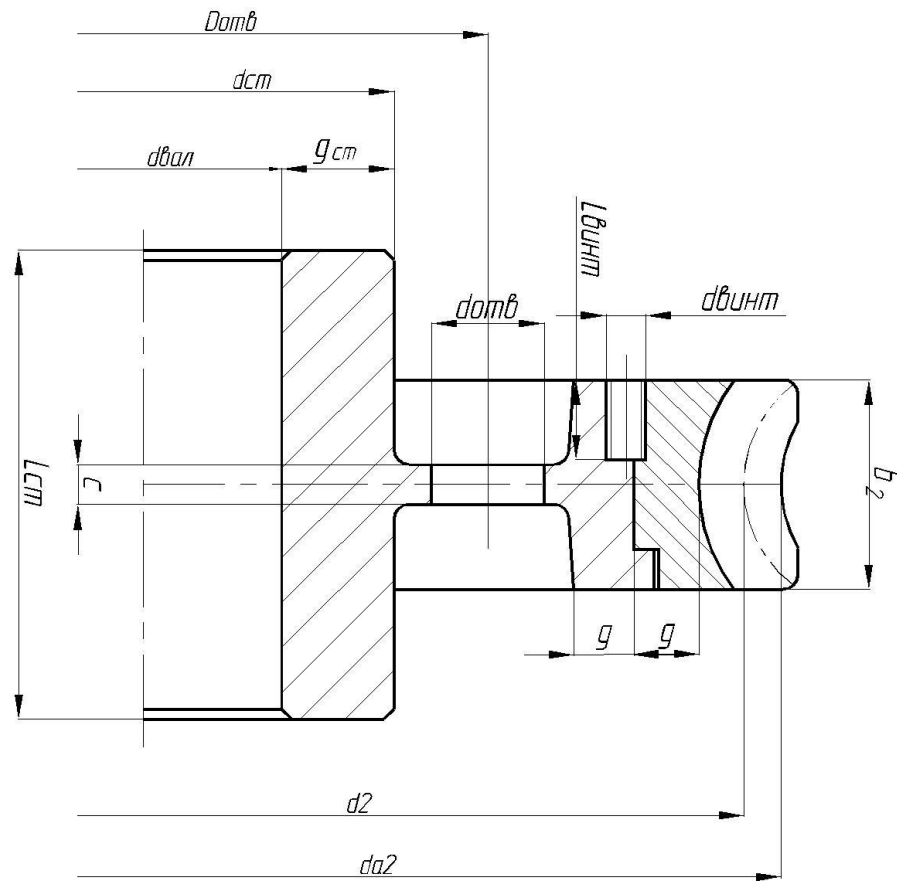


Рисунок 5.1 – Параметры червячного колеса

					КП ПИМ 05 35 00 00 05 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Лист		24

## 6 Выбор подшипников и эскизная компоновка

Предварительно намечаем роликовые конические однорядные подшипники, габариты подшипников выбираем по диаметру вала в месте посадки подшипников  $d_{п1}=40$  мм,  $d_{п2}=60$  мм.

Условное обозначение подшипника	d	D	T	b	B	Грузоподъемность	
	Размеры, мм					C	C <sub>0</sub>
7308	40	90	25,25	20	23	66,0	47,5
7312	60	130	33,50	27	31	128,0	96,5

Компоновочный чертеж выполняем в двух проекциях – разрез по осям валов при снятой крышке редуктора, масштаб 1:1.

Примерно посередине листа проводим горизонтальную осевую линию; а затем две горизонтальную линию – оси валов на расстоянии  $a_{w1}=197$  мм.

Вычерчиваем упрощенно червяк и колесо в виде прямоугольников; червяк выполняем за одно целое с валом. На колесе вычерчиваем ступицу.

Расположение элементов редуктора относительно друг друга, согласно рассчитанным расстояниям:

Толщина стенок корпуса редуктора принимается равной  $\delta=10$  мм.

Расстояние от внутренне поверхности стенки редуктора:

– до боковой поверхности вращающейся части:

$$c = (1,0..1,2)\delta = 1,2 \cdot 10 = 12 \text{ мм.}$$

– до боковой поверхности подшипника качения:

$$c_1 = (3...5)\text{мм.}$$

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

$$c_5 = 1,2\delta = 1,2 \cdot 10 = 12 \text{ мм.}$$

					КП ПМ 05 35 00 00 06 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.					Лист	Лист	Листов
Рисовод.						25	
Н. контр.					БГТУ, гр.		
Зав. кад.					Выбор подшипников и эскизная компоновка		

## 7 Выбор и проверочный расчет муфт

					КП ПМ 05 35 00 00 07 ПЗ		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ док.им.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дат.</i>			
<i>Разраб.</i>					<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Рковод.</i>						26	
<i>Н. контр.</i>					Выбор и проверочный расчет муфт  БГТУ, гр.		
<i>Зав. каф.</i>							

## 8 Проверочные расчеты валов и подшипников

## 9 Проверка прочности шпоночных соединений

КГТУМ 05-95 00 00 09 ПЗ

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.					Проверка прочности шпоночных соединений	Лит.	Лист	Листов
Риковод.							42	
Н. контр.						БГТУ		
Зав. каф.								

# 10 Смазка редуктора

					КП ПМ 05 35 00 00 10 ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	Смазка редуктора	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Разраб.</i>							43	
<i>Риковод.</i>						БГТУ		
<i>Н. контр.</i>								
<i>Зав. каф.</i>								

**11 Выбор и обоснование посадок и квалитетов точности для всех сопряжений привода**

					КП ПМ 05 35 00 00 10 ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дат</i>	Выбор и обоснование посадок и квалитетов точности для всех сопряжений привода	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Разраб.</i>							45	
<i>Риковод.</i>						БГТУ		
<i>Н. контр.</i>								
<i>Зав. каф.</i>								

**12 Обоснование выбора отклонений размеров, формы, взаимного расположения, параметров шероховатости**

					КП ПМ 05 35 00 00 10 ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дат</i>				
<i>Разраб.</i>					Обоснование выбора отклонений размеров, формы, взаимного расположения, параметров шероховатости	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Риковод.</i>							46	
<i>Н. контр.</i>						БГТУ		
<i>Зав. каф.</i>								

## Заклучение

В ходе данного курсового проекта был разработан привод ленточного транспортера.

Для привода выбран электродвигатель 4А132S4 с номинальной мощностью  $P=7,5$  кВт и номинальной частотой вращения  $n=1455$  мин<sup>-1</sup>.

Произведен расчет червячного редуктора, для которого принято:

- межосевое расстояние  $a_w=197$  мм;
- номинальный модуль  $m=6,3$  мм;
- число заходов червяка  $z=4$ ;
- коэффициент диаметра червяка  $q=12,5$ ;
- делительные диаметры  $d_1=78,75$  мм и  $d_2=315,0$  мм.

Произведен расчет клиноременной передачи.

В ходе расчета курсового проекта были выбраны 7308 и 7312 подшипники, которые являются опорами для валов.

Редуктор соответствует среднему уровню и является экономически обоснованным.

## Список использованных источников

1. Прикладная механика: метод. указания и задания на курсовое проектирование по одноименной дисциплине для студентов химико-технологических специальностей заочной формы обучения / сост.: А. В. Дорожко, С. В. Ярмолик. – Минск : БГТУ, 2017. – 36 с.
2. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин /А. Е. Шейнблит. – М., 1991. – 432 с.
3. Детали машин и основы конструирования /А.Ф. Дулевич, С.А. Осоко и др. – Мн.; БГТУ.
4. Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда «Детали машин. Проектирование».–Мн., УП «Технопринт», 2002.
5. «Курсовое проектирование деталей машин»/ С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – М.; Машиностроение, 1998.
6. В.И. Анурьев «Справочник конструктора машиностроителя».— М.1980г.