

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет»
(Национальный исследовательский университет)
Политехнический институт
Факультет «Автотранспортный.»
Кафедра «Колесные и гусеничные машины.»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

Бондарь/

«__» _____ 2019 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой,

к.т.н., профессор

_____/В.Н.

«__» _____ 2019 г.

Проектирование привода цепного конвейера с окружным усилием 6500 Н и
линейной скоростью 0,4 м/с.

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К ВЫПУСНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ
РАБОТЕ.

ЮУрГУ – 23.03.02.2019.018 ПЗ ВКР

Консультанты

_____ /

«__» _____ 2019 г.

Руководитель проекта

к.т.н., доцент

_____/А.В. Разношинская/

«__» _____ 2019 г.

Автор проекта

студент группы П – 405

_____/Е.Э. Семенов/

«__» _____ 2019 г.

Нормоконтролер

к.т.н., доцент

_____/В.И. Дуюн/

«__» _____ 2019 г.

АННОТАЦИЯ

Семенов Е.Э. Проектирование привода цепного конвейера с окружным усилием 6500 Н и линейной скоростью 0,4 м/с – Челябинск: ЮУрГУ, 2019 г. – 84с. Библиограф. список – 9, 5,5 листов чертежей ф. А1.

В результате анализа эксплуатации и технологического процесса проектирования приводов цепных конвейеров разработан проект привода цепного конвейера с повышенными показателями надежности и долговечности, а также снижение затрат на производство и обслуживание элементов привода.

В выпускной квалификационной работе проведены кинематический и силовой расчеты привода цепного конвейера, выбран, исходя из заданных по техническому заданию силовых параметров, электродвигатель, произведены проектный и проверочный расчеты передач зацеплением, расчет редуктора, начерчены чертежи деталей передач. Расчет на прочность цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления произведен в соответствии с ГОСТ 21 354-87.

Для решения перечисленных задач был выполнен полный расчет геометрических параметров привода и его деталей и расчет на надежность, долговечность, работоспособность. Произведенные расчеты подтвердили, что рассчитанный привод цепного конвейера является более выгодным в эксплуатации на производстве. Использование данной разработки позволит улучшить работоспособность и ремонтпригодность.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	8
1 АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ И ВЫЯВЛЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ.....	9
2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ	11
2.1 Техническое задание на проектирование привода.....	11
2.2 Разработка кинематической схемы привода	11
2.3 Определение мощности на валу исполнительного механизма	13
2.4 Определение расчетной мощности на валу двигателя.....	13
2.5 Определение частоты вращения вала исполнительного механизма	14
2.6 Определение частоты вращения вала электродвигателя	14
2.7 Выбор электродвигателя	15
2.8 Определение передаточного отношения привода и разбивка его по ступеням.....	17
2.9 Определение мощностей, вращающих моментов и частот вращения валов	17
3 РАСЧЕТ РЕДУКТОРА	20
3.1 Передаточные отношения редуктора.....	20
3.2 Расчет параметров на валах	20
3.3 Расчет передач.....	22
3.4 Конструирование элементов редуктора	43
3.5 Расчет шпоночных соединений	51
3.6 Расчет выходного вала.....	53
3.7 Проверочный расчет подшипников	59
4 РАСЧЕТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ	61
4.1 Выбор сечения ремня	61
4.2 Определение диаметров шкивов	61
4.3 Определение ориентировочного межосевого расстояния	62
4.4 Расчет длины ремня	62
4.6 Расчет угла обхвата на малом шкиве	63
4.7 Определение скорости ремня	63
4.8 Расчет ремня по тяговой способности	64
4.9 Сила давления на валы	65
4.9 Долговечность ремня.....	65

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

6

5 РАСЧЕТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ЭВМ	66
6 РАСЧЕТ КОМБИНИРОВАННОЙ МУФТЫ.....	68
6.1 Расчет муфты компенсирующая зубчатая.....	68
6.2 Расчет муфты предохранительная фрикционная.....	69
6.3 Расчет витой пружины.....	72
7 КОМПОНОВКА И РАСЧЕТ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА	75
7.1 Расчет вала исполнительного механизма	75
7.2 Расчет шпонки для концевой части вала (ступицы).....	81
7.3 Определение ресурса подшипника	83
Заключение	85
Библиографический список.....	86

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

7

ВВЕДЕНИЕ

Машиностроению принадлежит огромная роль, так как на базе машиностроения развиваются все остальные отрасли промышленности. Уровень производства машин и их техническое совершенство – основные показатели развития всех отраслей народного хозяйства, основа технического прогресса страны и соответственно материального благосостояния и культурного развития её населения [8].

Основными задачами конструкторов-машиностроителей являются повышение эксплуатационных и качественных показателей, сокращение времени разработки и внедрения новых машин, повышение их надежности и долговечности.

В данной выпускной квалификационной работе ведется расчет привода цепного конвейера. Цепной конвейер— вид конвейера, у которого тяговое усилие передается одной или двумя цепями. Цепной конвейер является наиболее распространённым типом транспортирующих машин, он служит для перемещения насыпных или штучных грузов. Применяется на промышленных производствах, в рудниках и шахтах, в сельском хозяйстве [7].

В Выпускной квалификационной работе спроектирован привод, состоящий из:

- 1) электрического асинхронного двигателя;
- 2) упруго компенсирующей муфты, а также фрикционной муфты;
- 3) редуктора цилиндрического двух ступенчатого;
- 4) открытой ременной передачи;

Спроектированный привод позволит повысить надежность, долговечность, работоспособность цепного конвейера.

1 АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ И ВЫЯВЛЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ

В современной промышленности и машиностроении огромную роль играет транспортировка грузов, механизмов. Цепной конвейер используется во многих отраслях промышленности. Цепной конвейер — транспортер, отличающийся высокой прочностью, износостойкостью.

Принцип действия основан на обращении цепи, закольцованной вокруг ведущего и натяжного барабана. В ходе линейного перемещения цепи по рабочей ветви закрепленные на ней скребки короба или контейнеры перемещают полезный груз. Крутящий момент передается за счет натяжения цепи с ведущего колеса на ведомое. [5]

Цепной конвейер скребкового типа имеет рабочую ветвь, оснащенную скребками. Она движется в коробе. Это дает возможность перемещать сыпучие и полужидкие грузы. Скребки погружаются полностью и увлекают за собой груз. В конце рабочей ветви размещается выходной патрубок, через который груз покидает транспортер. В других типах цепных конвейеров полезная нагрузка размещается в коробах, контейнерах или на открытых площадках, закрепленных на цепи. Такие устройства могут перемещать жидкие грузы. [4]

Приводной орган конвейера обладает большим запасом прочности, может выдерживать большие физические нагрузки, а также значительные перепады температур.

Области применения очень разнообразны. Благодаря своей прочности, огромному крутящему моменту, термостойкости и другим достоинствам данный вид конвейера пользуется огромным спросом в разных отраслях. В их числе:

- 1) металлургические комбинаты;
- 2) химические заводы;
- 3) сельскохозяйственные предприятия;
- 4) предприятия по производству строительных материалов;
- 5) Компании, перерабатывающие, хранящие и производящие продовольствие и продукты питания.

Так же у данного вида конвейера есть ряд недостатков:

- 1) Большой вес и габариты;
- 2) Высокие шумность и уровень вибраций;
- 3) Необходимость в частом техобслуживании и ремонте или замене изношенных деталей привода.

В качестве прототипа взят цепной конвейер КЦС-10 с схожими характеристиками.

В выпускной квалификационной работе предложен проект привода цепного конвейера для уменьшения необходимости в регулярном ТО, увеличении надежности, долговечности. Проведена разработка и проектирование цилиндрического двухступенчатого редуктора, рассчитана ременная передача, а также выполнен расчет ременной передачи на ЭВМ, расчет комбинированной муфты, компоновка и расчет исполнительного механизма.

Использование данного проекта привода цепного конвейера позволит создать более надежный привод цепного конвейера, а также более экономичный в эксплуатации во время работы на производствах в различных отраслях.

Вывод по разделу: выполнен анализ конструкций приводов цепных конвейеров. Выбран путь повышения технических параметров.

					23.03.02.2019.018.00 ПЗ	Лист
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат		10

2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

2.1 Техническое задание на проектирование привода.

Проектирование привода выполняют на основании технического задания, в котором содержатся назначение, основные технические характеристики, режим нагрузки и ресурс механизма. В качестве силовой характеристики привода в ТЗ приведена номинальная (наибольшая длительно действующая) нагрузка на валу исполнительного механизма, которая задана в виде окружного усилия F_t .

В качестве кинематической характеристики привода задана линейная скорость $V_k = 0,4 \frac{м}{с}$. Указано окружное усилие $F_t = 6500Н$, число зубьев ведущей звездочки $z = 19$, шаг цепи цепного конвейера $t = 50$ мм.

2.2 Разработка кинематической схемы привода

Согласно техническому заданию составляется кинематическая схема привода, что является первоочередной задачей.

Описание схемы: крутящий момент от электродвигателя через ведущий вал ременной передачи поступает на ведущий вал двухступенчатого цилиндрического редуктора, затем, тихоходный вал (ведомый) передает крутящий момент на муфту и, далее, вал, на котором установлены приводные звездочки цепного конвейера.

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

11

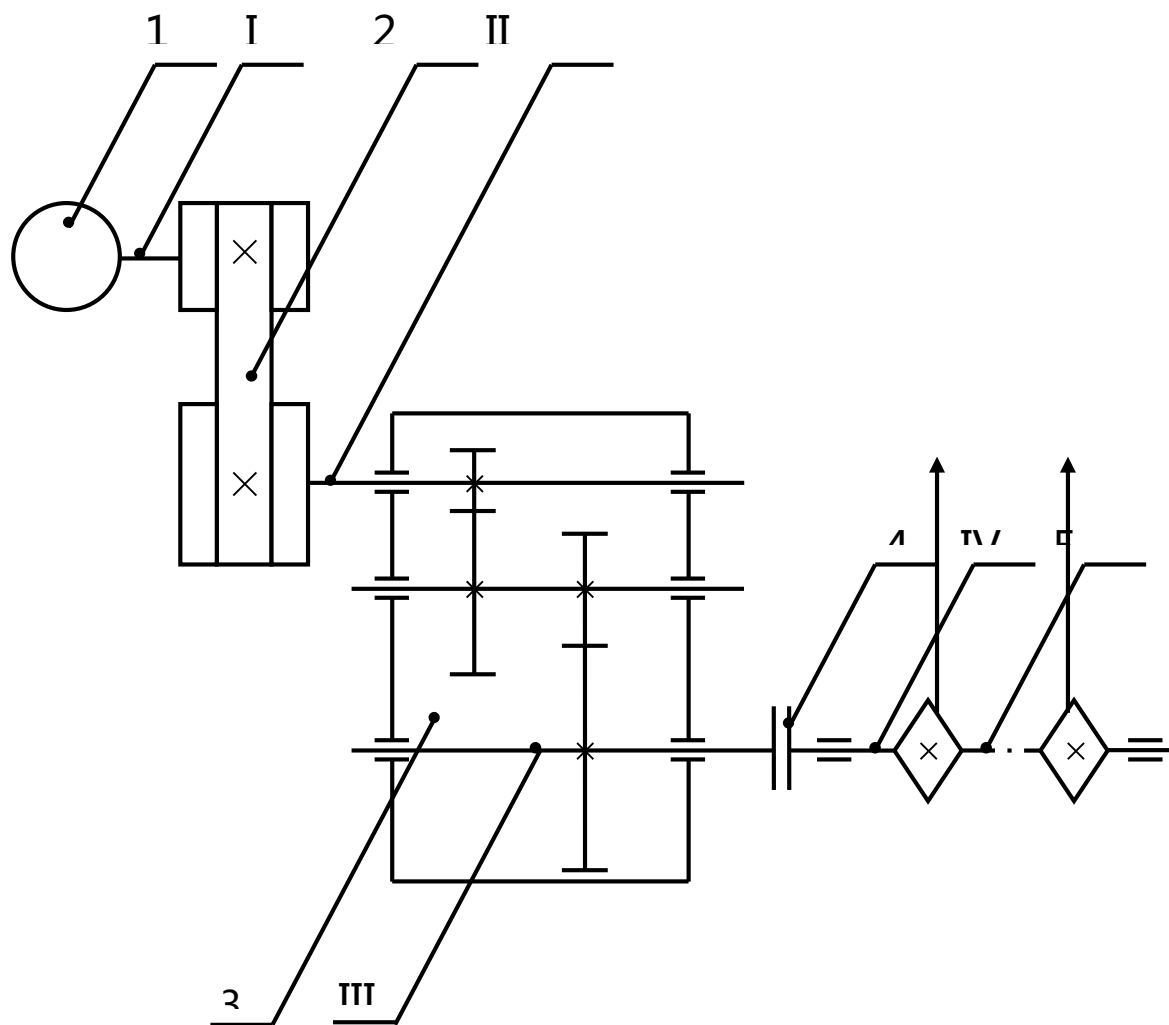


Рисунок 1 — Кинематическая схема привода цепного конвейера.

Кинематическая схема привода цепного конвейера (рис. 1) включает в себя следующие элементы:

I—Входной (ведущий, быстроходный) вал ременной передачи; II - Ведущий вал цилиндрического редуктора; III— Выходной (ведомый) вал цилиндрического редуктора; IV— Вал исполнительного механизма (тихоходный).

1 — Электродвигатель; 2— Ременная передача; 3— Цилиндрический двухступенчатый редуктор; 4— Муфта; 5 — Приводные звездочки. [2]

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

12

2.3 Определение мощности на валу исполнительного механизма

Мощность P_k , кВт, на валу исполнительного механизма вычисляется по формуле:

$$P_k = \frac{F_k \cdot V_k}{1000} \quad (2.1)$$

где k — порядковый номер вала исполнительного механизма согласно кинематической схеме привода;

F_k - окружное усилие на исполнительном механизме, Н;

V_k - линейная скорость вращательного движения исполнительного механизма в направлении действия F_k , м/с.

$$P_k = \frac{6500 \cdot 0,4}{1000} = 2,6 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{с}} [\text{Вт}]$$

2.4 Определение расчетной мощности на валу двигателя.

Расчетная мощность P_1 , кВт, на валу двигателя определяется по мощности на валу исполнительного механизма с учетом потерь в приводе:

$$P_k = \frac{P_k}{\eta} = \frac{2,6}{0,87} = 2,998 [\text{кВт}] \quad (2.2)$$

Где η - общий КПД привода.

Общий КПД привода вычисляется как произведение КПД отдельных передач, учитывающих потери во всех элементах кинематической цепи привода.

$$\eta = \prod_{j=1}^{k-1} \eta_j \quad (2.3)$$

Где $k-1$ - число передач привода;

η_j - КПД, учитывающий потери в j -ой передаче, включая потери в опорах валов.

Согласно приведенной кинематической схеме общий КПД будет рассчитываться по формуле (значения η взяты из данных таблицы «КПД передач с учетом потерь в опорах валов на подшипниках качения»):

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_{цп} \cdot \eta_{цп} \cdot \eta_m \cdot \eta_o \quad (2.4)$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

где η_p - КПД ременной передачи, $\eta_p = 0,95$;

$\eta_{цп}$ - КПД цилиндрической передачи редуктора, $\eta_{цп} = 0,97$;

η_m - КПД муфты, $\eta_m = 0,98$;

η_o - КПД пары подшипников, $\eta_o = 0,99$.

$$\eta = 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cong 0,867218$$

2.5 Определение частоты вращения вала исполнительного механизма

Частота $n_{\text{вых}}$, мин^{-1} , вращения вала исполнительного механизма рассчитывается по формуле:

$$n_{\text{вых}} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot V_k}{z \cdot t} \quad (2.5)$$

где z - число зубьев ведущей звездочки цепного конвейера;

t - шаг цепи цепного конвейера, мм.

Согласно формуле (2.5) произведен расчет

$$n_{\text{вых}} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 0,4}{19 \cdot 50} = 25,26 \text{ мин}^{-1}$$

2.6 Определение частоты вращения вала электродвигателя

Частота n_1 , мин^{-1} , вала электродвигателя определяется по формуле

$$n_1 = n_{\text{двигателя ориент.}} = n_{\text{вых}} \cdot i \quad (2.6)$$

где i - передаточное отношение привода.

Передаточное отношение привода равно произведению передаточных отношений всех передач, а именно: передаточное отношение ременной передачи и передаточное отношение цилиндрического редуктора, которое состоит из передаточного отношения цилиндрических передач первой и второй ступеней [1]

$$i = i_p \cdot i_{цп} \cdot i_{цп} \quad (2.7)$$

По таблице «Передаточные отношения передач» подбираем значение передаточных чисел таким образом, чтобы $n_{\text{двигателя ориент.}}$ примерно было равно

одному из значений синхронной частоты, с которой промышленность выпускает электродвигатели: 3000 мин⁻¹, 1500 мин⁻¹, 1000 мин⁻¹, 750 мин⁻¹, 600 мин⁻¹, 500 мин⁻¹. [2]

$$i_p = 2...3; i_p = 3;$$

$$i_{цп} = 3...6; i_{цп1} = 4; i_{цп2} = 5.$$

Рассчитываем по формуле (2.6) ориентировочную частоту электродвигателя (вала электродвигателя).

$$n_{\text{двигателя ориент.}} = 25,26 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 5 = 1515,6 \text{ мин}^{-1}$$

2.7 Выбор электродвигателя

В приводах общего назначения применяют в основном трехфазные асинхронные электродвигатели переменного тока с короткозамкнутым ротором серии АИР, отличающиеся простотой конструкции и низкой стоимостью. [1]

$$n_c \cong 1500 \text{ мин}^{-1}$$

где n_c - синхронная частота вращения вала электродвигателя.

$$n_{\text{асинхр.}} = n_c \cdot (1 - s) \quad (2.8)$$

где s - относительное скольжение вала.

$$s = 0,02...0,07; s = 0,04.$$

По формуле (2.8) и подобрав параметр относительного скольжения вала рассчитаем номинальную асинхронную частоту вращения вала. [1]

$$n_{\text{асинхр.}} = 1500 \cdot (1 - 0,04) = 1440 \text{ мин}^{-1}$$

Используя технические данные двигателей серии АИР [2] определяем тип электродвигателя:

$$100S4/1410 \text{ AIR}$$

$$P, \text{ кВт} = 3$$

$$n_{\text{двиг}} = 1410 \text{ мин}^{-1}$$

Для данных электродвигателей известны мощностные характеристики и геометрические параметры.

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

15

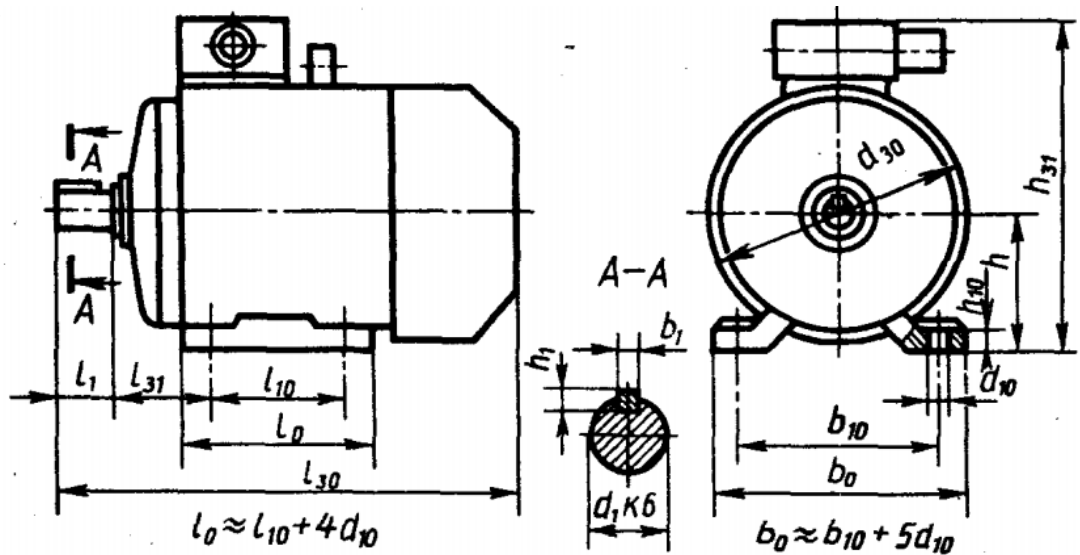


Рисунок 2 — Геометрические параметры двигателя серии АИР.

Геометрические параметры под электродвигатель в исполнении IM1081 приведены в таблице 1.

Таблица 1 — Геометрические параметры электродвигателя

Тип двиг.	Число полюсов	Исполнение IM1081										
		d_1	l_1	l_{30}	b_1	h_1	d_{30}	l_{10}	l_{31}	d_{10}	b_{10}	h
100S	4	28	60	360	8	7	240	112	63	12	160	100
		h_{10}	h_{31}	l_{20}	l_{21}	d_{20}	d_{22}	d_{24}	d_{25}	h_{37}		
100S	4	12	247	4	14	215	15	250	180	147		

2.8 Определение передаточного отношения привода и разбивка его по ступеням

Передаточное отношение привода рассчитывается по формуле

$$i = \frac{n_1}{n_k} \quad (2.9)$$

Применив формулу (2.9) для расчетных данных курсового проекта находим:

$$i = \frac{1410}{25,26} = 55,82$$

$$i_{\text{редуктора ориент.}} = i_{\text{цп1}} \cdot i_{\text{цп2}} = 20$$

Промышленность производит цилиндрические редуктора с передаточными отношениями: 8; 10; 12,5; 16; 18; **20**; 22,4. Следует, что для проектировочных расчетов далее

$$i_{\text{редуктора}} = 20$$

Расчет передаточного отношения в ременной передаче

$$i_{\text{рем}} = \frac{55,82}{20} = 2,791$$

2.9 Определение мощностей, вращающих моментов и частот вращения валов

Расчет скорости вращения первого вала

$$\omega_I = \frac{\pi \cdot n_{\text{двиг}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1410}{30} = 147,65 \text{ c}^{-1}$$

Расчет скорости вращения второго вала

$$\omega_{II} = \frac{\omega_I}{i_p} = \frac{147,65}{2,791} = 52,902 \text{ c}^{-1}$$

Расчет скорости вращения третьего вала

$$\omega_{III} = \frac{\omega_{II}}{i_{\text{редуктора}}} = \frac{52,902}{20} = 2,645 \text{ c}^{-1}$$

Скорости вращения третьего и четвертого валов совпадают, так как сопрягаются муфтой

$$\omega_{IV} = \omega_{III} = 2,645 \text{ c}^{-1}$$

Частота вращения первого вала равно частоте вращения двигателя

$$n_I = n_{\text{двиг}} = 1410 \text{ мин}^{-1}$$

Расчет частоты вращения второго вала двумя способами и усреднение значения

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_p} = \frac{1410}{2,791} = 505,195 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_{II'} = \frac{30 \cdot \omega_{II}}{\pi} = \frac{30 \cdot 52,902}{\pi} = 505,176 \text{ мин}^{-1}$$

Расчет частот вращения третьего и четвертого валов

$$n_{III} = n_{IV} = \frac{n_{II}}{i_{\text{редуктора}}} = \frac{505,18}{20} = 25,259 \text{ мин}^{-1}$$

Мощность на первом валу равно мощности двигателя потребляемой

$$P_I = P_{\text{двиг.потр.}} = 2998,85 \text{ Вт}$$

Расчет мощности на втором валу

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_p = 2998,85 \cdot 0,95 = 2848,9 \text{ Вт}$$

Расчет мощности на третьем валу

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{\text{цп}} \cdot \eta_{\text{цп}} = 2848,9 \cdot 0,97 \cdot 0,97 = 2680,537 \text{ Вт}$$

Расчет мощности на четвертом валу

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_m \cdot \eta_o = 2680,537 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 2600,657 \text{ Вт}$$

Мощность четвертого вала (вала исполнительного механизма) приблизительно равна $P_{\text{вых}}$.

Расчет крутящего момента на первом валу

$$T_I = \frac{P_{\text{двиг потр}}}{\omega_I} = \frac{2998,85}{147,65} = 20,31 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Расчет крутящего момента на втором валу

$$T_{II} = \frac{P_{II}}{\omega_{II}} = \frac{2848,9}{52,902} = 53,85 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Расчет крутящего момента на третьем валу

$$T_{III} = \frac{P_{III}}{\omega_{III}} = \frac{2680,537}{2,645} = 1013,43 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Расчет крутящего момента на четвертом валу

$$T_{IV} = \frac{P_{IV}}{\omega_{IV}} = \frac{2600,657}{2,645} = 983,23 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Результаты расчета по формулам занесены в таблицу 2.

Таблица 2 — Расчет валов привода

Номер вала	Мощность P, кВт	Частота вращения n, мин ⁻¹	Вращающий момент T, Нм	Угловая скорость ω, мин ⁻¹
1	2998,85	1410	20,31	147,65
2	2848,9	505,195	53,85	52,902
3	2680,537	505,176	1013,43	2,645
4	2600,657	25,259	983,23	2,645

Вывод по разделу: определили мощность на валу исполнительного механизма, расчетную мощность на валу двигателя, выбран электродвигатель, определено передаточное отношение привода и разбивка его по ступеням.

3 РАСЧЕТ РЕДУКТОРА

3.1 Передаточные отношения редуктора

Передаточное отношение редуктора: [3]

$$u = u_B \cdot u_T \quad (3,1),$$

где u_T – передаточное отношение тихоходной цилиндрической передачи:

$$u_T = 0,88\sqrt{u} \quad (3,2),$$

$$u_T = 0,88\sqrt{20} = 3,94;$$

по ГОСТ 2185–66 принимаем $u_T = 4$

u_B – передаточное отношение быстроходной цилиндрической передачи:

$$u_B = \frac{u}{u_T} \quad (3,3),$$

$$u_B = \frac{20}{4} = 5,$$

по ГОСТ 2185–66 принимаем $u_B = 5$.

Передаточное отношение редуктора:

$$u = 5 \cdot 4 = 20.$$

3.2 Расчет параметров на валах

3.2.1 Мощности на валах

Мощности

на входном валу редуктора $P_{вх} = 2,85$ кВт,

на промежуточном валу редуктора $P_{пр} = P_{вх} \cdot \eta_{зп} = 2,85 \cdot 0,97 = 2,76$ кВт,

на выходном валу редуктора $P_{вых} = P_{пр} \cdot \eta_{зп} = 2,75 \cdot 0,97 = 2,68$ кВт.

3.2.2 Частота вращения валов

входного вала редуктора $n_{вх} = 505,195$ мин⁻¹.

промежуточного вала редуктора $n_{np} = \frac{n_{ex}}{u_B} = \frac{505,195}{5} = 101,04 \text{ мин}^{-1}$,

выходного вала редуктора $n_{вых} = \frac{n_{np}}{u_T} = \frac{101,04}{4} = 25,259 \text{ мин}^{-1}$.

3.2.3 Вращающие моменты на валах редуктора

Вращающие моменты на валах:

$$T_{np} = T_{ex} \cdot u_B \cdot \eta_{zn} = 53,85 \cdot 5 \cdot 0,97 = 261,17 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$T_{вых} = T_{np} \cdot u_T \cdot \eta_{zn} = 261,17 \cdot 4 \cdot 0,97 = 1013,43 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Таблица 3 — Расчет валов редуктора

Вал	P, Вт	n, мин ⁻¹	T, Н·м	u
быстроходный	2,85	505,195	53,85	4
промежуточный	2,76	101,04	261,17	
тихоходный	2,68	25,259	1013,43	

3.3 Расчет передач

3.3.1 Расчет быстроходной цилиндрической передачи

Исходные данные

Мощность на ведущем валу $P_1 = 2,85 \text{ кВт}$,

частота вращения ведущего вала $n_1 = 505,195 \text{ мин}^{-1}$,

передаточное отношение $u = 5$.

Вращающие моменты

на шестерне $T_1 = 53,85 \text{ Н}\cdot\text{м}$,

на колесе $T_2 = 261,17 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Выбор материала и термообработки

Для изготовления шестерни и колеса выбираем сталь 40Х ГОСТ 4543–86[2]:

для шестерни – улучшение 269...302HRC:

твердость шестерни $HB_1 = 280 \text{ HRC}$

предел прочности $\sigma_{B1} = 930 \text{ МПа}$,

предел текучести $\sigma_{T1} = 750 \text{ МПа}$,

для колеса – улучшение 269...302HB:

твердость колеса $HB_2 = 270 \text{ HB}$

предел прочности $\sigma_{B2} = 930 \text{ МПа}$,

предел текучести $\sigma_{T2} = 750 \text{ МПа}$,

Расчет допускаемых напряжений

Расчет допускаемых контактных напряжений

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_V}{S_H} \quad (3,4),$$

где $\sigma_{H \text{ lim}b}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов;

Z_N – коэффициент долговечности;

Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев, принимаем $Z_R=1$ [2];

Z_V – коэффициент, учитывающий окружную скорость, принимаем $Z_V = 1$ [2];

$[S_H]$ – коэффициент безопасности, принимаем $[S_H] = 1,1$ [2]

Предел контактной выносливости [3]:

$$\sigma_{H \lim b} = 2HB + 70 \quad (3,5),$$

шестерни

$$\sigma_{H \lim b_1} = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа},$$

колеса

$$\sigma_{H \lim b_2} = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа},$$

Базовое число циклов:

$$N_{HG} = 30HB_{cp}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7 \quad (3,6)$$

для шестерни при твердости $HB_1 = 280HRC$ $N_{H0_1} = 22,4 \cdot 10^6$ циклов,

для колеса при твердости $HB_2 = 270HB$ $N_{H0_2} = 20,5 \cdot 10^6$ циклов.

Суммарное число циклов:

$$N_{\Sigma} = 60n \cdot L_h \quad (3,7),$$

для шестерни

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot 505,195 \cdot 16000 = 485 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

для колеса

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot 101,04 \cdot 16000 = 97 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Коэффициент, учитывающий режим работы, принимаем $K_{HE} = 1$;

Эквивалентное число циклов:

$$N_{HE} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma} \quad (3,8)$$

шестерни

$$N_{HE_1} = 1 \cdot 485 \cdot 10^6 = 485 \cdot 10^6 \text{ циклов,}$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

23

колеса

$$N_{HE_2} = 1 \cdot 97 \cdot 10^6 = 97 \cdot 10^6 \text{ циклов,}$$

Коэффициент долговечности:

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \quad (3.9)$$

шестерни

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{22,4 \cdot 10^6}{485 \cdot 10^6}} = 0,6,$$

принимаем $Z_{N1} = 1 [1]$;

колеса

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{20,5 \cdot 10^6}{97 \cdot 10^6}} = 0,77.$$

Допускаемые контактные напряжения:

для шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{630 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 572,7 \text{ МПа,}$$

для колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{610 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 554,5 \text{ МПа.}$$

Для косозубых цилиндрических передач:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \leq 1,25[\sigma_H]_{\min} \quad (3,10);$$

$$[\sigma_H] = 0,45(572,7 + 554,5) = 507 \text{ МПа} < 1,25 \cdot 571 = 693 \text{ МПа.}$$

Применяем $[\sigma_H] = 507 \text{ МПа}$.

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

24

Расчет допускаемых напряжений изгиба

Допускаемые напряжения при изгибе:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{[S_F]} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_A \quad (3,11),$$

где $[S_F]$ – коэффициент безопасности, $[S_F] = 1,7$;

$\sigma_{F\lim}$ – предел выносливости при изгибе

где $\sigma_{F\lim b}$ – предел выносливости при изгибе:

$$\sigma_{F\lim b} = 1,75HB \quad (3,12)$$

для шестерни при закалке:

$$\sigma_{F\lim} = 1,75 \cdot 280 = 490 \text{ МПа},$$

для колеса при улучшении:

$$\sigma_{F\lim b2} = 1,75 \cdot 270 = 472,5 \text{ МПа};$$

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки, для нереверсивной передачи принимаем $Y_A = 1$ [2];

Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев, принимаем $Y_R = 1$ [2];

Y_N – коэффициент долговечности:

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \quad (3,13),$$

где N_{F0} – базовое число циклов, $N_{F0_1} = N_{F0_2} = 4 \cdot 10^6$ циклов,

N_{FE} – эквивалентное число циклов:

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma}, \quad (3,14),$$

где K_{FE} – коэффициент, учитывающий режим работы, принимаем, $K_{FE} = 1$.

$$N_{FE_1} = 1 \cdot 485 \cdot 10^6 = 485 \cdot 10^6 \text{ циклов},$$

$$N_{FE_2} = 1 \cdot 97 \cdot 10^6 = 97 \cdot 10^6 \text{ циклов},$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

25

для шестерни
$$Y_{N_1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{485 \cdot 10^6}} = 0,45,$$

принимаем $Y_{N_1} = 1, [2]$

колеса

$$Y_{N_2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{97 \cdot 10^6}} = 0,59,$$

принимаем $Y_{N_2} = 1, [2]$

Допускаемые напряжения изгиба:

для шестерни

$$[\sigma_F]_1 = \frac{490 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 288,2 \text{ МПа},$$

для колеса

$$[\sigma_F]_2 = \frac{472,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 278 \text{ МПа}.$$

Проектный расчет

Коэффициент ширины шестерни относительно межосевого расстояния $\psi'_{ba} = 0,4$ (несимметричное расположение колес, $HB_1 < 350HB$, $HB_2 < 350HB$)[2].

Коэффициент ширины относительно диаметра шестерни:

$$\psi'_{bd} = 0,5\psi'_{ba}(u+1) \quad (3,15),$$

$$\psi'_{bd} = 0,5 \cdot 0,4(5+1) = 1,2$$

$$\psi'_{bd} = 1,2 < \psi'_{bd \max} = 1,2 \dots 1,6$$

Коэффициент концентрации нагрузки принимаем $K_H = 1. [1]$

Межосевое расстояние:

$$a_w = K_a (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_H}{[\sigma_H]^2 u \psi_{ba}}} \quad (3,16),$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

где $K_a = 410$ – коэффициент для косозубых передач,

$$a_w = 410(5+1) \sqrt[3]{\frac{53,85 \cdot 1}{507^2 \cdot 5 \cdot 0,4}} = 116 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2185-66 принимаем $a_w = 125$ мм.

Ширина колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w \quad (3,17)$$

$$b_2 = 0,4 \cdot 125 = 50 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2185-66 принимаем $b_2 = 50$ мм.

Ориентировочно определяем значение модуля:

$$m_{\min} \geq \frac{2 \cdot K_m \cdot T_2}{d'_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F} \quad (3,18),$$

где $K_m = 5,8$; [1]

$$d'_2 = \frac{2a \cdot u}{u+1} \quad (3,19),$$

$$d'_2 = \frac{2 \cdot 125 \cdot 5}{6} = 208,3$$

$$m \geq \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 261170}{208,3 \cdot 50 \cdot 278} = 1,04 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9563–80 принимаем стандартный нормальный модуль $m = 2$ мм.

Минимальный угол наклона зубьев: $\beta = \arcsin \frac{4m}{b_2} = \arcsin \frac{4 \cdot 2}{50} \approx 9,2^\circ$.

Суммарное число зубьев:

$$z_\Sigma = \frac{2a \cos \beta}{m_n} \quad (3,20),$$

$$z_\Sigma = \frac{2 \cdot 125 \cos 9,2^\circ}{2} \approx 120.$$

Число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{(u+1)} \quad (3,21),$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

$$z_1 = \frac{120}{(5+1)} = 20.$$

Число зубьев колеса:

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 \quad (3,22),$$

$$z_2 = 120 - 20 = 100.$$

Уточняем угол наклона зуба по межосевому расстоянию:

$$\beta = \arccos \frac{0,5(z_1 + z_2)m_n}{a_w} \quad (3,23),$$

$$\beta = \arccos \frac{0,5(20+100) \cdot 2}{125} = 16,2^\circ.$$

Делительные диаметры:

$$d = \frac{m_n}{\cos \beta} z \quad (3,24),$$

шестерни

$$d_1 = \frac{2}{\cos 16,2} \cdot 20 = 41,7 \text{ мм},$$

колеса

$$d_2 = \frac{2}{\cos 16,2} \cdot 100 = 208,3 \text{ мм}.$$

Проверка межосевого расстояния:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}, \quad (3,25)$$

$$a_w = \frac{41,7 + 208,3}{2} = 125 \text{ мм}.$$

Диаметр вершин:

$$d_a = d + 2m \quad (3,26),$$

шестерни

$$d_{a1} = 41,7 + 2 \cdot 2 = 45,7 \text{ мм};$$

колеса

$$d_{a2} = 208,3 + 2 \cdot 2 = 212,3 \text{ мм}.$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

28

Диаметр впадин:

$$d_f = d - 2,5m, (3,27),$$

шестерни

$$d_{f1} = 41,7 - 2,5 \cdot 2 = 36,7 \text{ мм.}$$

колеса

$$d_{f2} = 208,3 - 2,5 \cdot 2 = 203,3 \text{ мм.}$$

Ширина шестерни:

$$b_1 = b_2 + (3...8) \text{ мм} \approx 54 \text{ мм}$$

Окружная скорость:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} (3,28),$$

$$V = \frac{\pi \cdot 0,0417 \cdot 505,195}{60} = 1,1 \text{ м/с.}$$

Назначаем степень точности $n_{cm} = 8$.

Проверка пригодности заготовок

Диаметр заготовки шестерни:

$$D_{заг} = d_{a1} + 6 \text{ мм} = 45,7 + 6 = 51,7 \text{ мм} < [D_{заг}] = 125 \text{ мм} [2].$$

Толщина заготовки для диска колеса:

$$S_{заг} = 8m = 8 \cdot 2 = 16 \text{ мм} < [S_{заг}] = 125 \text{ мм} [2].$$

$$S_{заг} = 0,5b_2 = 25 \text{ мм} < [S_{заг}] = 125 \text{ мм} [2].$$

3.3.1.6 Силы, действующие в зацеплении

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}, (3,29)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 53,85}{0,0417} = 2583 \text{ Н.}$$

Осевая сила:

$$F_a = F_t \cdot \text{tg} \beta (3,30)$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

29

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 2583 \cdot \operatorname{tg} 16,2^{\circ} = 750,4 \text{ Н},$$

Радиальная сила:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (3,31)$$

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{2583 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ}}{\cos 16,2^{\circ}} = 979 \text{ Н}.$$

3.3.1.7 Проверка контактной прочности

Условие контактной прочности:

$$\sigma_H = \frac{8400}{a} \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot (u+1)^3}{u \cdot b_2}} \leq [\sigma_H], \quad (3,32)$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями:

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1) K_{Hw}, \quad (3,33)$$

где K_{Hw} – коэффициент, учитывающий приработку, при твердости меньше 300НВ, $K_{Hw} = 0,35$; [3]

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,06(n_{cm} - 5),$$

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,06(8 - 5) = 1,18;$$

$$K_{H\alpha} = 1 + (1,18 - 1) \cdot 0,35 = 1,063;$$

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба:

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) K_w, \quad (3,35)$$

где $K_{H\beta}^0$ – коэффициент распределения нагрузки в начальный период работы, $K_{H\beta}^0 = 1,18$ [2];

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) K_w, \quad (3,36)$$

$$K_{H\beta} = 1 + (1,18 - 1) \cdot 0,35 = 1,063;$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки, для косозубых колес
 $K_{HV} = 1,02$ [2];

Контактные напряжения:

$$\sigma_H = \frac{8400}{125} \sqrt{\frac{53,85 \cdot 1,063 \cdot 1,063 \cdot 1,02 \cdot (5+1)^3}{5 \cdot 50}} = 492,1 \text{ МПа}.$$

Так как $\sigma_H = 492,1 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 507 \text{ МПа}$, контактная прочность достаточна.

Проверка прочности при изгибе

Условие прочности при проверке на выносливость по напряжениям изгиба:

$$\sigma_{F_2} = Y_{FS_2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \frac{F_t}{b_2 \cdot m} \leq [\sigma_{F_2}],$$

где Y_{FS} – коэффициент формы зубьев, зависящий от эквивалентного числа зубьев:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (3,38)$$

для шестерни

$$z_{v1} = \frac{20}{\cos^3 16,2^\circ} \approx 22,$$

для колеса

$$z_{v2} = \frac{100}{\cos^3 16,2^\circ} \approx 111.$$

$Y_{F1} = 4$, $Y_{F2} = 3,59$ [3];

Y_β коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности, вследствие наклона контактной линии:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{100} = 1 - \frac{16,2}{100} = 0,838;$$

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, принимаем $Y_\varepsilon = 0,65$ [2];

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, принимаем $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0 = 1,18$ [2];

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки:

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82K_{H\beta}^0 \quad (3,39)$$

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot 1,18 = 1,148;$$

K_{FV} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, принимаем $K_{FV} = 1,04$ [2];

Напряжения изгиба:

$$\sigma_{F2} = 3,59 \cdot 0,838 \cdot 0,65 \cdot 1,18 \cdot 1,148 \cdot 1,04 \frac{2583}{50 \cdot 2} = 71,16 \text{ МПа.},$$

Так как $\sigma_{F2} = 71,16 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 278 \text{ МПа}$, следовательно, выносливость при изгибе обеспечена.

3.3.2 Расчет тихоходной цилиндрической передачи

Исходные данные

Мощность на ведущем валу $P_1 = 2,76 \text{ кВт}$,

частота вращения ведущего вала $n_1 = 101,04 \text{ мин}^{-1}$,

передаточное отношение $u = 4$.

Вращающие моменты

на шестерне $T_1 = 261,17 \text{ Н}\cdot\text{м}$,

на колесе $T_2 = 1013,43 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Выбор материала и термообработки

Для изготовления шестерни и колеса выбираем сталь 40Х ГОСТ 4543–86 [2]:

для шестерни – улучшение 269...302HRC:

твердость шестерни $HB_1 = 280 \text{ HRC}$

предел прочности $\sigma_{B1} = 930 \text{ МПа}$,

предел текучести $\sigma_{T1} = 750 \text{ МПа}$,

для колеса – улучшение 269...302HB:

твердость колеса $HB_2 = 270 \text{ HB}$

предел прочности $\sigma_{B2} = 930 \text{ МПа}$,

предел текучести $\sigma_{T2} = 750$ МПа,

Расчет допускаемых напряжений

Расчет допускаемых контактных напряжений

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_V}{S_H}, \quad (3,40)$$

где $\sigma_{H\lim}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов;

Z_N – коэффициент долговечности;

Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев, принимаем $Z_R = 1$ [2];

Z_V – коэффициент, учитывающий окружную скорость, принимаем $Z_V = 1$ [2];

$[S_H]$ – коэффициент безопасности, принимаем $[S_H] = 1,1$ [2];

Предел контактной выносливости[3]:

$$\sigma_{H\lim} = 2HB + 70 \quad (3,41)$$

шестерни

$$\sigma_{H\lim b_1} = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа,}$$

колеса

$$\sigma_{H\lim b_2} = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа,}$$

Базовое число циклов:

$$N_{HG} = 30HB_{cp}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7 \quad (3,42)$$

для шестерни при твердости $HB_1 = 280HRC$ $N_{H0_1} = 22,4 \cdot 10^6$
циклов,

для колеса при твердости $HB_2 = 270HB$ $N_{H0_2} = 20,5 \cdot 10^6$ циклов.

Суммарное число циклов:

$$N_{\Sigma} = 60n \cdot L_h, \quad (3,43)$$

для шестерни

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

33

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot 101,4 \cdot 16000 = 97 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

для колеса

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot 25,259 \cdot 16000 = 24,25 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Коэффициент, учитывающий режим работы, принимаем $K_{HE} = 1$;

Эквивалентное число циклов:

$$N_{HE} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma} \quad (3,44)$$

шестерни

$$N_{HE_1} = 1 \cdot 485 \cdot 10^6 = 485 \cdot 10^6 \text{ циклов,}$$

колеса

$$N_{HE_2} = 1 \cdot 97 \cdot 10^6 = 97 \cdot 10^6 \text{ циклов,}$$

Коэффициент долговечности:

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \quad (3,45)$$

шестерни

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{22,4 \cdot 10^6}{97 \cdot 10^6}} = 0,77,$$

принимаем $Z_{N1} = 1$; [1];

колеса

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{20,5 \cdot 10^6}{24,25 \cdot 10^6}} = 0,97.$$

Допускаемые контактные напряжения:

для шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{630 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 572,7 \text{ МПа,}$$

для колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{610 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 554,5 \text{ МПа.}$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

Для косозубых цилиндрических передач:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \leq 1,25[\sigma_H]_{\min}, \quad (3,46)$$

$$[\sigma_H] = 0,45(572,7 + 554,5) = 507 \text{ МПа} < 1,25 \cdot 571 = 693 \text{ МПа.}$$

Применяем $[\sigma_H] = 507 \text{ МПа}$.

Расчет допускаемых напряжений изгиба

Допускаемые напряжения при изгибе:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{[S_F]} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_A, \quad (3,47)$$

где $[S_F]$ – коэффициент безопасности, $[S_F] = 1,7$;

$\sigma_{F\lim}$ – предел выносливости при изгибе

где $\sigma_{F\lim b}$ – предел выносливости при изгибе:

$$\sigma_{F\lim b} = 1,75 HB \quad (3,48)$$

для шестерни при закалке:

$$\sigma_{F\lim} = 1,75 \cdot 280 = 490 \text{ МПа},$$

для колеса при улучшении:

$$\sigma_{F\lim b2} = 1,75 \cdot 270 = 472,5 \text{ МПа};$$

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки, для нереверсивной передачи принимаем $Y_A = 1$ [2];

Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев, принимаем $Y_R = 1$ [2];

Y_N – коэффициент долговечности:

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}, \quad (3,49)$$

где N_{F0} – базовое число циклов, $N_{F0_1} = N_{F0_2} = 4 \cdot 10^6$ циклов,

N_{FE} – эквивалентное число циклов:

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma}, \quad (3,50)$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

где K_{FE} – коэффициент, учитывающий режим работы, принимаем, $K_{FE} = 1$.

$$N_{FE_1} = 1 \cdot 97 \cdot 10^6 = 97 \cdot 10^6 \text{ циклов,}$$
$$N_{FE_2} = 1 \cdot 24,25 \cdot 10^6 = 24,25 \cdot 10^6 \text{ циклов,}$$

для шестерни $Y_{N_1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{97 \cdot 10^6}} = 0,59,$

принимаем $Y_{N_1} = 1, [2]$

колеса

$$Y_{N_2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{24,25 \cdot 10^6}} = 0,74,$$

принимаем $Y_{N_2} = 1, [2]$

Допускаемые напряжения изгиба:

для шестерни

$$[\sigma_F]_1 = \frac{490 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 288,2 \text{ МПа,}$$

для колеса

$$[\sigma_F]_2 = \frac{472,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 278 \text{ МПа.}$$

Проектный расчет

Коэффициент ширины шестерни относительно межосевого расстояния $\psi'_{ba} = 0,4$ (несимметричное расположение колес, $HB_1 < 350HB$, $HB_2 < 350HB$)[2].

Коэффициент ширины относительно диаметра шестерни:

$$\psi'_{bd} = 0,5\psi'_{ba}(u+1) \quad (3,51)$$

$$\psi'_{bd} = 0,5 \cdot 0,4(4+1) = 1$$

$$\psi'_{bd} = 1 < \psi_{bd \text{ max}} = 1,2 \dots 1,6$$

Коэффициент концентрации нагрузки принимаем $K_H = 1 [1]$.

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

36

Межосевое расстояние:

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_H}{[\sigma_H]^2 u \psi_{ba}}}, \quad (3,52)$$

где $K_a = 410$ – коэффициент для косозубых передач,

$$a_w = 410(4+1) \sqrt[3]{\frac{216,17 \cdot 1}{507^2 \cdot 4 \cdot 0,4}} = 165,4 \text{ мм.}$$

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

Ширина колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w \quad (3,53)$$

$$b_2 = 0,4 \cdot 180 = 72 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2185-66 принимаем $b_2 = 72$ мм.

Ориентировочно определяем значение модуля:

$$m_{\min} \geq \frac{2 \cdot K_m \cdot T_2}{d'_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F}, \quad (3,54)$$

где $K_m = 5,8$ [1];

$$d'_2 = \frac{2a \cdot u}{u + 1},$$

$$d'_2 = \frac{2 \cdot 180 \cdot 4}{5} = 288$$

$$m \geq \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 1013,43}{288 \cdot 72 \cdot 278} = 2,03 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9563–80 принимаем стандартный нормальный модуль $m = 3$ мм.

Минимальный угол наклона зубьев: $\beta = \arcsin \frac{4m}{b_2} = \arcsin \frac{4 \cdot 3}{72} \approx 9,6^\circ$.

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

37

Суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = \frac{2a \cos \beta}{m_n}, (3,55)$$

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot 180 \cos 9,6^{\circ}}{3} \approx 115.$$

Число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{(u+1)}, (3,56)$$

$$z_1 = \frac{115}{(4+1)} = 23.$$

Число зубьев колеса:

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1, (3,57)$$

$$z_2 = 115 - 23 = 92.$$

Уточняем угол наклона зуба по межосевому расстоянию:

$$\beta = \arccos \frac{0,5(z_1 + z_2)m_n}{a_w}, (3,58)$$

$$\beta = \arccos \frac{0,5(23+92) \cdot 3}{180} = 16,6^{\circ}.$$

Делительные диаметры:

$$d = \frac{m_n}{\cos \beta} z, (3,59)$$

шестерни

$$d_1 = \frac{3}{\cos 16,6} \cdot 23 = 72 \text{ мм},$$

колеса

$$d_2 = \frac{3}{\cos 16,6} \cdot 92 = 288 \text{ мм}.$$

Проверка межосевого расстояния:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}, (3,60)$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

38

$$a_w = \frac{72 + 288}{2} = 180 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин:

$$d_a = d + 2m \quad (3,61)$$

шестерни

$$d_{a1} = 72 + 2 \cdot 3 = 78 \text{ мм;}$$

колеса

$$d_{a2} = 288 + 2 \cdot 3 = 294 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин:

$$d_f = d - 2,5m, \quad (3,62)$$

шестерни

$$d_{f1} = 72 - 2,5 \cdot 3 = 64,5 \text{ мм.}$$

колеса

$$d_{f2} = 288 - 2,5 \cdot 3 = 280,5 \text{ мм.}$$

Ширина шестерни:

$$b_1 = b_2 + (3 \dots 8) \text{ мм} \approx 76 \text{ мм}$$

Окружная скорость:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}, \quad (3,63)$$

$$V = \frac{\pi \cdot 0,072 \cdot 101,04}{60} = 0,4 \text{ м/с.}$$

Назначаем степень точности $n_{cm} = 9$.

Проверка пригодности заготовок

Диаметр заготовки шестерни:

$$D_{заг} = d_{a1} + 6 \text{ мм} = 78 + 6 = 84 \text{ мм} < [D_{заг}] = 125 \text{ мм. [2]}$$

Толщина заготовки для диска колеса:

$$S_{заг} = 8m = 8 \cdot 3 = 24 \text{ мм} < [S_{заг}] = 125 \text{ мм. [2]}$$

$$S_{заг} = 0,5b_2 = 36 \text{ мм} < [S_{заг}] = 125 \text{ мм. [2]}$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

39

Силы, действующие в зацеплении

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}, \quad (3,64)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 261,17}{0,072} = 7255 \text{ Н.}$$

Осевая сила:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (3,65)$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 7255 \cdot \operatorname{tg} 16,6^\circ = 2163 \text{ Н,}$$

Радиальная сила:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (3,66)$$

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{7255 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 16,6^\circ} = 2755 \text{ Н.}$$

Проверка контактной прочности

Условие контактной прочности:

$$\sigma_H = \frac{8400}{a} \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot (u+1)^3}{u \cdot b_2}} \leq [\sigma_H], \quad (3,67)$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями:

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1) K_{Hw}, \quad (3,68)$$

где K_{Hw} – коэффициент, учитывающий приработку, при твердости меньше 300НВ, $K_{Hw} = 0,35$ [3];

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,06(n_{cm} - 5), \quad (3,69)$$

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

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

40

$$K_{H\alpha} = 1 + (1,24 - 1) \cdot 0,35 = 1,084;$$

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба:

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) K_w, \quad (3,70)$$

где $K_{H\beta}^0$ – коэффициент распределения нагрузки в начальный период работы, $K_{H\beta}^0 = 1,07$ [2];

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

$$K_{H\beta} = 1 + (1,07 - 1) \cdot 0,35 = 1,025;$$

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки, для косозубых колес $K_{HV} = 1,01$ [2];

Контактные напряжения:

$$\sigma_H = \frac{8400}{180} \sqrt{\frac{261,17 \cdot 1,084 \cdot 1,025 \cdot 1,01 \cdot (4+1)^3}{4 \cdot 72}} = 506,3 \text{ МПа}.$$

Так как $\sigma_H = 506,3 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 507 \text{ МПа}$, контактная прочность достаточна.

Проверка прочности при изгибе

Условие прочности при проверке на выносливость по напряжениям изгиба:

$$\sigma_{F_2} = Y_{FS_2} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \frac{F_t}{b_2 \cdot m} \leq [\sigma_{F_2}], \quad (3,71)$$

где Y_{FS} – коэффициент формы зубьев, зависящий от эквивалентного числа зубьев:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (3,72)$$

для шестерни

$$z_{v1} = \frac{23}{\cos^3 16,6^\circ} \approx 26,$$

для колеса

$$z_{v2} = \frac{92}{\cos^3 16,6^\circ} \approx 102.$$

$$Y_{F1} = 3,9, Y_{F2} = 3,59 \quad [3];$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

Y_β коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности, вследствие наклона контактной линии:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{100} = 1 - \frac{16,6}{100} = 0,834;$$

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, принимаем $Y_\varepsilon = 0,65$ [2];

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, принимаем $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0 = 1,24$ [2];

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки:

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82K_{H\beta}^0$$
$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot 1,24 = 1,2;$$

K_{FV} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, принимаем $K_{FV} = 1,03$ [2];

Напряжения изгиба:

$$\sigma_{F2} = 3,59 \cdot 0,834 \cdot 0,65 \cdot 1,24 \cdot 1,12 \cdot 1,03 \frac{7255}{72 \cdot 3} = 93,5 \text{ МПа.},$$

Так как $\sigma_{F2} = 93,5 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 278 \text{ МПа}$, следовательно, выносливость при изгибе обеспечена.

3.4 Конструирование элементов редуктора

3.4.1 Проектный расчет валов

Ориентировочно диаметр вала определяем из условия прочности при кручении в случае понижения допускаемых напряжений.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]_к}}, \quad (3,73)$$

где T – крутящий момент на валу,

$[\tau]_к$ – допускаемые напряжения на кручение материала вала, принимаем $[\tau] = 10 \dots 25 \text{ МПа}$.

Входной вал редуктора

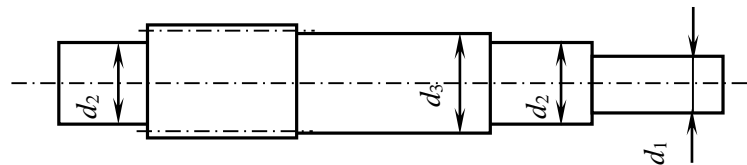


Рисунок 2 Входной вал

Диаметр входного вала редуктора:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{53,85 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 23,8 \text{ мм.}$$

Учитывая, что диаметр впадин $d_{f1} = 36,7 \text{ мм}$, принимаем диаметр входного конца вала $d_2 = 25 \text{ мм}$.

Диаметр вала под уплотнения уплотнение

$$d_{унл} = d_1 + 2t, \quad (3,74)$$

где t – высота буртика.

$$d_{унл} = 30 \text{ мм.}$$

Диаметр вала под подшипник $d_n = 30 \text{ мм}$.

Диаметр буртика для упора подшипника

$$d_{б.n} = d_n + 3r \approx 35 \text{ мм,}$$

где $r = 2 \text{ мм}$ – координата фаски подшипника.

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

43

Диаметр вала под колесо $d_3 = 75$ мм.

Диаметр буртика $d_4 = 80$ мм.

Длина выходного конца вала $l = 100$ мм, радиус скругления $r = 2,5$ мм, ширина фаски $c = 2$ мм. [2]

3.4.2 Выбор подшипников

Входной вал редуктора устанавливаем в шариковых радиально-упорных подшипниках 46206ГОСТ 831-87:

диаметр внутреннего кольца подшипника $d = 30$ мм;

диаметр наружного кольца подшипника $D = 62$ мм;

ширина подшипника $B = 16$ мм;

динамическая грузоподъемность $C = 21,9$ Н;

статическая грузоподъемность $C_0 = 12$ Н,

$$\alpha = 26^\circ$$

Промежуточный вал редуктора устанавливаем в шариковых радиально-упорных подшипниках 46210 ГОСТ 831-87:

диаметр внутреннего кольца подшипника $d = 50$ мм;

диаметр наружного кольца подшипника $D = 90$ мм;

ширина подшипника $B = 20$ мм;

динамическая грузоподъемность $C = 40,6$ Н;

статическая грузоподъемность $C_0 = 24,9$ Н,

$$\alpha = 26^\circ$$

Выходной вал редуктора устанавливаем в шариковых радиально-упорных подшипниках 36214 ГОСТ 831-87:

диаметр внутреннего кольца подшипника $d = 70$ мм;

диаметр наружного кольца подшипника $D = 125$ мм;

ширина подшипника $B = 24$ мм;

динамическая грузоподъемность $C = 60$ Н,

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

45

статическая грузоподъемность $C_0 = 52\text{Н}$,

$$\alpha = 15^\circ$$

3.4.3 Конструирование колес передач

Шестерни выполняем в виде вала-шестерни. Колеса насажены на вал, закрепляется с помощью шпонки и распорного кольца.

Конструирование шестерни и колеса быстроходной цилиндрической передачи

Делительные диаметры:

шестерни

$$d_1 = 41,7\text{ мм},$$

колеса

$$d_2 = 208,3\text{ мм}.$$

Диаметр вершин:

шестерни

$$d_{a1} = 45,7\text{ мм};$$

колеса

$$d_{a2} = 212,3\text{ мм}.$$

Диаметр впадин:

шестерни

$$d_{f1} = 36,7\text{ мм}.$$

колеса

$$d_{f2} = 203,3\text{ мм}.$$

ширина колеса

$$b_2 = 50\text{ мм},$$

ширина шестерни

$$b_1 = 54\text{ мм},$$

Конструктивные размеры колеса:

длина ступицы колеса

$$l_{cm} = (0,8 \dots 1,2) \cdot b \approx 50\text{ мм},$$

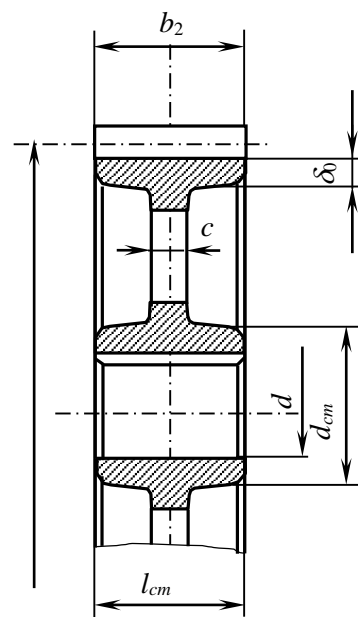


Рисунок 5 Конструирование цилиндрического колеса

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

46

посадочный диаметр	$d_g = 55 \text{ мм} ,$
диаметр ступицы	$d_{cm} = 1,6d_g = 88 \text{ мм},$
ширина торцов центра колеса	$\delta_0 = (2...4)m = 8 \text{ мм},$
толщина диска	$c \approx 0,3b = 16 \text{ мм}.$
фаска	$f = (0,5...0,6)m = 1 \text{ мм}$
диаметр центральной окружности	$d_y = \frac{d_{f2} - 2\delta_0 + d_{cm}}{2} = 136 \text{ мм},$
диаметр отверстия	$d_{отв} = \frac{d_{f2} - 2\delta_0 - d_{cm}}{4} \approx 25 \text{ мм}.$

Конструирование шестерни и колеса тихоходной цилиндрической передачи.

Делительные диаметры:

шестерни

$$d_1 = 72 \text{ мм},$$

колеса

$$d_2 = 288 \text{ мм}.$$

Диаметр вершин:

шестерни

$$d_{a1} = 78 \text{ мм};$$

колеса

$$d_{a2} = 294 \text{ мм}.$$

Диаметр впадин:

шестерни

$$d_{f1} = 64,5 \text{ мм}.$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

47

колеса

$$d_{f2} = 280,5 \text{ мм.}$$

ширина колеса

$$b_2 = 72 \text{ мм,}$$

ширина шестерни

$$b_1 = 76 \text{ мм,}$$

Конструктивные размеры колеса:

длина ступицы колеса

$$l_{cm} = (0,8 \dots 1,2) \cdot b \approx 72 \text{ мм,}$$

посадочный диаметр

$$d_g = 75 \text{ мм,}$$

диаметр ступицы

$$d_{cm} = 1,6d_g = 120 \text{ мм,}$$

ширина торцов центра колеса

$$\delta_0 = (2 \dots 4)m = 12 \text{ мм,}$$

толщина диска

$$c \approx 0,3b = 22 \text{ мм.}$$

фаска

$$f = (0,5 \dots 0,6)m = 1,6 \text{ мм,}$$

диаметр центральной окружности

$$d_{ц} = \frac{d_{f2} - 2\delta_0 + d_{cm}}{2} = 188 \text{ мм,}$$

диаметр отверстия

$$d_{отв} = \frac{d_{f2} - 2\delta_0 - d_{cm}}{4} \approx 35 \text{ мм.}$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

48

Конструирование элементов корпуса редуктора

Таблица 4 — Основные размеры корпуса редуктора

Толщина стенки корпуса редуктора:	$\delta = 0,025a_{wt} + 3$	8 мм
Толщина стенки крышки редуктора:	$\delta_1 = 0,02a_{wt} + 3$	8 мм
Толщина верхнего фланца корпуса	$s = (1,5 \dots 1,75) \delta$	12 мм
Толщина нижнего фланца корпуса	$s_2 \approx 2,35 \delta$	18 мм
Толщина фланца крышки редуктора	$s_1 = (1,5 \dots 1,75) \delta_1$	12 мм
Диаметр фундаментных болтов	$d_1 = 0,03a_{wt} + 12 \text{ мм}$	M18
Диаметр болтов, стягивающих корпус и крышку у бобышек	$d_2 = (0,7 \dots 0,8) d_1$	M14
Диаметр болтов, стягивающих фланцы корпуса и крышки	$d_3 = (0,8 \dots 1) d_2$	M10
Толщина ребер корпуса	$c_1 = (0,8 \dots 1) d_1$	18 мм
Расстояние от внутренней стенки редуктора до вращающейся детали	$e_1 = (1,0 \dots 1,2) \delta$	8 мм
Расстояние от торца подшипника до внутренней стенки корпуса редуктора	3...10	8 мм
Наименьший зазор между внутренней стенкой крышки редуктора и торцом колеса	$b_1 \approx 1,2 \delta$	10 мм
Расстояние от окружности вершин наибольшего колеса до днища	$b_0 > 6m$	20 мм
Толщина крышки подшипника	в зависимости от диаметра наружного кольца подшипника	5/6/7 мм
Диаметр болтов крышек подшипников		8/8/10 мм
Число болтов крышек подшипников		4/4/6

3.4.4 Выбор системы смазки

Применяем картерную смазку. Смазка колес осуществляется путем окунания их в масло, заливаемое внутрь корпуса. Колесо конической передачи погружается на всю ширину зубчатого венца.

Объем масляной ванны:

$$V = 0,25 \cdot P, (3,75)$$

где P – передаваемая мощность, кВт;

$$V = (0,25 \dots 0,5) \cdot 2,85 \approx 0,7 \dots 1,425 \text{ м}^3$$

Требуемая вязкость масла при скорости 1,1 м/с и контактных напряжениях до 600 МПа – $34 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ [1].

Применяем индустриальное масло И–Г–А 32 ГОСТ 17479.4-87 с вязкостью $(28 \dots 35) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при $t = 50^\circ \text{ С}$ [1].

Смазка подшипников осуществляется разбрызгиванием масла.

Уровень масла контролируется маслоуказателем. Для слива загрязненного масла предусмотрено сливное отверстие, закрываемое пробкой с конической резьбой.

Для осмотра колес редуктора и заливки масла в крышке корпуса предусмотрено смотровое окно.

3.5 Расчет шпоночных соединений

Для изготовления шпонок принимаем нормализованную сталь 45.

Шпонки подбираем по ГОСТ 23360-87 по диаметру вала и проверяем по условию прочности на смятие, МПа:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma_{см}], \quad (3,76)$$

где h – высота шпонки,

b – ширина шпонки,

l – длина шпонки,

t_1 – глубина посадки шпонки в вал,

d – диаметр вала,

$[\sigma_{см}]$ – допускаемые напряжения на смятие, $[\sigma_{см}] = 110...190$ МПа.

Для призматических шпонок, выбранных по ГОСТ 23360-87, проверка прочности на срез не требуется.

Размер шпонки обозначим $b \times h \times l$.

Шпоночное соединение ведущего вала с муфтой Для хвостовика входного вала диаметром $d = 25$ мм принимаем призматическую шпонку $8 \times 7 \times 50$, $t_1 = 4$ мм

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 19,37}{0,022(0,006 - 0,0035)(0,04 - 0,006)} = 20,7 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}]$$

Прочность достаточна.

Шпоночное соединение тихоходного колеса с выходным валом редуктора. Диаметр вала $d = 75$ мм. Выбираем призматическую шпонку $20 \times 12 \times 63$, $t_1 = 7,5$ мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 459,4}{0,06(0,011 - 0,007)(0,045 - 0,018)} = 141,7 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}]$$

Прочность достаточна.

Шпоночное соединение быстроходного колеса с промежуточным валом редуктора. Диаметр вала $d=55$ мм. Выбираем призматическую шпонку $16 \times 10 \times 45$, $t_1 = 6$ мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 105,2}{0,035(0,008 - 0,005)(0,025 - 0,01)} = 133,6 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}]$$

Прочность достаточна.

Шпоночное соединение выходного вала с муфтой Для хвостовика входного вала диаметром $d=65$ мм принимаем призматическую шпонку $18 \times 11 \times 80$, $t_1 = 7$ мм

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 459,4}{0,05(0,09 - 0,0055)(0,07 - 0,014)} = 93,7 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}]$$

Прочность достаточна.

3.6 Расчет выходного вала

Исходные данные:

Окружная сила на колесе $F_t = 7255 \text{ Н}$.

Осевая сила на колесе $F_a = 2163 \text{ Н}$,

Радиальная сила на колесе $F_r = 2755 \text{ Н}$,

Усилие от консольной нагрузки $F_M = 125\sqrt{T} = 125\sqrt{1013,43} = 3979 \text{ Н}$.

Крутящий момент на валу $T_k = 1013,43 \text{ Н}\cdot\text{м}$,

Расстояния:

$a = 119 \text{ мм}$, $b = 59 \text{ мм}$, $c = 148 \text{ мм}$ (размеры уточнены по компоновочному чертежу)

Определение реакций опор

Горизонтальная плоскость:

Под действием осевой силы возникает изгибающий момент

$$M_a = \frac{F_a \cdot d}{2} \quad (3,77)$$

$$M_a = \frac{2163 \cdot 0,288}{2} = 311,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Реакции в опорах:

$$\Sigma M_A = -0,119F_r + M_a + 0,178R_{Bz} = 0 \quad (3,78)$$

$$R_{Bz} = \frac{0,119F_r - M_a}{0,178} = \frac{0,119 \cdot 2755 - 311,5}{0,178} = 92 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_B = 0,059F_r + M_a - 0,178R_{Az} = 0$$

$$R_{Az} = \frac{0,059F_r + M_a}{0,178} = \frac{0,059 \cdot 2755 + 311,5}{0,178} = 2663 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$R_{Az} - F_r + R_{Bz} = 2663 - 2755 + 92 = 0 .$$

Вертикальная плоскость:

$$\Sigma M_A = -0,119F_t - 0,178R_{Bz} + 0,326F_M = 0 \quad (3,79)$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

53

$$R_{B\theta} = -\frac{0,119F_t - 0,326F_M}{0,178} = -\frac{0,119 \cdot 7255 - 0,326 \cdot 3979}{0,178} = 2437,1 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_B = 0,059F_t - 0,178R_{A\theta} + 0,148F_M = 0$$

$$R_{A\theta} = \frac{0,059F_t + 0,148F_M}{0,178} = \frac{0,059 \cdot 7255 + 0,148 \cdot 3979}{0,178} = 5713 \text{ Н}$$

Проверка:

$$R_{A\theta} - F_t - R_{B\theta} + F_M = 5713,1 - 7255 - 2437,1 + 3979 = 0.$$

Суммарные реакции опоры:

На опоре А:

$$F_{r1} = \sqrt{2663^2 + 5713,1^2} = 6303,3 \text{ Н.}$$

На опоре В:

$$F_{r2} = \sqrt{92^2 + 2437,1^2} = 2438,9 \text{ Н.}$$

Построение эпюр

Определяем величины и строим эпюры изгибающий моментов

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости:

моменты на опорах равны нулю,

максимальный изгибающий момент в сечении *I-I* на колесе равен:

$$M_{zI-I} = R_{A_z} \cdot 0,119 = 2663 \cdot 0,119 = 316,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{zI-I} = R_{A_z} \cdot 0,119 - M_a = 316,9 - 311,5 = 5,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Изгибающие моменты в вертикальной плоскости:

изгибающий момент в сечении *I-I* на колесе равен

$$M_{\theta I-I} = R_{A\theta} \cdot 0,119 = 5713,1 \cdot 0,119 = 679,9 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

изгибающий момент в сечении *II-II* равен

$$M_{2II-II} = F_M \cdot 0,148 = 3979 \cdot 0,148 = 588,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

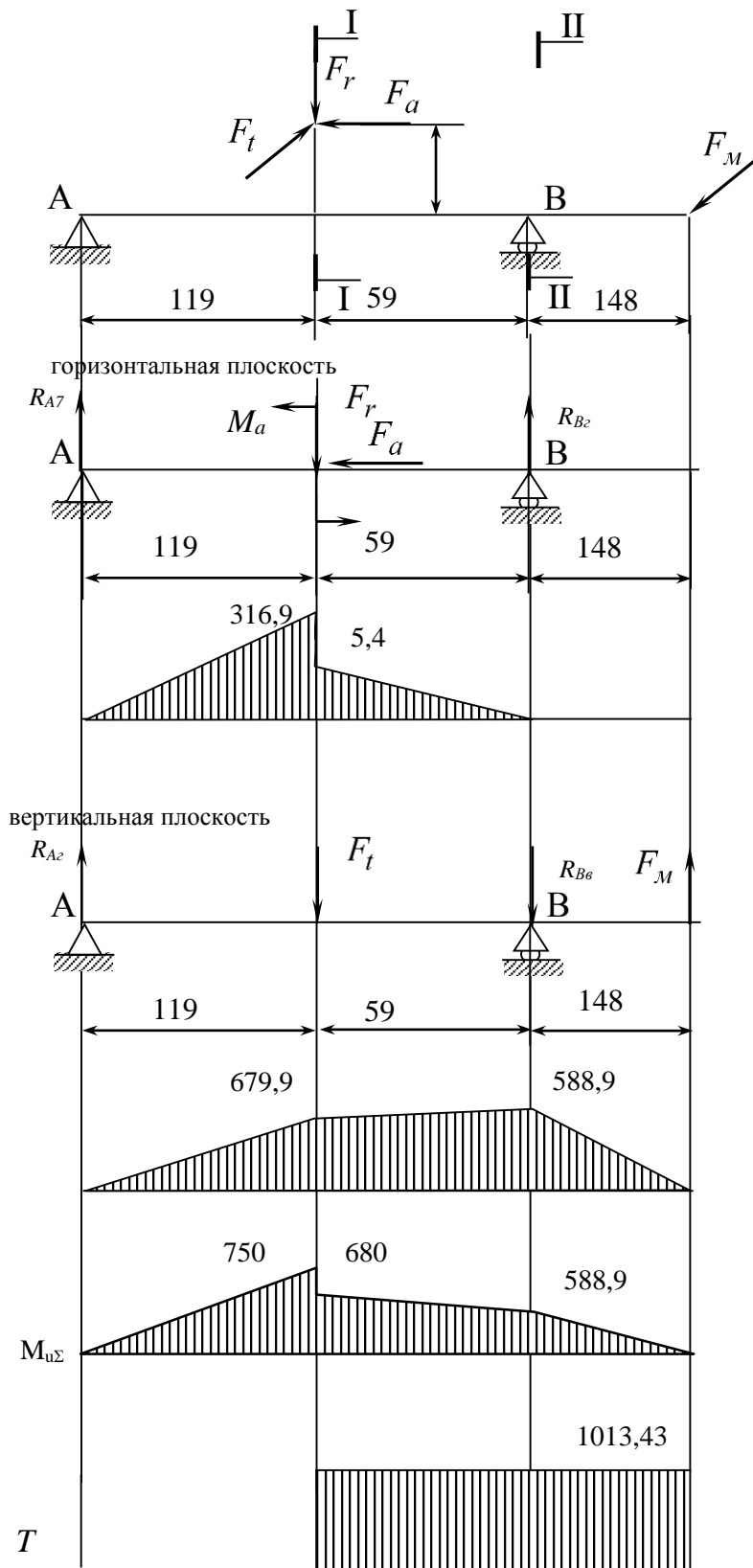


Рисунок 6

Суммарный изгибающий момент:

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

55

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{\theta}^2 + M_z^2},$$

$$M_{\Sigma I-I} = \sqrt{316,9^2 + 679,9^2} = 750 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\Sigma I-I} = \sqrt{5,4^2 + 679,9^2} = 680 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\Sigma II-II} = 588,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Кроме изгибающих моментов вал испытывает деформации кручения $T_k = 1013,43 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Определение напряжений

Наиболее опасными являются сечения I–I под колесом, ослабленное шпоночным пазом, и сечение II–II, имеющее наибольшие напряжения.

Нормальные напряжения от изгиба:

$$\sigma_u = \frac{M}{W_u} \quad (3,80)$$

$$\sigma_{uI} = \frac{M_{I-I}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32} \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2d}} = \frac{750}{\frac{\pi \cdot 0,075^3}{32} \frac{0,02 \cdot 0,0075 (0,075 - 0,0075)^2}{2 \cdot 0,075}} = 20,3 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{uII} = \frac{M_{II-II}}{0,1 \cdot d_{3III}^3} = \frac{588,9}{0,1 \cdot 0,07^3} = 17,2 \text{ МПа}.$$

Касательные напряжения:

$$\tau = \frac{T}{W_{\rho}} \quad (3,81)$$

$$\tau_I = \frac{T_{I-I}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16} \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2d}} = \frac{1013,43}{\frac{\pi \cdot 0,075^3}{16} \frac{0,02 \cdot 0,0075 (0,075 - 0,0075)^2}{2 \cdot 0,075}} = 12,94 \text{ МПа},$$

$$\tau_{II} = \frac{T_{II-II}}{0,2 \cdot d_{3III}^3} = \frac{1013,43}{0,2 \cdot 0,07^3} = 14,8 \text{ МПа}.$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

Расчет на сопротивление усталости

Условие прочности на сопротивления усталости:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [s] \approx 1,5 \dots 2,5,$$

где $S_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a + \psi_{\sigma D} \sigma_m}$ – запас сопротивления усталости по изгибу,

$S_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a + \psi_{\tau D} \tau_m}$ – запас сопротивления усталости по кручению,

где σ_a – амплитуда циклов напряжений при изгибе (переменная составляющая цикла), $\sigma_a = \sigma_u$, $\sigma_{aI} = 20,3$ МПа, $\sigma_{aII} = 17,2$ МПа

σ_m – среднее напряжение цикла (постоянная составляющая цикла), $\sigma_m = 0$,

τ_a – амплитуда циклов напряжений при кручении (переменная составляющая цикла), $\tau_a = \frac{\tau}{2}$, $\tau_{aI} = 6,47$ МПа, $\tau_{aII} = 7,4$ МПа,

τ_m – среднее напряжение цикла (постоянная составляющая цикла), $\tau_m = \frac{\tau}{2}$,
 $\tau_{mI} = 6,47$ МПа, $\tau_{mII} = 7,4$ МПа,

$\psi_{\sigma D}$, $\psi_{\tau} = 0,1$ – коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла [1];

$(\sigma_{-1})_D$, $(\tau_{-1})_D$ – пределы выносливости с учетом концентрации напряжений:

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

где σ_{-1} – предел выносливости при изгибе, $\sigma_{-1} = 410$ МПа [1];

τ_{-1} – предел выносливости при кручении, $\tau_{-1} = 240$ МПа [1]

$(K_\sigma)_D$, $(K_\tau)_D$ – коэффициенты концентрации напряжений:

$$(K_\sigma)_D = \frac{K_\sigma + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1}{K_{d\sigma} K_V}, \quad (K_\tau)_D = \frac{K_\tau + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1}{K_{d\tau} K_V},$$

где K_σ , K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

57

K_F – коэффициент влияния шероховатости поверхности, $K_F = 0,9$ [1];

K_V – коэффициент упрочнения поверхности, $K_V = 1$ [1];

$K_{d\sigma}, K_{d\tau}$, – коэффициенты влияния абсолютных размеров [1];

Концентратором напряжения в опасном сечении $I-I$ является шпоночный паз, при этом эффективные коэффициенты концентрации $K_\sigma = 1,7$, $K_\tau = 2,05$ [1], $K_{d\sigma} = 0,64$, $K_{d\tau} = 0,64$ [1];

$$(K_\sigma)_{DI} = \frac{\frac{1,7}{0,64} + \frac{1}{0,9} - 1}{1} = 2,77 \quad (K_\tau)_{DI} = \frac{\frac{2,05}{0,64} + \frac{1}{0,9} - 1}{1} = 3,3;$$

$$(\sigma_{-1})_{DI} = \frac{410}{2,77} = 148 \text{ МПа}, \quad (\tau_{-1})_D = \frac{240}{3,3} = 72,7 \text{ МПа},$$

$$S_\sigma = \frac{148}{20,3 + 0} = 7,3, \quad S_\tau = \frac{72,7}{6,47 + 0,1 \cdot 6,47} = 10,2$$

$$s_I = \frac{7,3 \cdot 10,2}{\sqrt{7,3^2 + 10,2^2}} = 5,93 > [s].$$

Концентратором напряжения в опасном сечении $II-II$ является посадка подшипника с гарантированным натягом, при этом эффективные коэффициенты

концентрации $\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = 4,85$, $\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = 2,9$ [1],

$$(K_\sigma)_{DI} = \frac{4,85 + \frac{1}{0,9} - 1}{1} = 4,96 \quad (K_\tau)_{DI} = \frac{2,9 + \frac{1}{0,9} - 1}{1} = 3;$$

$$(\sigma_{-1})_{DI} = \frac{410}{4,96} = 82,7 \text{ МПа}, \quad (\tau_{-1})_D = \frac{240}{3} = 80 \text{ МПа},$$

$$S_\sigma = \frac{82,7}{17,2} = 4,8, \quad S_\tau = \frac{80}{7,4 + 0,1 \cdot 7,4} = 9,83$$

$$s_{II} = \frac{4,8 \cdot 9,83}{\sqrt{4,8^2 + 9,83^2}} = 4,31 > [s].$$

Усталостная прочность выходного вала редуктора достаточна.

3.7 Проверочный расчет подшипников

Выходной вал редуктора устанавливаем в шариковых радиально-упорных подшипниках 36214 ГОСТ 831-87 с динамической грузоподъемностью $C = 60 \text{ Н}$, статической грузоподъемностью $C_0 = 52 \text{ Н}$, $\alpha = 15^\circ$

Радиальная нагрузка на подшипник:

на опоре А

$$F_{rA} = 6303,3 \text{ Н.}$$

на опоре В

$$F_{rB} = 2438,9 \text{ Н}$$

Осевая сила:

$$F_a = 2163 \text{ Н.}$$

$$n_{\text{вых}} = 25,259 \text{ мин}^{-1}.$$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{2163}{52000} = 0,042$$

Коэффициент $e = 0,42 [1]$

Суммарные осевые составляющие:

$$R_S = eF_r (3,82)$$

$$R_{S1} = 0,42 \cdot 6303,3 = 2647,4 \text{ Н}$$

$$R_{S2} = 0,42 \cdot 2438,9 = 1024,4 \text{ Н}$$

Так как $R_{S1} > R_{S2}$,
 $F_{a1} = R_{S1} = 2647,4 \text{ Н}$, $F_{a2} = R_{S1} + F_a = 2647,7 + 2163 = 4810,7 \text{ Н} [1]$;

$$\frac{F_{a1}}{VF_{rA}} = \frac{2647,7}{1 \cdot 6303,3} = 0,42 = e, \text{ следовательно } X = 1, Y = 0 [1];$$

$$\frac{F_{a2}}{VF_{rB}} = \frac{4810,7}{1 \cdot 2438,9} = 2,34 > e, \text{ следовательно } X = 0,44, Y = 1,35 [1].$$

Коэффициент безопасности $K_6 = 1 [1]$;

Температурный коэффициент $K_T = 1 [1]$.

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

59

Эквивалентная нагрузка:

$$R_E = (XVF_r + YF_a) K_b K_T \quad (3,83)$$

$$R_{E1} = (1 \cdot 1 \cdot 6303,3 + 0) \cdot 1,1 \cdot 1 = 6933,6 \text{ Н.}$$

$$R_{E2} = (1 \cdot 0,44 \cdot 2438,9 + 1,35 \cdot 4810,7) \cdot 1,1 \cdot 1 = 8324,4 \text{ Н}$$

Выполняем расчет для опоры Б как более нагруженной.

Расчетный ресурс подшипника в часах:

$$L_{10ah} = a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{R_E} \right)^3, \quad (3,84)$$

где a_{23} – коэффициент, учитывающий совместное влияние свойств металла и условий эксплуатации, $a_{23} = 0,8 [1]$:

$$L_h = 0,8 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 25,259} \left(\frac{60000}{8324,4} \right)^3 = 197660 \text{ часов,}$$

Так как $L_h = 197660 \text{ часа} > [L_h] = 16000 \text{ часов}$, долговечность подшипника достаточна.

Вывод по разделу: произведен полный расчет цилиндрического двухступенчатого редуктора. Выполнен проверочный расчет на прочность, надежность.

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

60

4 РАСЧЕТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

4.1 Выбор сечения ремня

Передаваемая мощность на первом валу равна $P_I = 2998,85 \text{ [Вт]} = 2,999 \text{ [кВт]}$, частота вращения первого (ведущего вала) равна $n_I = 2850 \text{ мин}^{-1}$ по рисунку 1 определим сечение ремня. ГОСТ 1284.3-80.

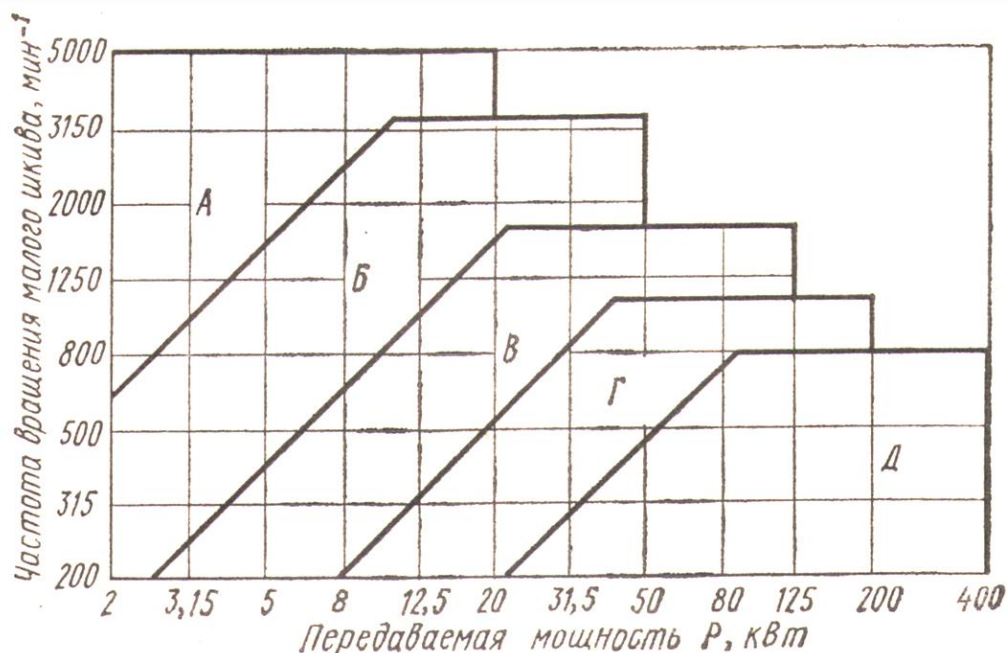


Рисунок 7 — Графики для определения требуемого сечения ремня.

Выбираем сечение А.

4.2 Определение диаметров шкивов

Передаточное отношение ременной передачи вычисляется по формуле:

$$i = \frac{\omega_I}{\omega_{II}} = \frac{147,65}{52,902} = 2,779 \cong 2,79 \text{ (табл. значение)}$$

Частота вращения малого шкива равно частоте вращения выходного вала двигателя.

$$n_{\text{мал.шкива}} = 1410 \text{ мин}^{-1}$$

Возьмем значение $n_{\text{мал.шкива}} \cong 1600 \text{ мин}^{-1}$ согласно табличным значениям, в большую сторону (с запасом).

Исходя из данных выше, определяем по таблице диаметр малого шкива.

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

61

$$d_1 = 140 \text{ мм}$$

Этот диаметр соответствует ГОСТ 1284.3-80.

Таблица 5 — Частота вращения малого шкива

Сечение и длина ремня, мм	d_1 , мм	i	Частота вращения малого шкива, мин ⁻¹					
			200	400	800	1200	1600	2000
A $L_p = 1700$	90	1,0	0,22	0,39	0,68	0,93	1,15	1,34
		$\geq 3,0$	0,25	0,44	0,77	1,05	1,31	1,53
	140	1,0	0,43	0,78	1,41	1,96	2,45	2,87
		$\geq 3,0$	0,49	0,89	1,60	2,24	2,79	3,27
	≥ 180	1,0	0,59	1,09	1,97	2,74	3,40	3,93
		$\geq 3,0$	0,68	1,24	2,24	3,12	3,87	4,48

Диаметр большего шкива при относительном скольжении $\varepsilon = 0,02$ определим по формуле:

$$d_2 = i_p \cdot d_1 \cdot (1 - \varepsilon) \quad (4,1)$$

$$d_2 = 3 \cdot 140 \cdot (1 - 0,02) = 411,6 \text{ мм} \approx 412 \text{ мм}$$

4.3 Определение ориентировочного межосевого расстояния

Ориентировочное межосевое расстояние определим с помощью выражения:

$$a_0 = d_2 \cdot C \quad (4,2)$$

где C – числовой коэффициент, который принимают в зависимости от передаточного отношения, при $i = 3, C = 1$.

$$a_0 = 412 \cdot 1 = 412 \text{ мм}$$

4.4 Расчет длины ремня

Расчетная длина ремней (приблизительная) находится по формуле:

$$l_0 = 2a_0 + 1,57(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0} \quad (4,2)$$

$$l_0 = 2 \cdot 412 + 1,57(412 + 140) + \frac{(412 - 140)^2}{4 \cdot 412} = 1745,53 \text{ мм}$$

Примем длину ремня равную 1700 мм.

4.5 Расчет фактического межосевого расстояния

Действительное межосевое расстояние, т.е. соответствующее принятой длине ремней находится по формуле:

$$a = \frac{\left\{ 2 \cdot l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{(2 \cdot l - \pi(d_2 + d_1))^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}}{8} \quad (4,4)$$
$$a = \frac{\left\{ 2 \cdot 1745,53 - \pi(412 + 140) + \sqrt{(2 \cdot l - \pi(412 + 140))^2 - 8(412 - 140)^2} \right\}}{8}$$
$$a = 411,7656 = 412 \text{ мм}$$

4.6 Расчет угла обхвата на малом шкиве

Угол обхвата ремнем меньшего шкива определяется по формуле:

$$\alpha = \pi \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (4,5)$$
$$\alpha = \pi \frac{412 - 140}{412} = 2,074 \text{ рад.} = 118,84^\circ$$

По углу α определим коэффициент влияния угла обхвата для "клиновых ремней", согласно таблицы 11.4 (учебник П. Г. Гузенкова "Детали Машин"). $k_\alpha = 0,83$.

4.7 Определение скорости ремня

Скорость ремня находится с помощью выражения:

$$V = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} \quad (4,6)$$
$$V = 147,65 \cdot 0,140/2 = 10,335 \text{ м/с}$$

Определение мощности в базовой передаче

Для определения мощности необходимо оперировать следующими данными: скорость ремня $V \cong 10 \text{ м/с}$; сечение ремня - А, $d_1 = 140 \text{ мм}$.

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

Таблица 6 — Сечение ремня

Обозначение сечения ремня	Расчетный диаметр меньшего шкива, мм	Скорость v ремня, м/с					
		2	5	10	15	20	25
A	90	0,37	0,74	1,33	1,69	1,84	1,69
	100	0,37	0,81	1,40	1,87	1,99	1,91
	112	0,37	0,81	1,47	2,63	2,41	2,29
	≥ 125	0,44	0,96	1,69	2,29	2,65	2,65

Определяем $P_0 = 1,69$ кВт

4.8 Расчет ремня по тяговой способности

Расчет клиновых ремней по тяговой способности заключается в определении требуемого для рассматриваемой передачи количества ремней, рекомендуется производить по допускаемой мощности на один ремень. ГОСТ 1284.3-80.:

$$z = k_d \cdot \frac{P_1}{P_0 \cdot k_\alpha \cdot k_l \cdot k_z} \quad (4,7)$$

где P_1 – мощность на ведущем шкиве;

k_d – коэффициент динамической нагрузки и режима работы, для ленточного транспортёра $k_d = 1$;

k_α – коэффициент учитывающий влияние угла обхвата, согласно таблице 6, $k_\alpha = 0,83$;

k_l – коэффициент учитывающий длину ремня, зависит от отношения длины ремня у условной длине ремня $\frac{l}{l_0} = \frac{1700}{1735,53} = 0,97953, k_l = 1$;

k_z – коэффициент учитывающий неравномерность нагрузки по ремням, примем $k_z = 1$.

$$z = 1 \cdot \frac{2,999}{1,69 \cdot 0,83 \cdot 1 \cdot 1} = 2,14 \approx 2.$$

Усилие предварительного натяжения

Усилие предварительного натяжения определяется по формуле:

$$F_0 = A \cdot \sigma_0 \quad (4,8)$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

$$F_0 = 81 \text{ мм}^2 \cdot 1,8 \text{ МПа} = 145,8$$

где A – площадь сечения ремня, согласно выбранному сечению ремня $A = 81 \text{ мм}^2$;

σ_0 – начальное напряжение в ремне для клиновых ремней без автоматических натяжных устройств, $\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$.

4.9 Сила давления на валы

Сила давления на валы определяется с помощью выражения:

$$F_n = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (4,9)$$

$$F_n = 2 \cdot 145,8 \cdot \sin\left(\frac{118,835}{2}\right) = 251,0377 \text{ Н}$$

4.9 Долговечность ремня

Долговечность ремня определяется по числу пробегов за единицу времени:

$$U = \frac{V}{l} \leq [U] \quad (4,10)$$

$$U = \frac{10,335}{1,7} = 6,08 \leq 10$$

Вывод по разделу: выбрано сечение ремня, рассчитан диаметр шкивов, тяговая способность, а также сила давления на валы, расчет долговечности ремня.

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

65

5 РАСЧЕТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ЭВМ

5.1 Исходные данные для программы

Исходные данные приведены в таблице 7

Таблица 7 — Исходные данные ременной передачи

№ п/п	Данные	Значения
1	Мощность на ведущем шкиве [кВт]	3.00
2	Частота вращения ведущего шкива, 1/мин	1410
3	Передаточное отношение передачи	3.00
4	Режим нагружения передачи	Средний нормальный
5	Тип передачи	Клиноременная

5.2 Результаты расчета на ЭВМ

Таблица 8 — Результаты расчета ременной передачи на ЭВМ

№ п/п	Данные	Значения	
		Ведущего	Ведомого
1	Диаметры шкивов [мм]	125	355
2	Фактическое передаточное отношение	2,87	
3	Межосевое расстояние [мм]	407	
4	Угол между ветвями передачи θ [градус]	33	
5	Углы обхвата шкивов ремнем [градус]	147	213
6	Ремень: клиновой нормального сечения		
	Обозначение сечения ремня	В(Б)	
	Длина ремня L [мм]	1600	
7	Число ремней	1	
8	Скорость ремня V [м/с]	9	
9	Сила предварительного натяжения ремня F_0 , [Н]	618	

10	Силы в ветвях работающей передачи [Н]	В ведущей ветви F1	В ведомой ветви F2
		780	455
11	Силы действующие на валы передачи F_b [Н]	1188	
12	Вращающий момент на ведущем валу [$H \cdot$ м]	20,3	
13	Число пробегов ремня r [c^{-1}]	6	
14	Ресурс ремня T_p [ч]	6250	

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

67

6 РАСЧЕТ КОМБИНИРОВАННОЙ МУФТЫ

6.1 Расчет муфты компенсирующая зубчатая

Компенсирующая зубчатая муфта была подобрана согласно расчетным параметрам (указаны ниже) по ГОСТ 5006-55.

Зубчатая полумуфта подбирается по вращающему моменту $T_p \leq T_{\text{табл}}$

Расчетный крутящий момент находится с помощью формулы:

$$T_p = T_H \cdot k_1 \cdot k_2 \quad (6,1)$$

T_p – расчетный вращающий момент, Нм;

T_H – номинальный вращающий момент, $T_H = T_{III} = 1013,43$ Нм;

k_1 – коэффициент эксплуатации, $k_1 = 1,6$;

k_2 – коэффициент безопасности, $k_2 = 1$.

$$T_p = 1013,43 \cdot 1,6 \cdot 1 = 1621,49 \text{ Нм}$$

Выберем муфту способную выдержать вращающий момент $T_{\text{табл}} = 1900$ Нм, $1621,49$ Нм < 3150 Нм, следовательно, условие выполняется.

Проверим условие не выдавливания смазки с помощью выражения:

$$\sigma_{\text{см}} = 10^3 \cdot K_3 \cdot \frac{T_p}{D_0^2 \cdot b \cdot 0,9} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (6,2)$$

K_3 – угловой коэффициент, $K_3 = 1,25$;

D_0 – делительный диаметр;

b – ширина зуба;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допустимое напряжение смятие, $[\sigma_{\text{см}}] = 14$ МПа.

Определим делительный диаметр:

$$D_0 \geq \sqrt[3]{10^3 \cdot K_3 \cdot T_p / (0,9 \cdot \psi \cdot [\sigma_{\text{см}}])} \quad (6,3)$$

$$\psi = \frac{b}{D_0} = 0,15.$$

$$D_0 \geq \sqrt[3]{10^3 \cdot 1,25 \cdot 1621,49 / (0,9 \cdot 0,15 \cdot 14)} \geq 105 \text{ мм}$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

68

Определим делительный диаметр по формуле:

$$D_0 = m \cdot z \quad (6,4)$$

m – модуль, примем по ГОСТ 5006-55 $z = 40$

$$D_0 = 3 \cdot 40 = 120 \text{ мм}$$

Ширина зуба определяется с помощью формулы:

$$b \approx \psi \cdot D_0 \quad (6,5)$$

$$b \approx 0,15 \cdot 120 \approx 18 \text{ мм}$$

Принимаем по ГОСТ 5006-55, $b = 20$ мм.

6.2 Расчет муфты предохранительная фрикционная

Предохранительная муфта — это муфта, которая кроме соединения валов при необходимости ограничивает передаваемый крутящий момент и защищает детали машин от поломок при перегрузках. Предохранительные муфты располагают как можно ближе к месту возможного возникновения перегрузки. Муфты работают при строгой соосности валов. [3]

Фрикционные предохранительные муфты автоматически восстанавливают работоспособность машины после прекращения действия перегрузки, однако точность их невысока вследствие непостоянства коэффициента трения на рабочих поверхностях дисков. Их применяют при частых кратковременных перегрузках и значительных частотах вращения. Силу нажатия создают пружиной, отрегулированной на передачу предельного вращающего момента. При срабатывании муфта поглощает механическую энергию, преобразуя ее в тепловую, передача же вращающего момента не прекращается. [2]

Характеристика фрикционных пар предохранительной муфты.

1. Материалы пар трения – Фрикционная металлокерамика по закаленной стали.
2. Коэффициент трения $f = 0,4$
3. Допускаемое давление $[p] = 0,3$ МПа.

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

69

Из конструктивных соображений в зависимости от посадочного диаметра муфты d_p задаются диаметры поверхностей трения дисков. D_H – наружный диаметр дисков; D_B – внутренний диаметр.

$$D_H = (3 \dots 5) d_p;$$

$$D_H = 3 \cdot 70 = 210 \text{ [мм]}$$

$$D_B = (0,5 \dots 0,6) D_H;$$

$$D_B = 0,55 \cdot 210 = 115 \text{ [мм]}$$

Максимальное осевое усилие, F_a на поверхность трения диска определяется из расчета по допускаемому давлению

$$F_a = [p] \frac{\pi \cdot (D_H^2 - D_B^2)}{4} \quad (6,6)$$

$$F_a = [0,3] \frac{\pi \cdot (210^2 - 115^2) \cdot 10^{-6}}{4} = 7274 \text{ [Н]}$$

Приведенный радиус кольца трения $R_{пр}$, рассчитывается по следующей формуле:

$$R_{пр} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D_H^3 - D_B^3}{D_H^2 - D_B^2} \quad (6,7)$$

$$R_{пр} = \frac{1}{3} \cdot \frac{210^3 - 115^3}{210^2 - 115^2} = 0,0841$$

$$T_{тр} = F_a \cdot f \cdot R_{пр} \quad (6,8)$$

$$T_{тр} = 7274 \cdot 0,4 \cdot 0,0841 = 244,8 \text{ [Нм]}$$

Предельный момент, при превышении которого наступает проскальзывание фрикционной пары, $T_{пр}$ [Н·м], превышает расчетный момент T_r и рассчитывается следующим образом:

$$T_{пр} = s \cdot T_r, \quad (6,9)$$

где «s» - коэффициент запаса сцепления ($s = 1,25 \dots 1,5$)

$$T_{пр} = 1,3 \cdot 1621,5 = 2108 \text{ [Н·м]}$$

$$Z = \frac{T_{пр}}{T_{тр}};$$

$$Z = \frac{2108}{244,8} = 8,61 \cong 9$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

где « Z » - количество дисков сцепления (фрикционов).

$Z < 10$ - муфта сухая;

$$Z_H = 0,5 \cdot 8,61 = 4,31 \cong 4$$

где « Z_H » - количество наружных дисков сцепления (фрикционов).

$$Z_{BH} = 5,31 \cong 5$$

где « Z_{BH} » - количество внутренних дисков сцепления (фрикционов).

Найдем ширину фрикциона

$$\delta = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_{\text{расч}} \cdot K_{PH}}{d_{\text{ср}} \cdot i \cdot h \cdot [\sigma]_{\text{см}}} \quad (6,10)$$

где « K_{PH} » - расчетный коэффициент ($K_{PH} = 1,1 \dots 1,5$) = 1,3

i - количество дисков сцепления (фрикционов).

$$[\sigma]_{\text{см}} = 85 \text{ МПа};$$

$$d_{\text{ср}} = \frac{210 + 115}{2} = 162,5 \text{ мм}$$

$$h = \frac{D - d}{2} - 2f = \frac{210 - 115}{2} - 2 \cdot 1,5 = 44,5 \text{ мм}$$

где « f » - размер фаски ($f = 0,5 \dots 2$)

$$\delta = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1621,49 \cdot 1,3}{162,5 \cdot 9 \cdot 44,5 \cdot 85 \cdot 10^6} = 0,76 \text{ мм}$$

Примем значения ширины диска не меньшей и рекомендованной от 1 мм до 3 мм.

$$\delta_{\text{одного диска}} = 1,8 \text{ мм}$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

71

6.3 Расчет витой пружины

Пружина — упругий элемент, предназначенный для накапливания или поглощения механической энергии. Пружина может быть изготовлена из любого материала, имеющего достаточно высокие прочностные и упругие свойства (сталь, пластмасса, дерево, фанера, даже картон).[3]

Стальные пружины общего назначения изготавливают из высокоуглеродистых сталей (У9А-У12А, 65, 70), легированных марганцем, кремнием, ванадием (65Г, 60С2А, 65С2ВА). Для пружин, работающих в агрессивных средах, применяют нержавеющую сталь (12Х18Н10Т), бериллиевую бронзу (БрБ-2), кремнемарганцевую бронзу (БрКМц3-1), оловянноцинковую бронзу (БрОЦ-4-3), титановые (ВТ-16) и никелевые сплавы (А-286, INCONEL, ELGILOY).[2]

Пружины в предохранительной фрикционной муфте, расположены периферийно.

6.3.1 Формулировка исходных данных

Величина осадки λ , [мм] \rightarrow (15 ... 20 мм)

$$\lambda = 15 \text{ мм}$$

Количество штук пружин варьируется $n = 4 \dots 10$,

$$n = 6 \text{ шт}$$

Рабочая нагрузка F , [Н] рассчитывается с учетом максимального осевого усилия, F_a на поверхность трения диска муфты фрикционной

$$F_a = 7274 \text{ Н}$$

$$F = \frac{F_a}{n}; \quad (6,11)$$

$$F = \frac{7274}{6} = 1212,3 \text{ [Н]}$$

6.3.2 Определяем индекс пружины «с»

$c \rightarrow$ (4,5,6). Выбираем значение «4»

6.3.3 Расчет коэффициента кривизны витков «k»

$$k = \frac{4c + 2}{4c - 3} \quad (6,12)$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

72

$$k = \frac{4 \cdot 4 + 2}{4 \cdot 4 - 3} = 1,39$$

6.3.4 Определяем материал пружины

Материал — сталь 65С2ВА (ГОСТ – 9389) допускаемые напряжения $\sigma_B = 1900$ [МПа];

$$[\tau]_k = 0,5 \cdot \sigma_B; \quad (6,13)$$

$$[\tau]_k = 0,5 \cdot 1900 = 950 \text{ [МПа]}$$

6.3.5 Расчет диаметра проволоки «d»

$$d = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{k \cdot F \cdot c}{[\tau]_k}}; \quad (6,14)$$

$$d = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{1,39 \cdot 1212,3 \cdot 4}{850}} = 4,5 \text{ [мм]};$$

6.3.6 Средний диаметр пружин «D»

$$D = d \cdot c = 4,5 \cdot 4 = 18 \text{ [мм]}$$

6.3.7 Расчет количества рабочих витков пружины «z»

$$z = \frac{\lambda \cdot G \cdot d}{8 \cdot c^3 \cdot F}; \quad (6,15)$$

где, $G = 8 \cdot 10^4$ [МПа]

$$z = \frac{15 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 4,5}{8 \cdot 4^3 \cdot 1212,3} = 8,7$$

6.3.8 Общее число витков «z₀»

$$z_0 = z + (1,3 \dots 2) = 8,7 + 1,3 = 10$$

6.3.9 Определение длины пружины «H₁»

$$H_1 = (z_0 - 0,5) \cdot d \quad (6,16)$$

$$H_1 = (10 - 0,5) \cdot 4,5 = 42,75 \text{ [мм]}$$

6.3.10 Определение гарантированного зазора «S»

$$S = 0,1 \cdot d = 0,1 \cdot 4,5 = 0,45 \text{ [мм]}$$

6.3.11 Определение регулировочного хода λ_p

$$\lambda_p = z \cdot S = 8,7 \cdot 0,45 = 3,915 \text{ [мм]}$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

6.3.12 Определение полного хода пружины « λ_1 »

$$\lambda_1 = \lambda + \lambda_p = 15 + 3,915 = 18,915 \text{ [мм]}$$

6.3.13 Определение длины свободной пружины H_0

$$H_0 = H_1 + \lambda_1 = 42,75 + 18,915 = 61,665 \text{ [мм]}$$

6.3.14 Определение наружного « D_1 » и внутреннего « D_2 » диаметров

$$D_1 = D + d = 61,665 + 4,5 = 66,165 \text{ [мм]}$$

$$D_2 = D - d = 61,665 - 4,5 = 57,165 \text{ [мм]}$$

6.3.15 Определение шага пружины « t »

$$t = d + \frac{\lambda}{z} + S \quad (6,17)$$

$$t = 4,5 + \frac{15}{8,7} + 0,45 = 6,67 \text{ мм}$$

6.3.16 Определение значение силы « F_1 », которую необходимо приложить к пружине что бы сжать её до соприкосновения витков

$$F_1 = F \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda} \quad (6,18)$$

$$F_1 = 1212,3 \cdot \frac{18,915}{15} = 1528,71 \text{ [Н]}$$

6.3.17 Максимальное напряжение « τ_{\max} » возникающее при силе « F_1 »;

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot k \cdot F_1 \cdot D}{\pi \cdot d^3} \leq [\tau]_k \quad (6,19)$$

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot 1,39 \cdot 1528,71 \cdot 18}{\pi \cdot 4,3^3} = 1068,85 \text{ МПа}$$

Входит в рамках допустимых 10%.

$$\tau_{\max} = 1068,85 \text{ [МПа]} | [\tau]_k = 950 \text{ [МПа]} | 10\% \text{ от } 950 = 95 \text{ МПа}$$

Пружина выбрана верно.

Вывод по разделу: выполненные расчеты позволили подобрать муфту, а также проверить правильность выбора пружины.

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

7 КОМПОНОВКА И РАСЧЕТ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА

Компоновку обычно проводят в два этапа. Первый этап служит для определения расположения деталей механизма, расстояния между ними, ориентировочных диаметров ступеней вала. Второй этап компоновки имеет целью конструктивно оформить рабочий орган, вал, подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и других деталей.

7.1 Расчет вала исполнительного механизма

7.1.1 Расчет диаметров участков вала исполнительного механизма

Диаметр выходного вала редуктора Ц2У-200 равна 70 мм таким же примем значение концевой части вала исполнительного механизма.

Согласно (таблице 2.1) учебного пособия Ю. М. Землянского "Конструкция и расчет исполнительного механизма привода" размер $t = 3,3$ мм.

Диаметр d_n шейки вала для установки подшипника качения определяется по зависимости:

$$d_n \geq d + 2t \quad (7,1)$$

$$d_n \geq 70 + 2 \cdot 3,3 = 76,6 \text{ мм}$$

Примем $d_n = 80$ мм.

где t -высота бурта.

Диаметр $d_{бп}$ упорного бурта подшипника (нерабочей ступени) рассчитывается по зависимости:

$$d_{бп} = d_{п} + 3r \quad (7,2)$$

где r - величина радиуса фаски кольца подшипника, установленного на диаметре $d_{п}$:

$$d_{бп} = 80 + 3 \cdot 3,5 = 90,5 \text{ мм} = 90 \text{ мм}$$

Диаметр $d_{ст}$ рабочей ступени рассчитывается по зависимости:

$$d_{ст} = d_{бп} + 3f \quad (7,3)$$

$$d_{ст} = 90 + 3 \cdot 2,0 = 96,5 \text{ мм} = 63 \text{ мм}$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

75

7.1.2 Расчет длин участков вала исполнительного механизма

Расстояние $l_{ст}$ - длина рабочей ступени:

$$l_{ст} = 1,15 \cdot d_{ст} = 1,15 \cdot 96,5 = 110,975 \cong 115 \text{ мм}$$

Теоретически были приняты расстояния муфта - корпус и корпус подшипника - рабочий орган следующие:

$$l_{мк} = 10 \text{ мм}$$

$$l_{кр} = 35 \text{ мм}$$

После произведенных расчетов и компоновки практически были получены следующие значения:

$$l_{мк(муфта-корпус)} = 5 \dots 10 \text{ мм}; l_{мк} = 8 \text{ мм}$$

$$l_{кр(корп.подшип-раб.орг.)} = 20 \dots 55 \text{ мм}; l_{кр} = 50 \text{ мм}$$

Длина концевой участка вала $l = l_{ред. вых.} = 140 \text{ мм}$.

Схема размеров исполнительного механизма показана на рисунке.

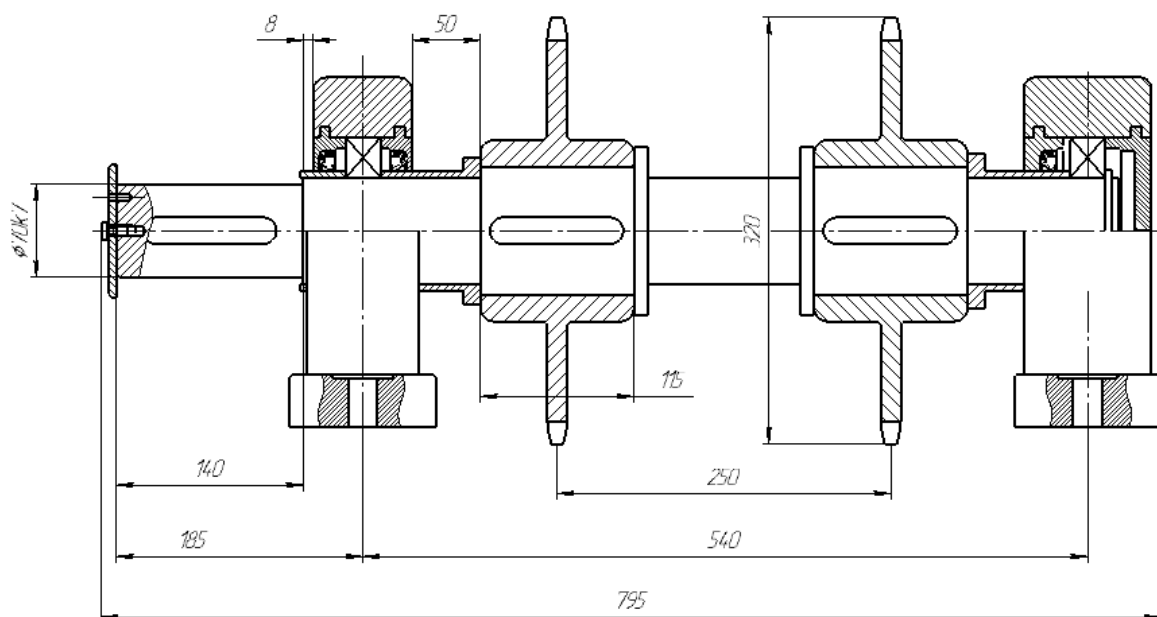


Рисунок 8 – Схема размеров исполнительного механизма.

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

76

7.1.3 Расчетная схема и проверочный расчет вала исполнительного механизма

Помимо типовых нагрузок для вала, на вал действует дополнительная сила F_M — дополнительная сила, нагружаемая муфтой вследствие неизбежной несоосности валов, которая определяется по формуле:

$$F_M = 250\sqrt{T} \quad (7,4)$$

$$F_M = 250 \times \sqrt{983,23} = 7839 \text{ Н}$$

Окружное усилия задается комплексным техническим заданием (ТЗ).

$$F_T = 6500 \text{ Н}$$

7.1.3.1 Нахождение реакций в опорах (подшипниках)

Найдем реакцию в опоре В, составив сумму моментов относительно точки А:

$$\Sigma M_A F = 0$$

$$R_B = 5171 \text{ Н}$$

Найдем реакцию в опоре А, составив сумму моментов относительно точки В:

$$\Sigma M_B F = 0$$

$$R_A = 6510,32 \text{ Н}$$

Сумма всех проекций сил на ось, в которой они действуют (Y) равна нулю, значит найденные реакции верны.

$$7839 - 6510,32 - 3250 - 3250 + 5171 \cong 0$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

77

Конструкция и расчетная схема вала, эпюры изгибающих ЭМ_{yz} и крутящего ЭТ моментов представлена на рисунке 9.

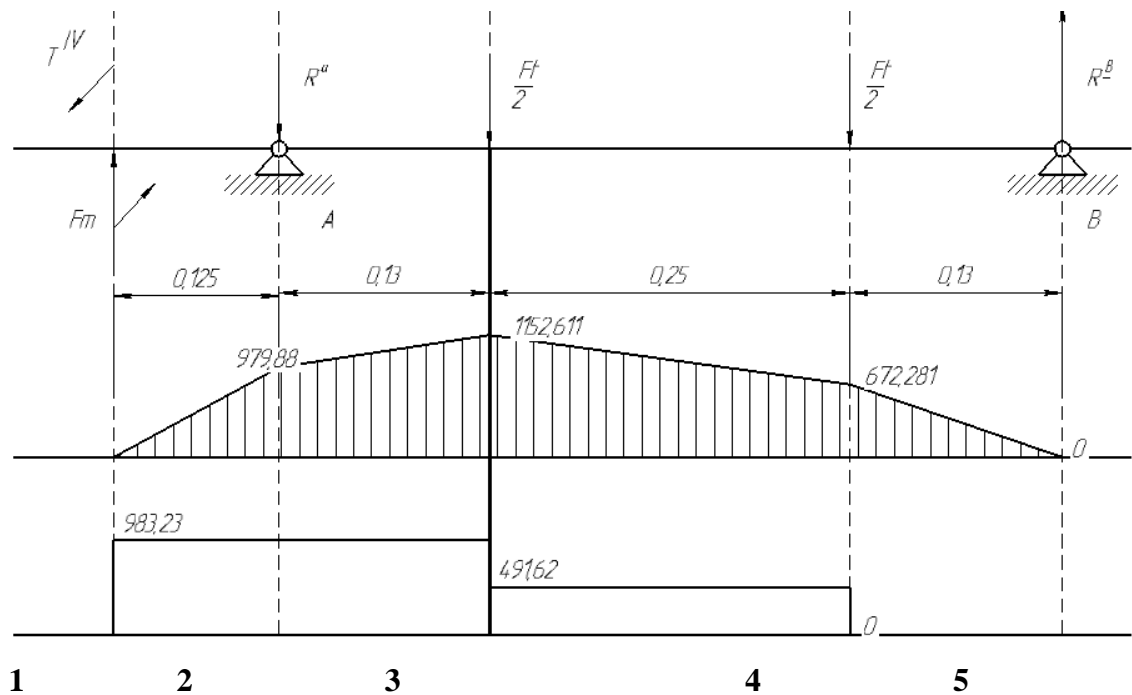


Рисунок 9 – конструкция и расчетная схема вала, эпюры изгибающих (ЭМ) и крутящего (ЭТ) моментов.

Опасное сечение вала - номер 3.

Значения параметров в опасном сечении:

$$M = 1152,611 \text{ Нм}$$

$$T = 983,23 \text{ Нм}$$

$$d_{ст} = 0,096 \text{ м}$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

78

7.1.3.2 Выполнение проверки на расчет сопротивления усталости материала

Если выполняется условие:

$$\sigma_{\text{экв}} < \varepsilon \times \sigma_{-1} / (K\sigma \times [s]) \quad (7,5)$$

то расчет на сопротивление усталости не проводится.

где ε - масштабный коэффициент, для углеродистой стали с диаметром вала $d = 96$ мм. , $\varepsilon = 0,74$.

σ_{-1} - предел выносливости материала при изгибе с симметричным циклом изменения напряжений, для стали 40Х $\sigma_{-1} = 410$ МПа.

$K\sigma$ - эффективный коэффициент концентрации напряжений в опасном сечении $K\sigma = 1,70$.

$[s]$ –коэффициент запаса усталости, $[s] = 2$.

$$16,24 < 88,43$$

Условие выполняется, следовательно, расчёт на сопротивление усталости не производится.

					23.03.02.2019.018.00 ПЗ	Лист
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат		79

7.1.3.3 Расчет на ограничение пластических деформаций

При пуске валы могут испытывать кратковременные перегрузки (пиковые нагрузки). Число таких нагружений обычно невелико. По пиковым нагрузкам вал проверяют на ограничение малых пластических деформаций по формуле:

$$S_{\tau} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{\text{ЭКВ}}} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sqrt{(\sigma_{\text{max}}^2 + 3 \tau_{\text{max}}^2)}} \geq [s_{\tau}] \quad (7,6)$$

где s_{τ} - коэффициент запаса прочности относительно предела текучести;
 $[s_{\tau}] = 1,3 \dots 1,8$ - требуемый коэффициент запаса прочности относительно предела текучести; примем $[s_{\tau}] = 1,5$

σ_{τ} - предел текучести, $\sigma_{\tau} = 750$ МПа для стали 40Х;

σ_{max} и τ_{max} - наибольшие нормальные и касательные напряжения, возникающие при пиковых нагрузках, которые рассчитываются по формулам:

$$\sigma_{\text{max}} = M \cdot K_{\Pi} / (0,1 \cdot d^3) \quad (7,7)$$

$$\tau_{\text{max}} = T \cdot K_{\Pi} / (0,2 \cdot d^3) \quad (7,8)$$

где М и Т- изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении;

$K_{\Pi} = 1,4$ при установке в приводе предохранительной муфты.

$$\sigma_{\text{max}} = 1152,611 \cdot \frac{1,4}{0,1 \cdot 0,096^3} = 13,24 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{max}} = 983,23 \cdot \frac{1,4}{0,2 \cdot 0,000177} = 5,6 \text{ МПа}$$

$$ST = 750 / \sqrt{(13,24 + 5,6)} = 3,3$$

$$3,3 \geq 1,8$$

Условие выполняется.

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

80

7.2 Расчет шпонки для концевой части вала (ступицы)

Шпоночное соединение соединяет полумуфту предохранительную компенсирующую с валом исполнительного механизма, а также вал исполнительного механизма с исполнительным механизмом (приводными звездочками).

Расчет шпоночного соединения ведется только для концевой части вала (ступицы). Другие же шпоночные соединения - для звездочек исполнительного механизма - автоматически удовлетворяют расчетам.

Схема расчет представлена на рисунке 10.

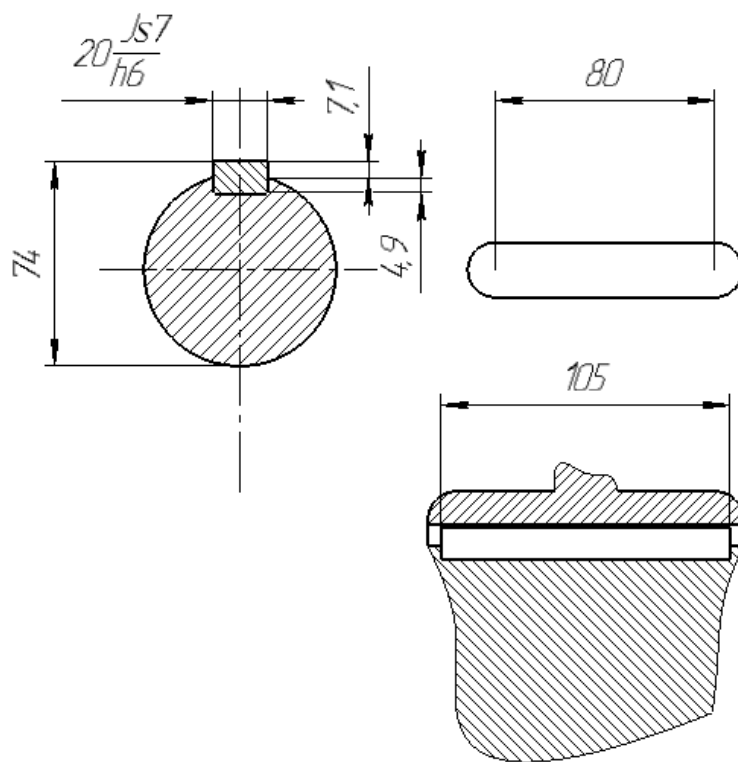


Рисунок 10 - Расчетная схема шпонки на валу исполнительного механизма.

Материал шпонок - сталь.

$$[\sigma]_{\text{см}} = 150 \dots 180 \text{ МПа}; [\sigma]_{\text{см}} = 160 \text{ МПа}$$

Стандартно принимается, что часть шпонки над валом (в ступице) равно 0,4 от всей высоты шпонки. $t_2 = 0,4 \times h$, где h - высота шпонки.

На валу допускается от 5 мм (минимально) отступ перед шпоночным пазом - исходя из этого определим максимально допустимое значение длины шпонки.

$$l_{\text{шпонки}} = l_{\text{ст}} - 10 \text{ мм}$$

$$l_{\text{шпонки}} = 115 - 10 = 105 \text{ мм}$$

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

81

При этом $l_{\text{шпонки}} \geq 1,5 d_{\text{конц. часть вала}}$

$$l_{\text{шпонки}} \geq 105 \text{ мм}$$

Согласно ряду чисел $105 \text{ мм} \cong 100 \text{ мм}$

Согласно ГОСТ 23360-78 "Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки" выберем шпонку по длине.

$$b = 20 \text{ мм}$$

$$h = 12 \text{ мм}$$

$$t_2 = 4,9 \text{ мм}$$

$$t_1 = 7,1 \text{ мм}$$

Посадка шпонки $\frac{H7}{h6}$.

Проверка шпоночного соединения на смятие.

Примечание: если шпонка выбрана по ГОСТ, то при удовлетворительном результате расчета шпоночного соединения на смятие - автоматическое удовлетворяется условие на срез шпоночного соединения (предусмотрено геометрическими соотношениями по ГОСТ).

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A} = \frac{4 \cdot T}{d \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma]_{\text{см}}$$

$$\sigma_{\text{см}} = 133,74 \text{ МПа} \leq 160 \text{ МПа}$$

$$l_p = \frac{2 \cdot T}{d \cdot t_2 \cdot [\sigma]_{\text{см}}} = 35 \text{ мм}$$

Условие выполняется - шпонка выбрана верно.

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

82

7.3 Определение ресурса подшипника

Согласно ТЗ - заданы часы работы привода.

$$t = 16\ 000 \text{ часов}$$

Основными критериями работоспособности подшипников качения являются его динамическая и статическая грузоподъемность.

Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной долговечности L_{pc} требуемой L_h . $L_p \geq L_h$

Срок службы $L_h = 16000$ ч.

Примем подшипник радиальный шариковый сферический двухрядный легкой серии, № 1216.

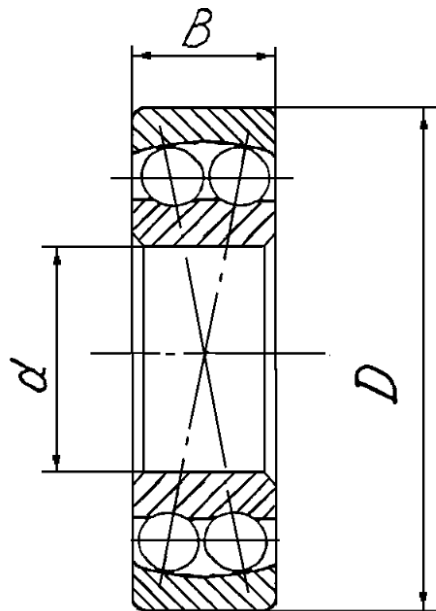


Рисунок11 – Основные размеры подшипника

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

83

Таблица 9 – Основные параметры подшипника №1210

d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	C _{динамическая} , Н	C _{статическая} , Н
80	140	26	3,0	31400	24000

Определим долговечность подшипника по формуле:

$$L_p = (10^6 / 60 \cdot n) \cdot (C/P)^k$$

где P – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

n – частота вращения вала, $n = 25,259 \text{ мин}^{-1}$;

k – показатель степени, $k = 3$ для шариковых подшипников.

Эквивалентная динамическая нагрузка находится с помощью выражения:

$$P = V \cdot F_t \cdot K_T \cdot K_\sigma$$

где V – коэффициент вращения кольца подшипника, $V=1$;

F_t – радиальная (максимальная из расчета) нагрузка на подшипник, $F_t = 6510,32 \text{ Н}$;

K_T – температурный коэффициент, $K_T = 1$;

K_σ – коэффициент безопасности, $K_\sigma = 1,1$.

$$P = 1 \cdot 6510,32 \cdot 1 \cdot 1,1 = 7161,352 \text{ Н}$$

$$L_p = (10^6 / (60 \cdot 25,259)) \cdot (31400 / 7161,352)^3 = 55\,620 \text{ ч}$$

$$L_h = 16000 \text{ ч}$$

$$L_p > L_h$$

Условие выполняется, следовательно примем подшипник №1216.

Вывод по разделу: определили расположение деталей механизма, конструктивно оформили рабочий орган, вал, подшипниковые узлы. Провели проверку на прочность валов и других деталей.

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

23.03.02.2019.018.00 ПЗ

Лист

84

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе выполнено проектирование привода цепного конвейера, которое включило выбор электродвигателя, расчет и проектирование цилиндрического двухступенчатого редуктора, расчет открытой ременной передачи, расчет и проектирование комбинированной муфты, проектирование исполнительного механизма.

Выполнен расчет открытой ременной передачи, из которого мы получили следующие параметры: межосевое расстояние 407 мм, диаметр ведущего шкива – 147мм, ведомого – 213 мм.

Для данного привода были спроектированы приводные звездочки на валу исполнительного механизма на которых подавалось усилие 6500Н и линейная скорость 0,4м/с.

Была спроектирована муфта комбинированная, состоящая из зубчатой и фрикционной предохранительной полумуфт. Определено количество пружин, произведен расчет пружин по касательным напряжениям на кручение. Произведен проектный расчет цилиндрического двухступенчатого редуктора, а также проверочный расчет на долговечность.

По результатам проведенных расчетов выполнены следующие чертежи: чертеж вала, зубчатой втулки, сборочный чертеж комбинированной муфты и исполнительного механизма (приводные звездочки), зубчатого колеса, крышки подшипника, сборочный чертеж общего вида привода, сборочный чертеж редуктора, входного и выходного валов редуктора.

Также по результатам проведенных расчет можно сделать вывод о целесообразности данной разработки. Повышение надежности и долговечности имеет большое влияния на экономическое преимущество разработки и эксплуатации данной разработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.

- 1 Землянский, Ю.М. Конструкция и расчет исполнительного механизма привода: учебное пособие / Ю.М. Землянский. – Издательский центр ЮУрГУ, 2014.-61 с.
- 2 Анурьев, В.И. Справочник конструктора- машиностроителя: В 3т. Т.3- 8-е изд., перераб.и доп. Под ред. И.Н. Жестяковой. –М.: Машиностроение. 2001.- 864 с.
- 3 Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для технических специальностей вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 5-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 1998. – 447 с.
- 4 <http://stankiexpert.ru/tehnologicheskaya-osnastka/prisposobleniya/cepnoj-konvejer.html>
- 5 https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%A6%D0%B5%D0%BF%D0%BD%D0%BE%D0%B9_%D0%BA%D0%BE%D0%BD%D0%B2%D0%B5%D0%B9%D0%B5%D1%80
- 6 <http://www.amt-k.ru/news/kon-cep-princip.html>
- 7 <http://rusconveyor.ru/chainconveyor>
- 8 <https://mash-xxl.info/info/343444/>
- 9 <http://drobix.ru/konveyery-cepnye/>
- 10 https://www.susu.ru/sites/default/files/book/standart_kursovoe_i_diplomnoe_proektirovanie_04-2008_yuurgu.pdf