

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

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
к.т.н., профессор
_____ В.Н. Бондарь
" _ " _____ 2019 г.

Разработка привода цепного конвейера с окружным усилием
10000 Н для внутрицехового перемещения грузов

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ 23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ ВКР

Руководитель работы
к.т.н., доцент
_____ В.И. Дуюн
" _ " _____ 2019 г.

Автор работы
студент группы П-405
_____ К.А. Васёв
" _ " _____ 2019 г.

Нормоконтролер
к.т.н., доцент
_____ В.И. Дуюн
" _ " _____ 2019 г.

Челябинск 2019

АННОТАЦИЯ

Васёв К.А. Разработка привода цепного конвейера с усилием 10 кН для внутрицехового перемещения груза— Челябинск: ЮУрГУ, ПИ, 2019, 72 с., 14 ил., 11 табл., библиогр. список – 41 наим.

Целью выпускной квалификационной работы является проектирование привода цепного конвейера, необходимого в технологическом процессе для перемещения различных видов внутрицеховых грузов. Задачи, поставленные в выпускной квалификационной работе следующие: обзор литературных источников, анализ существующих конструкций. Кроме того, были сделаны необходимые расчеты отдельных узлов и деталей.

В результате проделанной работы были спроектированы чертежи привода, редуктора, муфты и исполнительного механизма.

					23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		3

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 ОБЗОР И АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ	7
2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА.....	12
2.1 Кинематический и силовой расчеты привода.....	12
2.1.1 Разработка кинематической схемы привода.....	12
2.1.2 Определение мощности на валу исполнительного механизма	13
2.1.3 Определение потребляемой мощности на валу двигателя.....	13
2.1.4 Определение частоты вращения выходного вала	14
2.1.5 Определение ориентировочной частоты вращения двигателя.....	15
2.1.6 Определение общего передаточного отношения привода	17
2.1.7 Разбивка общего передаточного отношения по передачам.....	17
2.1.8 Определение скорости, мощности и моментов на каждом валу.....	17
2.2 Проектный расчёт передачи редуктора	20
2.2.1 Подбор материала червячного колеса и червяка.....	20
2.2.2 Выбор редуктора.....	22
2.2.3 Проектный расчет червячной передачи	22
2.2.4 Определение геометрических размеров передачи.	24
2.2.5 Проверочный расчет червячной передачи на действительные контактные напряжения	29
2.2.6 Допускаемые напряжения при расчете зубьев червячного колеса на выносливость по изгибу	30

					23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		4

2.2.7	Проверочный расчет червячной передачи на выносливость зубьев по изгибу.....	31
2.2.8	Проверка червячной передачи на прочность при действии кратковременных перегрузок	32
2.2.9	Силы в зацеплении червячной передачи.....	34
2.2.10	Тепловой расчет редуктора	35
2.2.11	Проверочный расчет тихоходного вала на статическую прочность.....	36
2.2.12	Расчет червяка на жесткость	39
2.3	Проектирование муфты упруго втулочно-пальцевой (МУВП).....	41
2.4	Проектирование открытой цепной передачи.....	43
2.4.1	Расчет звеньев цепи:.....	46
2.5	Расчет фрикционной предохранительной полумуфты	48
2.5.1	Расчет пружин предохранительной муфты.	50
2.6	Проектирование исполнительного органа	54
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	69
	БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	70

ВВЕДЕНИЕ

В современной промышленности 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.

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

Данная работа является конструкторской работой, при выполнении которой приобретаются навыки расчета и конструирования деталей и узлов машин, изучаются методы, нормы и правила проектирования, обеспечивающие получение надежных, долговечных и экономичных конструкций.

					23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		6

1 ОБЗОР И АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

На производствах и предприятиях разнообразных профилей достаточно частым стало применение цепных конвейеров в технологических линиях и процессах. Такие конвейеры предназначены для перемещения громоздких и объемных грузов, для веществ, которые обладают высоким температурным диапазоном.

Производительность этого типа конвейеров весьма большая по сравнению с аналогами ленточного исполнения. Хотя и обычно они обладают значительными габаритными размерами, цепные конвейеры способны выполнять возлагаемую на них работу на очень высоком техническом уровне. Следовательно, не обращая внимания на их высокую стоимость и проблемное техническое обслуживание, которое им необходимо, конвейеры цепного типа показали себя как стабильно работающее и износостойкое механическое оборудование. Наиболее широкое распространение цепные агрегаты получили в автомобильной и машиностроительной промышленности, где составные детали и запчасти для различных механизмов подаются как раз при помощи конвейеров этого типа.

Принципом работы этих машин является то, что крутящий момент на исполнительные механизмы здесь подается за счет цепей. Таких составных частей цепного конвейера в зависимости от инженерных замыслов может быть одна или две. Конвейеры сконструированы таким образом, что есть возможность производить загрузку, транспортировку, сразу на двух ветках и последующую разгрузку перемещаемого вещества. Цепные агрегаты имеют конструкцию короба, в корпусе которого размещена перегородка. Сконструированы цепные конвейеры из унифицированных узлов для упрощения проведения ремонтов и технических обслуживаний. Конструкция конвейера предусматривает три отсека: проводную, секцию для натяжения и промежуточную секцию. Приводным органом такого перегружателя является цепь, оснащаемая специальными

					23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		7

скребками. Цепь, в зависимости от технических требований и условий работы оборудования, может быть кованой или иметь круглозвенную конструкцию.

В процессе работы этого агрегата, скребковая цепь погружается в слой вещества, заполняющее все рабочее пространство короба. Продукт подбирается нижней ветвью цепей и транспортируется вместе с ними непрерывно.

Далее перемещаемый груз подается в конвейер сквозь загрузочное отверстие, смонтированное в крышку промежуточного отсека, и транспортируется цепью по дну до места окончательной выгрузки.

Окончательная выгрузка вещества выполняется из разгрузочной воронки, которая установлена в приводном отсеке.

Существует несколько видов цепных конвейеров:

1) Пластинчатый конвейер (рисунок 1) – это устройство, которое транспортирует грузы по производству и совершает эти действия беспрерывно. Данное устройство используется при перемещении разнообразных грузов между секторами проводимых рабочих операций, при производстве разных технологических операций и в случае невозможности использования ленточного конвейерного приспособления. Состоит пластинчатый конвейер из следующих конструктивных компонентов: настил, тяговых цепей, приводной станции, металлоконструкции и натяжной станции. Настил, составляется из отдельно взятых пластин, и прикрепляется подобный элемент устройства к тяговым цепям. В структуру приводной станции входят электродвигатель, редуктор и различные муфты. Металлоконструкция, содержит в себе несущие, для удерживания цепей, элементы. Также пластинчатый конвейер может укомплектовываться загрузочными и разгрузочными приборами, контрольными и измерительными инструментами. Функционально-рабочие (маршрутные) перемещения данных конвейеров делятся на горизонтальные, наклонные и горизонтально-наклонные. У наклонных перемещений угол равняется 35-45°. Маршруты, такие как у ленточного конвейера. Изгиб пластинчатого конвейера возможен в горизонтальной поверхности радиусом 3-10 м. Темп передвижения ходовой части

					23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		8

данного конвейера обуславливается его эффективностью и характеристиками транспортируемого груза. Он равен от 0,01 до 1м/с. Как правило, темп ходовой части задают 0,05-0,2 м/с.



Рисунок 1– Пластинчатый конвейер

2) Скребокковые конвейеры (рисунок 2) – конвейеры такого типа используют при перемещении сыпучих материалов в закрытых, пыленепроницаемых помещениях. Тяговым органом в этих конвейерах является цепь или две цепи со скребками. На конвейере можно производить комплектацию различными цепями с учетом характера перемещаемого груза и расчетного тягового усилия.

Цепи используются различной конструкции - это может быть пластинчатая цепь (выдерживает испытания на разрыв до 90 тонн), кованая вильчатая цепь и круглозвенная. В серийном производстве выпускаются для таких конвейеров скребки двух видов: из стали с полимерными накладками и из стали, с дополнительными накладками, для изготовления которых используется износостойкая жаропрочная сталь.

Для полимерных скребков используют чаще всего капралом или фторопласт толщиной от 6 до 10 мм. Это, пожалуй, самые устойчивые материалы, они не подвергаются истиранию и стойки к химически активным веществам.



Рисунок 2 – Горизонтальный конвейер

3) Ковшовый конвейер (рисунок 3) – механизм, предназначенный для непрерывного вертикального подъема различных материалов (порошкообразных, пылевидных, мелкокусковых, сыпучих и т. д.) с использованием вертикально расположенных ковшей; подъем осуществляется на заданную высоту. Ковшовые конвейеры используются чрезвычайно широко. Основные сферы их применения — производственные предприятия, задействованные в строительном секторе, горнодобывающей, угольной, цементной промышленности, металлургии; в эту же категорию попадают пищевые и сахарные комбинаты, зернохранилища, производство огнеупорных и строительных материалов.



Рисунок 3 – Наклонный конвейер

Вывод по разделу один: в данном разделе были рассмотрены и проанализированы основные типы цепных конвейеров.

2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА

Проведя аналитику всего выше изложенного, и изучив подобные устройства, была разработана кинематическая схема привода.

Теперь рассмотрим каждый пункт расчетов подробнее.

2.1 Кинематический и силовой расчеты привода

2.1.1 Разработка кинематической схемы привода

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

Описание схемы: крутящий момент от электродвигателя через муфту передается на ведущий вал червячного редуктора, затем, через ведомый вал редуктора передается на открытую передачу и далее на исполнительный механизм.

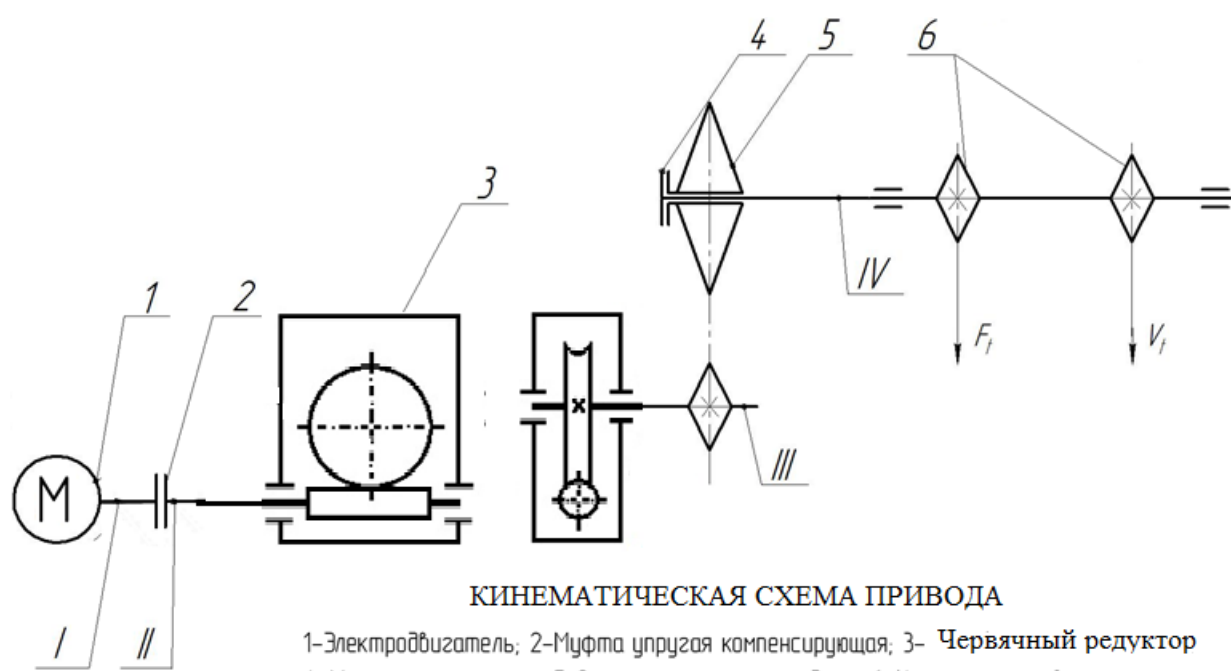


Рисунок 4 – Кинематическая схема привода цепного конвейера

Изм.	Лист	Подпись	Дата
------	------	---------	------

Кинематическая схема привода цепного конвейера (рисунок 4) включает в себя следующие элементы:

- 1) Электродвигатель серии АИР.
- 2) Муфта упругая компенсирующая.
- 3) Червячный редуктор.
- 4) Муфта фрикционная.
- 5) Открытая цепная передача.
- 6) Исполнительный механизм (приводные звёздочки).

2.1.2 Определение мощности на валу исполнительного механизма

Мощность $P_{\text{вых}}$, [Вт], на валу исполнительного механизма (приводные звёздочки) вычисляется по следующей формуле:

$$P_{\text{вых}} = F_t \cdot V_t \quad (1)$$

где F_t - окружное усилие 10000 [Н]; V_t - окружная скорость 0,18 [м/с];

$$P_{\text{вых}} = 1000 \cdot 0,18 = 1800 \text{ [Вт]}$$

2.1.3 Определение потребляемой мощности на валу двигателя

Расчетная мощность определяется по формуле:

$$P_{\text{рас}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}} \quad (2)$$

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

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

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{цп}} \cdot \eta_{\text{чр}} \cdot \eta_{\text{о}} \cdot \eta_{\text{м}} \quad (3)$$

где $\eta_{\text{о}}$ - КПД пары подшипников, $\eta_{\text{о}} = 0.99$;

$\eta_{\text{м}}$ - КПД упруго компенсирующей муфты, $\eta_{\text{м}} = 0.98$;

$\eta_{\text{цп}}$ - КПД открытой цепной передачи, $\eta_{\text{цп}} = 0.96$;

$\eta_{\text{чр}}$ - КПД червячного редуктора, $\eta_{\text{чр}} = 0.9$;

$\eta_{\text{м}}$ - КПД фрикционной муфты, $\eta_{\text{м}} = 0.98$;

Тогда общий КПД будет равен:

$$\eta_{\text{общ}} = 0.98 \cdot 0.96 \cdot 0.9 \cdot 0.99 \cdot 0.98 = 0.82$$

Следовательно, расчетная мощность будет равна:

$$P_{\text{рас}} = \frac{1800}{0.82} = 2190 [\text{Вт}].$$

2.1.4 Определение частоты вращения выходного вала

Частота вращения выходного вала определяется по формуле:

$$n_{\text{вых}} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot V_t}{z \cdot t} \quad (4)$$

где t – шаг зубьев звёздочки 50 [мм],

V_t - окружная скорость 0,18 [м/с],

z – число зубьев звездочки 19.

Подставив значения в формулу выше, получим:

$$n_{\text{вых}} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 0.18}{19 \cdot 50} = 11,3 \text{ [мин}^{-1}\text{]}$$

2.1.5 Определение ориентировочной частоты вращения двигателя

Ориентировочная частота вращения двигателя определяется по формуле:

$$n_{\text{дв ориентир}} = n_{\text{вых}} \cdot (i_1 \cdot i_2) \quad (5)$$

где произведение в скобках - передаточное отношение привода;

i_1 – передаточное отношение червячного редуктора, $i_1 = 20$;

i_2 - передаточное отношение открытой цепной передачи, $i_2=3$.

Подставив значения в формулу для определения ориентировочной частоты вращения двигателя, получим

$$n_{\text{дв ориентир}} = 11,3 \cdot 3 \cdot 20 = 678 \text{ [мин}^{-1}\text{]};$$

Примем, что синхронная частота вращения n_c магнитного поля статора 750[мин⁻¹].

Асинхронная частота n_a определяется по формуле:

$$n_a = n_c \cdot (1 - S) \quad (6)$$

где S – коэффициент скольжения значения, которого варьируется от 0,02 до 0,07.

Примем значение коэффициента равным 0.06 и подставим в формулу:

$$n_a = 750 \cdot (1 - 0.06) = 705 \text{ [мин}^{-1}\text{]}.$$

Электродвигатель (рисунок б) выбран по учебному пособию П. Ф. Дунаева и О. П. Леликова «Конструирование узлов и агрегатов машин». [2]

Перегрузка электродвигателя не должна превышать пять процентов:

$$\Delta P = \left| \frac{P_n - P_{pac}}{P_{pac}} \right| \cdot 100\% = |2.21\%| < 5\% \quad (7)$$

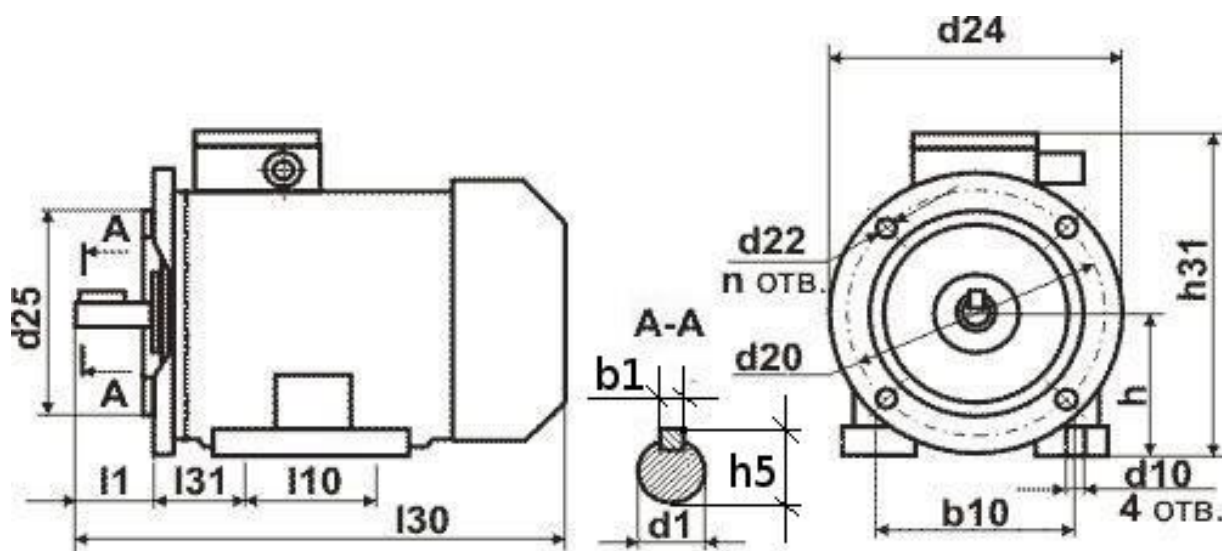


Рисунок 5 – Геометрические параметры электродвигателя АИР 112МА8/750 в исполнении ИМ 2081

Числовые значения приведены в таблице 1

Таблица 1 – Геометрические параметры электродвигателя

Тип двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения вала, мин ⁻¹	d ₁	l ₁	l ₃₀	b ₁	h ₅	d ₂₄	l ₁₀	l ₃₁	d ₁₀	b ₁₀	h	h ₁₀	h ₃₁
112МА8	2,2	750	32	80	475	10	35	300	140	70	12	190	112	12	297

2.1.6 Определение общего передаточного отношения привода

Общее передаточное отношение привода определяется формулой:

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{двиг}}}{n_{\text{вых}}} \quad (8)$$

где $n_{\text{двиг}}$ – частота вращения выбранного электродвигателя, следовательно:

$$i_{\text{общ}} = \frac{705}{11,3} = 62,4$$

2.1.7 Разбивка общего передаточного отношения по передачам

Находим передаточное отношение открытой цепной передачи

$$i_{\text{цп}} = \frac{i_{\text{нр}}}{i_{\text{чр}}} = \frac{62,4}{20} = 3,12 \quad (9)$$

$$i_{\text{общ}} = 62,4; \quad i_{\text{ред}} = 20; \quad i_{\text{цп}} = 3,12.$$

2.1.8 Определение скорости, мощности и моментов на каждом валу

Скорость вращения первого вала:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{\text{двиг}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 705}{30} = 73,8 \text{ [с}^{-1}\text{]} \quad (10)$$

Скорость вращения второго вала:

$$\omega_{II} = \frac{\omega_I}{i_{ред}} = \frac{73,8}{20} = 3,69 \text{ [с}^{-1}\text{]} \quad (11)$$

Скорость вращения третьего вала:

$$\omega_{III} = \frac{\omega_{II}}{i_{III}} = \frac{3,69}{3,12} = 1,18 \text{ [с}^{-1}\text{]} \quad (12)$$

Скорость вращения четвертого вала:

$$\omega_{IV} = \omega_{III} = 1,18 \text{ [с}^{-1}\text{]} \quad (13)$$

Частота вращения первого вала:

$$n_I = n_{двиг} = 705 \text{ [мин}^{-1}\text{]} \quad (14)$$

Частота вращения второго вала:

$$n_{II} = \frac{n_1}{i_{ред}} = \frac{705}{20} = 35,25 \text{ [мин}^{-1}\text{]} \quad (15)$$

Частота вращения третьего вала:

$$n_{III} = \frac{n_2}{i_{III}} = \frac{35,25}{3,12} = 11,3 \text{ [мин}^{-1}\text{]} \quad (16)$$

Частота вращения четвертого вала:

$$n_{IV} = n_{III} = 11,3 \text{ [мин}^{-1}\text{]} \quad (17)$$

Мощность на первом валу:

$$P_I = P_{\text{двигпотр}} = 2190 \text{ [Вт]} \quad (18)$$

Мощность на втором валу:

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_M = 2190 \cdot 0.98 = 2146,2 \text{ [Вт]} \quad (19)$$

Мощность на третьем валу:

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{\text{ред}} = 2146,2 \cdot 0.9 = 1932 \text{ [Вт]} \quad (20)$$

Мощность на четвертом валу:

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_M \cdot \eta_{\text{шп}} \cdot \eta_0 = 1932 \cdot 0.98 \cdot 0.96 \cdot 0.99 = 1800 \text{ [Вт]} \quad (21)$$

Момент на первом валу:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{2190}{73,8} = 29,7 \text{ [Нм]} \quad (22)$$

Момент на втором валу:

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{2146,2}{3,69} = 581,6 \text{ [Нм]} \quad (23)$$

Момент на третьем валу:

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{1932}{1,18} = 1637,3 \text{ [Нм]} \quad (24)$$

Момент на четвертом валу:

$$T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{1800}{1,18} = 1525 [Нм] \quad (25)$$

Результаты расчетов сведем в таблицу 2.

Таблица 2 – Силовые и кинематические параметры привода

<i>№ вала</i>	<i>Угловая скорость ω, c^{-1}</i>	<i>Частота вращения $n, мин^{-1}$</i>	<i>Мощность P, Вт</i>	<i>Вращающий момент T, Н·м</i>
1	73,8	705	2190	29,7
2	3.69	32,25	2146,2	581,6
3	1,18	11,3	1932	1637,3
4	1,18	11,3	1800	1525

2.2 Проектный расчёт передачи редуктора

2.2.1 Подбор материала червячного колеса и червяка

Проверочный расчет червячного редуктора проводим по учебнику Е.П. Устиновского, Ю.А.Щецова, Е.В.Вайчулиса “Проектирование передач с зацеплением с применением ЭВМ”

Червяк выбираем исходя из таблицы в учебнике по материалам качественных углеродистых (ГОСТ 1050-88) и легированных (ГОСТ 4543-71) сталей. Предпочтение следует отдать легированным сталям. Легирование сталей хромом, марганцем и др. элементами повышает износостойкость, улучшает условия приработки передачи.

Таблица 3 – Рекомендуемые материалы червяка

Сталь по ГОСТ 4543-71	Термообработка	Твердость	
		поверхности, НRC	сердцевины, НВ
15X, 20X, 18XГТ	Цементация, нитроцементация, цианирование	56...60	230...240
40X, 30XГС, 40ХН	Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ	45...50	250...280
	Улучшение	–	250...280

Исходя из данных по таблице, целесообразнее всего было выбрать червяк 40X с поверхностной закалкой с нагревом ТВЧ.

Для того чтобы выбрать материал для червячного колеса нужно рассчитать скорость скольжения в контакте по формуле:

$$V_C = \frac{4 \times n_1}{10^4} \times \sqrt[3]{T_2} \quad (26)$$

Где $n_1 = 705$ - частота вращения вала червяка, мин^{-1} .

$T_2 = 1637,3$ - вращающий момент на валу червячного колеса, Нм.

$$V_C = \frac{4 \times 705}{10^4} \times \sqrt[3]{1637,3} = 3,54$$

Если $V_C = 3,54$ то по ГОСТ-493-54 лучше всего будет подходить материал: БрАЖН-10-4-4 со способом отливки в кокиль.

Для этого материала допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 220 \text{ МПа}$.

2.2.2 Выбор редуктора

Редуктор был выбран по номинальному крутящему моменту на выходном валу, по частоте вращения быстроходного вала и передаточному отношению. Подошел редуктор Ч-200 с передаточным отношением 20. Так как оптимальное число зубьев должно быть в пределах от 32...63, то правильнее всего будет выбрать двухзаходный редуктор с количеством зубьев на червячном колесе равным $Z_2=40$.

2.2.3 Проектный расчет червячной передачи

Коэффициент нагрузки K . При проектном расчете рассчитывается по формуле:

$$K=1+\left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 \times (1 - x) \quad (27)$$

Где z_2 это число зубьев червячного колеса.

θ -коэффициент деформации червяка, определяемый в зависимости от Z_1 и q по таблице 4

Таблица 4 – Коэффициент деформации червяка

Коэффициент деформации червяка θ					
z_1	q				
	8	9	10	12,5	14
1	72	89	108	157	190
2	57	71	86	125	152
4	47	58	70	101	123

$$K=1+\left(\frac{40}{86}\right)^3 \times (1 - 0) \approx 1,05 \quad (28)$$

По этой формуле можно проверить предварительное межосевое расстояние:

$$a_w \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \times \sqrt[3]{\left(\frac{5400 \times q}{z_2 \times \sigma_{HP}}\right)^2 \times T_2 \times K} \quad (29)$$

Где $T_2 = 1637,3$ - вращающий момент на валу червячного колеса, Нм.

$q=10$ - коэффициент диаметра червяка

$\sigma_{HP} = 220$ Мпа допускаемые напряжения

$Z_2=40$ число зубьев червячного колеса

$$a_w \geq \left(\frac{40}{10} + 1\right) \times \sqrt[3]{\left(\frac{5400 \times 10}{40 \times 220}\right)^2 \times 1637,3 \times 1,05} = 200$$

Наше межосевое расстояние равное 200 подходит по формуле, которая определяет предварительное межосевое расстояние.

Модуль диаметра червяка можно проверить по формуле:

$$m = \frac{2 \times a}{z_2 + q} \quad (30)$$

$Z_2=40$ число зубьев червячного колеса

$q=10$ - коэффициент диаметра червяка который мы выбрали по ГОСТ 2144-76

$$m = \frac{2 \times 200}{40 + 10} = 8$$

Проверить межосевое расстояние можно по формуле:

$$a_w = 0,5 \times m(z_2 + q) \quad (31)$$

$m=8$ модуль диаметра червяка который мы выбрали по ГОСТ 2144-76

$z_2=40$ число зубьев червячного колеса

$q=10$ - коэффициент диаметра червяка

$$a_w = 0,5 \times 8(40 + 10)=160$$

Коэффициент смещения

$$\chi = \frac{a_w - a}{m} \quad (32)$$

$$\chi = \frac{200 - 200}{8} = 0$$

Смещения нет

Проверка межосевого расстояния выполнена.

2.2.4 Определение геометрических размеров передачи.

Параметры червяка:

Делительный диаметр, мм:

$$d_1 = m \times q \quad (33)$$

$$d_1 = 8 \times 10 = 80$$

Начальный диаметр, мм:

$$d_{w1} = m(q + 2x) \quad (34)$$

$$d_{w1} = 8(10 + 2 \times 0) = 80$$

Диаметр вершин, мм:

$$d_{a1} = d_1 + 2m \quad (35)$$

$$d_{a1} = 80 + 2 \times 8 = 96$$

Диаметр впадин, мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \times m \quad (36)$$

$$d_{f1} = 80 - 2,4 \times 8 = 60,8$$

Делительный угол подъема линии витка:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right) \quad (37)$$

$$\gamma = \arctg\left(\frac{2}{10}\right) = 0,197395 \approx 11^\circ$$

Начальный угол подъема линии витка в передаче со смещением инструмента:

$$\gamma_w = \frac{z_1}{q+2x} \quad (38)$$

$$\gamma_w = \frac{2}{10 + 2 \times 0} = 0,197395 \approx 11^\circ$$

Параметры червячного колеса, мм:

Делительный и совпадающий с ним начальный диаметр:

$$d_2 = m \times z_2 \quad (39)$$

$$d_2 = 8 \times 40 = 320$$

Диаметр вершин:

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x) \quad (40)$$

$$d_{a2} = 320 + 2 \times 8(1 + 0) = 336$$

Диаметр впадин:

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x) \quad (41)$$

$$d_{f2} = 320 - 2 \times 8(1,2 - 0) = 300,8$$

Наибольший диаметр:

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6 \times m}{z_1 + 2} \quad (42)$$

$$d_{am2} \leq 336 + \frac{6 \times 8}{2 + 2}$$

$$d_{am2} = 348$$

Ширина венца:

$$b_2 < 0,75 \times d_{a1} \text{ при } Z_1 = 2 \quad (43)$$

$$b_2 = 72$$

Длина нарезанной части червяка:

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \times z_2) \times m \quad (44)$$

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \times 40) \times 8 = 107,2$$

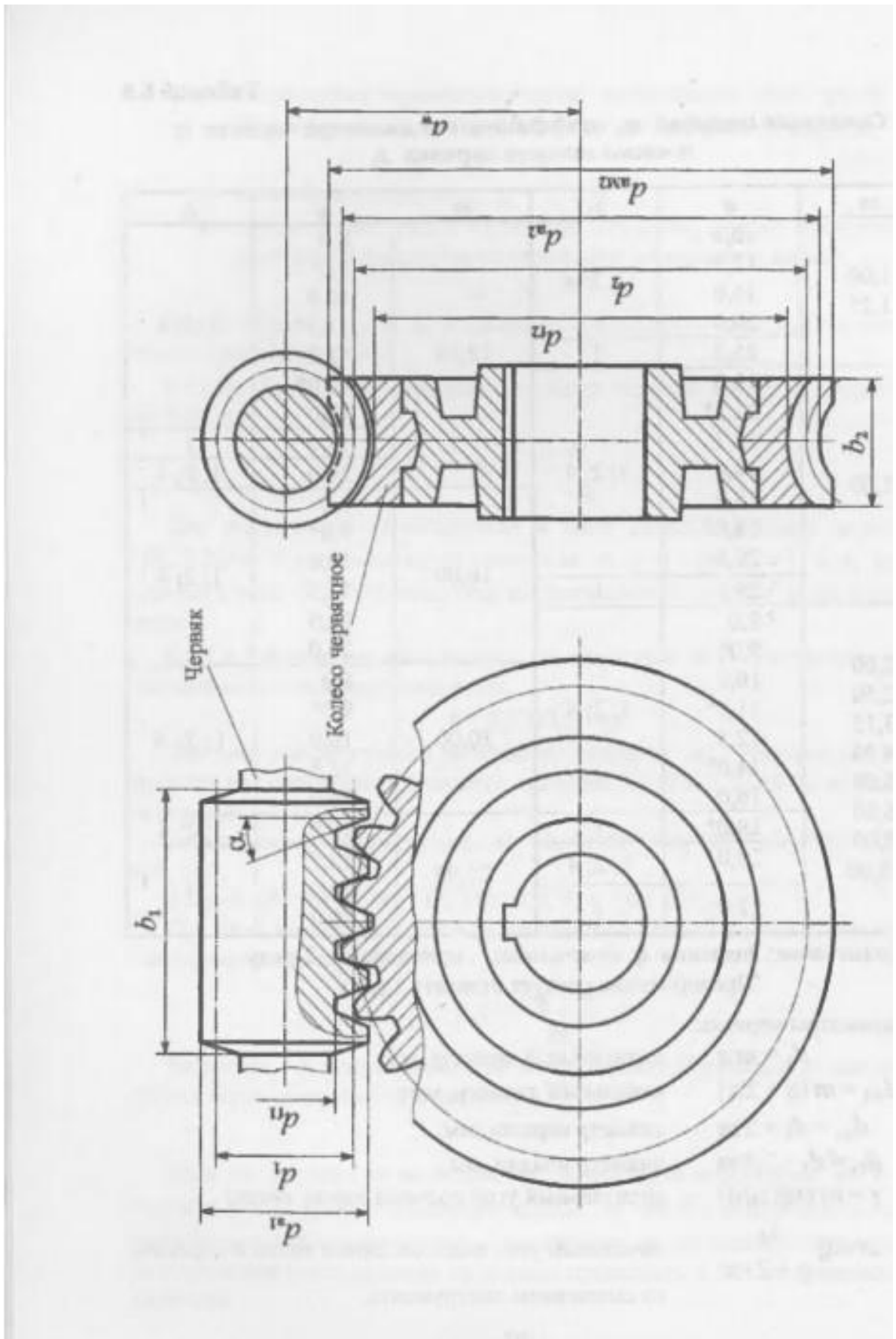


Рисунок 6 – Геометрические параметры червячной передачи

Изм.	Лист	Подпись	Дата
------	------	---------	------

23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ

Лист

28

Проверяем скорость скольжения в зацеплении, м/с,

$$V_c = \frac{\pi \times d_{w1} \times n_1}{60 \times 1000 \times \cos \gamma_w} \quad (45)$$

$$V_c = \frac{3,14 \times 80 \times 705}{60 \times 1000 \times 0,98} = 3,2$$

Скорость соответствует выбранному ранее материалу БрАЖН-10-4-4.
КПД червячной передачи:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho')} \quad (46)$$

ρ' - зависимость угла трения от скорости скольжения, берем из таблицы в [1] и умножаем на 1,3 так как мы используем безоловянную бронзу.

$$\rho' = 1^\circ 50' \times 1,3 \approx 2^\circ \quad (47)$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 11^\circ}{\operatorname{tg}(11^\circ + 1^\circ 50' \times 1,3)} = 0,87$$

2.2.5 Проверочный расчет червячной передачи на действительные контактные напряжения

Действительные контактные напряжения, Мпа

$$\sigma_H = \frac{5400 \times q}{z_2} \times \sqrt[3]{\left(\frac{z_2 + q}{q \times a_w}\right)^3} \times T_2 \times K < \sigma_{HP} \quad (48)$$

$$\sigma_H = \frac{5400 \times 10}{40} \times \sqrt[3]{\left(\frac{40 + 10}{10 \times 200}\right)^3} \times 1637,3 \times 1,05 < 220$$

$$\sigma_H = 216 < 220$$

Условие прочности выполняется.

2.2.6 Допускаемые напряжения при расчете зубьев червячного колеса на выносливость по изгибу

Число циклов нагрузки зубьев червячного колеса за весь срок службы при постоянной частоте вращения вала:

$$N_{\Sigma} = 60 \times n \times t_{\Sigma} \quad (49)$$

$t_{\Sigma}=16000$ – время работы передачи за весь срок службы привода, ч

$$N_{\Sigma} = 60 \times 750 \times 16000 = 720000000$$

Далее рассчитываем эквивалентное число циклов напряжений изгиба на зубьях червячного колеса

$$N_{FE} = \mu_F \times N_{\Sigma} \quad (50)$$

$\mu_F = 0,063$ – коэффициент, характеризующий интенсивность типового режима нагружения при расчете на выносливость зубьев по изгибу. Его можно взять из учебника по таблице 6.4

$$N_{FE} = 0,063 \times 720000000 = 45360000$$

K_{FL} -коэффициент долговечности для бронз

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} \quad (51)$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{45360000}} = 0,65$$

Допускаемые напряжения изгиба зубьев червячного колеса для бронзовых колес, Мпа

$$\sigma_{FP} = 0,16 \times \sigma_B \times K_{FL} \quad (52)$$

σ_B - согласно ГОСТ-493-54 для БрАЖН-10-4-4 = 600 МПа

$$\sigma_{FP} = 0,16 \times 600 \times 0,65 = 62,4$$

2.2.7 Проверочный расчет червячной передачи на выносливость зубьев по изгибу

Y_F – коэффициент формы зуба червячного колеса, зависящий от эквивалентного числа зубьев колеса $Z_V = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$ и определяемый по таблице 5

Таблица 5 – Коэффициент формы зуба червячного колеса

Коэффициент формы зуба червячного колеса Y_F

z_V	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100
Y_F	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30

$$z_V = \frac{40}{\cos^3 11^\circ} = 43 \quad (53)$$

$$Y_F = 1,55$$

Действительные напряжения изгиба зубьев червячного колеса, Мпа

$$\sigma_F = \frac{1400 \times T_2 \times K \times Y_F}{d_2 \times b_2 \times m \times \cos \gamma} \leq \sigma_{FP} \quad (54)$$

$$\sigma_F = \frac{1400 \times 1367,3 \times 1,05 \times 1,55}{320 \times 72 \times 8 \times 0,98} \leq 62,4$$

$$17,24 \leq 62,4$$

Червячные передачи имеют большой запас по изгибу зубьев червячного колеса.

2.2.8 Проверка червячной передачи на прочность при действии кратковременных перегрузок

Расчет нужен для проверки предотвращения остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев и предотвращения заедания.

Расчетное напряжение σ_{Hmax} , создаваемое наибольшей нагрузкой из числа подводимых к передаче, даже при однократном ее действии, вычисляют по формуле:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \times \sqrt{\frac{T_{max}}{T_H}} < \sigma_{HPmax} \quad (55)$$

T_{max} в данной формуле будет равняться $1637,2 \times 2$, так как при перегрузках это значение принято считать в два раза больше обычного T .

Допускаемые предельные контактные напряжения σ_{HPmax} вычисляют по формуле (в нашем случае для безоловянных бронз) $\sigma_{HPmax} = 2 \times \sigma_T$

$\sigma_T = 200$ для нашего материала согласно ГОСТ-493-54

$$\sigma_{Hmax} = 216 \times \sqrt{\frac{1637,3 \times 2}{1637,3}} < 400$$

$$\sigma_{Hmax} = 302 < 400$$

Проверка изгибной прочности при действии максимальной нагрузки. Расчет служит для предотвращения остаточной пластической деформации или хрупкого излома зубьев.

Расчетные напряжения σ_{Fmax} , создаваемые наибольшей нагрузкой из числа подводимых к передаче, даже при однократном ее действии, вычисляют по формуле, Мпа,

$$\sigma_{Fmax} = \frac{T_{max}}{T_H} \times \sigma_F \leq \sigma_{FPmax} \quad (56)$$

$$\sigma_{F_{\max}} = \frac{1637,3 \times 2}{1637,3} \times 17,24 \leq \sigma_{FP_{\max}}$$

$$\sigma_{FP_{\max}} = 0,8 \times \sigma_T - \text{для бронз} \quad (57)$$

$$\sigma_{FP_{\max}} = 0,8 \times 200 = 160$$

$$\sigma_{F_{\max}} = 34,48 \leq 160$$

					23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		33

2.2.9 Силы в зацеплении червячной передачи

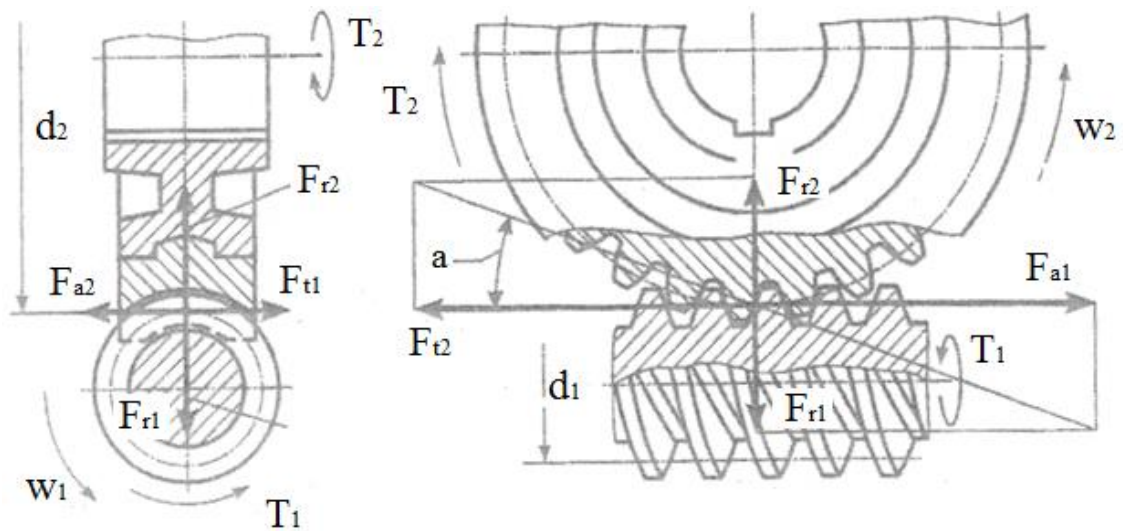


Рисунок 7 – силы в зацеплении червячного колеса и червяка

Окружная сила на червяке F_{t1} , равная осевой силе на червячном колесе F_{a2} , Н,

$$F_{t1} = |F_{a2}| = \frac{2000 \times T_1}{d_1} \quad (58)$$

$$F_{t1} = |F_{a2}| = \frac{2000 \cdot 81,9}{80} = 2047,5 \text{ Н}$$

Окружная сила на червячном колесе F_{t2} , равная осевой силе на червяке F_{a1} , Н,

$$F_{t2} = |F_{a1}| = \frac{2000 \times T_2}{d_2} \quad (59)$$

$$F_{t2} = |F_{a1}| = \frac{2000 \times 1637,3}{320} = 10233$$

Радиальная сила, Н,

$$F_{r1} = |F_{r2}| = F_{t2} \times \operatorname{tg} \alpha \quad (60)$$

Где T_1, T_2 – вращающие моменты соответственно на червяке и червячном колесе, Нм;

α – угол профиля червяка в осевом сечении; для архимедова червяка $\alpha = 20^\circ$;

d_1, d_2 – делительные диаметры червяка и червячного колеса, мм.

$$F_{r1} = |F_{r2}| = 10233 \times 0,36 = 3684$$

Определим консольную нагрузку на вал:

$$F_m = 250 \cdot \sqrt{T} = 250 \cdot \sqrt{1637,3} = 10116 \text{ Н} \quad (61)$$

2.2.10 Тепловой расчет редуктора

В качестве теплового расчета вычисляют температуру масла в редукторе по формуле:

$$t_m = \frac{1000 \times P_1 \times (1 - \eta)}{K_T \times A \times (1 + \psi)} + t_0 \leq [t_M] \quad (62)$$

$P_1 \approx 2,15$ - мощность, (определенная по силовому и кинематическому анализу привода) подводимая к быстроходному валу редуктора, кВт;

$\psi = 0,3$ - коэффициент, учитывающий теплоотвод в фундаментную плиту или раму машины.

A – Площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора

$$A_1 = 20 \times 0,2^2 = 0,8 \quad (63)$$

$$A_2 = 0,1 \times 0,8 = 0,08 \quad (64)$$

$$A = A_1 + A_2 \quad (65)$$

$$A = 0,8 + 0,08 \approx 0,88$$

$K_T = 12 \dots 16$ - коэффициент теплопередачи

t_0 – температура окружающей среды, °С; если редуктор находится в помещении, то температуру принимают равной 20°

$[t_M]$ – для передач работающих в непрерывном режиме, наибольшее значение рабочей температуры масла t не должно превышать 90°С

$$t_m = \frac{1000 \times 2,15 \times (1 - 0,87)}{16 \times 0,88 \times (1 + 0,3)} + 20 \leq 90$$

$$38 \leq 90$$

2.2.11 Проверочный расчет тихоходного вала на статическую прочность

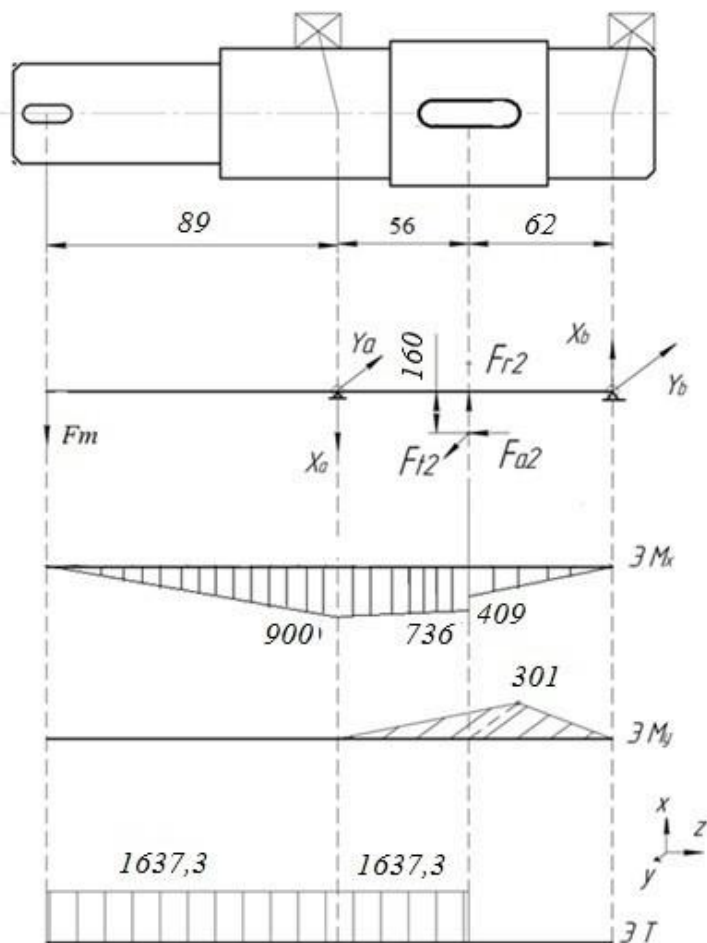


Рисунок 8 – Схема нагруженного вала

Изм.	Лист	Подпись	Дата
------	------	---------	------

Определим реакции в подшипниках:

В плоскости Oхz:

$$\Sigma M_a = F_{r2} \cdot 0,056 - F_{a2} \cdot 0,16 + F_m \cdot 0,089 + X_B \cdot 0,118 = 0 \quad (66)$$

$$X_B = \frac{-206,3+327,6-900,3}{0,118} = -6601 \text{ Н} \quad (67)$$

$$\Sigma M_B = -F_{r2} \cdot 0,062 - F_{a2} \cdot 0,16 + F_m \cdot 0,207 + X_A \cdot 0,118 = 0 \quad (68)$$

$$X_A = \frac{228,4+327,6-2094}{0,118} = -13033 \text{ Н} \quad (69)$$

В плоскости Oуz:

$$\Sigma M_a = -F_{t2} \cdot 0,056 + Y_B \cdot 0,118 = 0 \quad (70)$$

$$Y_B = \frac{573}{0,118} = 4856 \text{ Н} \quad (71)$$

$$\Sigma M_B = F_{ta2} \cdot 0,062 - Y_A \cdot 0,118 = 0 \quad (72)$$

$$Y_A = \frac{634,5}{0,118} = 5377 \text{ Н} \quad (73)$$

Рассмотрим сечение, где изгибающий момент достигает максимального значения

$$M_{\text{ЭКВ1}}^{\text{max}} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2 + T^2} \quad (74)$$

$$M_{\text{ЭКВ2}}^{\text{max}} = \sqrt{736^2 + 301^2 + 1637,3^2} = 1820,2 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

$$M_{\text{ЭКВ2}}^{\text{max}} = \sqrt{M_X^2 + T^2} \quad (75)$$

$$M_{\text{ЭКВ2}}^{\text{max}} = \sqrt{900^2 + 1637,3^2} = 1868,4 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Эквивалентное напряжения находим по формуле:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{M_{\text{ЭКВ2}}^{\text{max}}}{W_x} = \frac{M_{\text{ЭКВ2}}^{\text{max}}}{0,1 \cdot d^3} \quad (76)$$

где d – диаметр тихоходного вала в опасном сечении.

$$\sigma_{\text{ЭКВ1}} = \frac{1820,2 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 75^3} = 21,6 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ2}} = \frac{1868,4 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 70^3} = 54,5 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \max(\sigma_{\text{ЭКВ1}}; \sigma_{\text{ЭКВ2}}) = 54,5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma]$, МПа:

$$[\sigma] = \frac{[\sigma_u]}{k_p} \quad (77)$$

где $k_p = 2$ – коэффициент режима работы;

$[\sigma_u]$ – допускаемое напряжение изгиба, МПа.

$$[\sigma_u] = \frac{\sigma_T}{[n]} \quad (78)$$

где σ_T – предел текучести материала сталь 45, МПа;

$[n] = 2$ – коэффициент запаса.

$$[\sigma_{и}] = \frac{320}{2} = 160 \text{ МПа};$$

54,5 МПа ≤ 160 МПа – условие выполняется.

2.2.12 Расчет червяка на жесткость

Расчет является проверочным и проводится после выполнения компоновки редуктора и определения расстояния между опорами валов.

Правильность зацепления червячной пары может быть обеспечена лишь при достаточной жесткости червяка. Жесткость червяка оценивается по стреле прогиба. При симметричном расположении опор стрела прогиба, мм, определяется по формуле

$$f = \frac{l_0^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48 \times E \times I_{пр}} \leq [f] \quad (79)$$

Где $l_0 = 328$ – расстояние между опорами червяка, мм;

E – модуль продольной упругости материала червяка; для стального червяка $E = 2,1 \times 10^5$ Мпа;

$I_{пр}$ – приведенный момент инерции сечения червяка,

$$I_{пр} = 0,05 \times d_{f1}^4 \times \left(0,375 + 0,625 \times \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right) \quad (80)$$

$$I_{пр} = 0,05 \times 60,8^4 \times \left(0,375 + 0,625 \times \frac{96}{60,8} \right) = 930488,6 \text{ мм}^4$$

$[f] = 0,01 \times m$ – допускаемый прогиб червяка, мм.

$$[f] = 0,01 \times 8 = 0,08$$

$$f = \frac{328^3 \cdot \sqrt{2047,5^2 + 3684^2}}{48 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 930488,6} = 0,016$$

$$0,016 \leq 0,08$$

Условие выполняется.

					23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		40

2.3 Проектирование муфты упруго втулочно-пальцевой (МУВП).

Таблица 6 – Исходные данные

Исходные данные:		
Частота вращения электродвигателя (мин ⁻¹)	n ₁	705
Крутящий момент электродвигателя (Н·м)	T ₁	32,39
Диаметр вала электродвигателя (мм)	d	32

По ГОСТ 21424-93 выбираем муфту МУВП1-32 МН 2096-64.

Таблица 7 – Параметры и размеры муфты

Название	d	D	L	l	Момент (Нм)	n _{max} (мин ⁻¹)	Масса (кг)
	мм						
МУВП1-32	32	140	121	58	250	3780	5,91

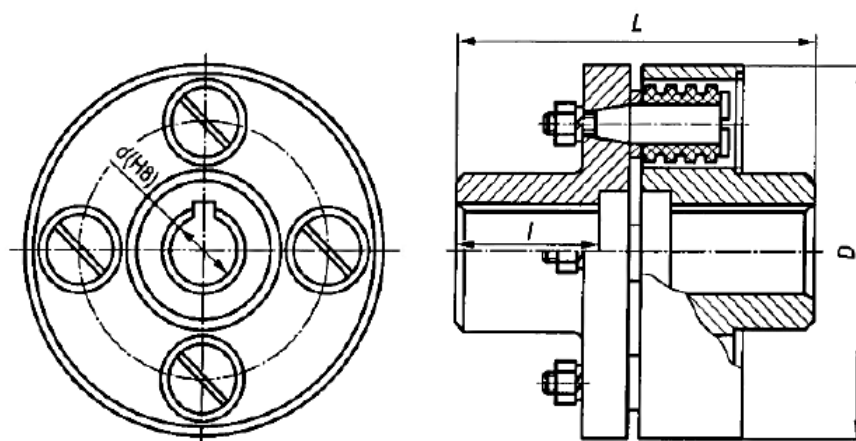


Рисунок 9 – Эскиз муфты

Расчет элементов муфты на прочность проводят в качестве проверочных: палец проверяют на изгиб как консольную балку с приложенной к ней в середине втулки окружной силой, втулку проверяют на давление в зоне контакта втулки с пальцем.

Напряжения изгиба пальца:

$$\sigma = M_i / W_x \leq [\sigma] \quad (81)$$

Изм.	Лист	Подпись	Дата
------	------	---------	------

Где M_i - наибольший изгибающий момент, Нм;

W_x - момент сопротивления изгибу;

$[\sigma]$ - допускаемые напряжения изгиба пальца, МПа.

Изгибает палец окружная сила F :

$$F=2000 \cdot T_1 / (D_1 \cdot z) \quad (82)$$

Где $D_1=105$ мм - диаметр расположения пальцев; $z=6$ - число пальцев.

$$F=2000 \cdot 32,39 \text{ Нм} / (105 \text{ мм} \cdot 6) = 102,83 \text{ Н}$$

Тогда момент изгибающий палец будет равен:

$$M_i = F \cdot (L_{вт} / 2 + h) \quad (83)$$

Где $L_{вт}=28$ мм - длина втулки; $h=5$ мм - длина заплечика.

$$M_i = 102,83 \text{ Н} \cdot (28 \text{ мм} / 2 + 5 \text{ мм}) = 1953,77 \text{ Нмм}$$

Момент сопротивления изгибу втулки:

$$W_x = \pi \cdot (d_{п})^3 / 32 \quad (84)$$

Где $d_{п}=14$ мм - диаметр пальца.

$$W_x = 3,14 \cdot (14 \text{ мм})^3 / 32 = 269,39 \text{ мм}^3$$

Допускаемое напряжение изгиба пальцев для стали 45 $[\sigma]=100$ МПа.

$$\sigma = 1953,77 \text{ Нмм} / 269,39 \text{ мм}^3 = 7,25 \text{ МПа} \leq 100 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполняется.

Давление в зоне контакта втулки с пальцем вычисляем по формуле:

$$p = F / (L_{вт} \cdot d_{п}) \leq [p] \quad (85)$$

$[p]=2...4\text{МПа}$ - допускаемые давления для резиновой втулки, примем 2 МПа.

$$p=102,83\text{Н}/(28\text{мм}\cdot 14\text{мм})=0,26\text{МПа}\leq 2\text{МПа}$$

Условие прочности выполняется.

2.4 Проектирование открытой цепной передачи.

Таблица 8 – Исходные данные

Исходные данные:		
Мощность на ведущем звездочке (кВт)	P_3	1,99
Частота вращения на ведущей звездочке (мин^{-1})	n_3	35,25
Крутящий момент на ведущей звездочке (Нм)	T_3	539,53
Передаточное отношение передачи	i	3,1
Диаметр тихоходного вала редуктора (мм)	d	55
Режим нагружения	-	средний
Тип цепи	-	роликовая

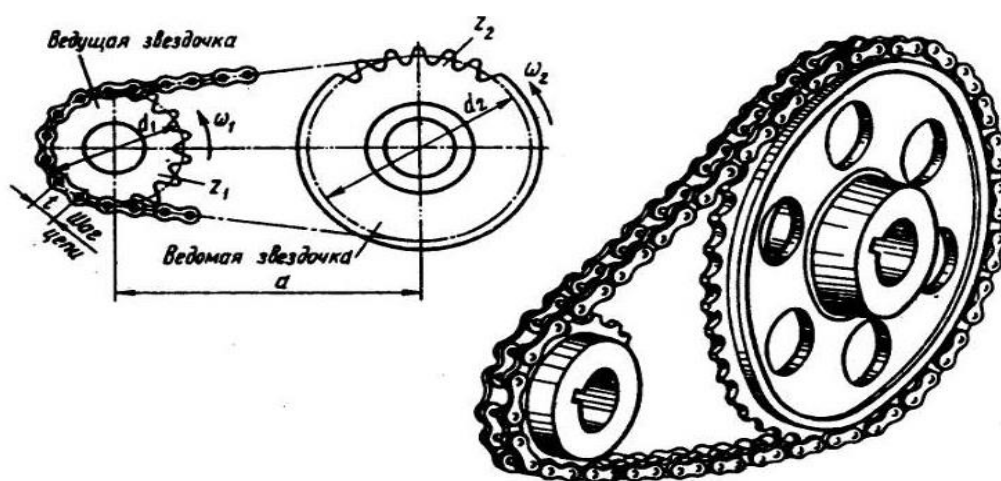


Рисунок 10 – Эскиз цепной передачи

Изм.	Лист	Подпись	Дата
------	------	---------	------

23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ

Лист

43

Определяем число зубьев ведущей звездочки:

$$z_1 = 31 - 2 \cdot i \quad (86)$$

$$z_1 = 31 - 2 \cdot 3,1 = 24,8$$

Полученное значение округляем до целого числа, при это минимальное значение $z_1 = 17$. Для равномерного изнашивания цепи желательно принимать z_1 нечетным.

Принимаем $z_1 = 25$.

Определяем число зубьев ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 \cdot i \quad (87)$$

$$z_2 = 25 \cdot 3,1 = 77,5$$

полученное значение округляем до целого числа, при это максимальное значение $z_2 = 120$.

Принимаем $z_2 = 78$.

Определяем действительное передаточное число:

$$i_d = z_2 / z_1 \quad (88)$$

$$i_d = 78 / 25 = 3,12$$

Отклонение Δi от требуемого не должно превышать допустимого $[\Delta i] \leq | 3\% |$

$$\Delta i = | (i_d - i) \cdot 100\% / i | \quad (89)$$

$$\Delta i = \left| (3,12 - 3,1) \cdot 100\% / 3,1 \right| = 0,65\%$$

Условие выполняется.

Рассчитаем шаг цепи:

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{((1000 \cdot T_3 \cdot K_э) / (z_1 \cdot [\dot{p}] \cdot m))} \quad (90)$$

Где $K_э$ - коэффициент учитывающий конкретные условия монтажа и эксплуатации;

$[\dot{p}]$ - допускаемое давление в шарнирах, в первом приближении берем 20 МПа;

m - число рядов, принимаем равным 1.

Находим значение коэффициента учитывающего условия монтажа и эксплуатации:

$$K_э = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \quad (91)$$

Где $K_1 = 1$ - коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки;

$K_2 = 1$ - коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния;

$K_3 = 1$ - коэффициент, учитывающий влияние угла наклона к горизонту;

$K_4 = 1,25$ - коэффициент, учитывающий влияние способа регулировки натяжения;

$K_5 = 1,5$ - коэффициент, учитывающий влияние характера смазывания;

$K_6 = 1,25$ - коэффициент, учитывающий влияние угла режима работы передачи;

$$K_э = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1,25 = 2,34$$

Находим расчетный шаг цепи:

					23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		45

$$t=2,8 \cdot \sqrt[3]{((1000 \cdot 539,53 \text{ Нм} \cdot 2,34)/(25 \cdot 20 \text{ МПа} \cdot 1))}=38,13 \text{ мм}$$

Определяем скорость цепи:

$$V=z_1 \cdot t \cdot n_3/60000 \quad (92)$$

$$V=25 \cdot 44,45 \text{ мм} \cdot 35,25 \text{ мин}^{-1}/60000=0,65 \text{ м/с}$$

Проверяем расчетное давление в шарнирах:

$$p=2,8^3 \cdot 1000 \cdot T_3 \cdot K_3/(z_1 \cdot t^3) \leq [p] \quad (93)$$

Где $[p]=25 \text{ МПа}$ - допускаемое давление в шарнирах при скорости цепи $0,65 \text{ м/с}$;

$$p=2,8^3 \cdot 1000 \cdot 539,53 \text{ Нм} \cdot 2,34/(25 \cdot (44,45 \text{ мм})^3)=12,62 \text{ МПа} \leq 25 \text{ МПа}$$

Условие выполняется.

Находим оптимальное межосевое расстояние:

$$a=(30 \dots 50) \cdot t \quad (94)$$

$$a=40 \cdot 44,45 \text{ мм}=1778 \text{ мм}$$

2.4.1 Расчет звеньев цепи:

$$Lt=2 \cdot a/t+0,5(z_1+z_2)+((z_2-z_1)/(2 \cdot \pi))^2 \cdot t/a \quad (95)$$

$$L_t = 2 \cdot 1778 \text{ мм} / 44,45 \text{ мм} + 0,5 \cdot (25 + 78) + ((78 - 25) / (2 \cdot 3,14))^2 \cdot 44,45 \text{ мм} / 1778 \text{ мм} = 133,28$$

Полученное число звеньев округляем до целого значения, получаем 133 звеньев.

Уточняем межосевое расстояние:

$$a = 0,25 \cdot t \cdot (L_t - 0,5(z_2 + z_1) + \sqrt{[(L_t - 0,5(z_2 + z_1))^2 - 8 \cdot ((z_2 - z_1) / (2 \cdot \pi))^2]}) \quad (96)$$

$$a = 0,25 \cdot 44,45 \text{ мм} \cdot (133 - 0,5 \cdot (25 + 78) + \sqrt{[(133 - 0,5 \cdot (78 + 25))^2 - 8 \cdot ((78 - 25) / (2 \cdot 3,14))^2]}) = 1771,66 \text{ мм}$$

Для обеспечения свободного провисания цепи предусмотрим уменьшение межцентрового расстояния на 0,4%, принимаем $a = 1765$ мм.

Находим делительный диаметр ведущей звездочки:

$$d_1 = t / \sin(180^\circ / z_1) \quad (97)$$

$$d_1 = 44,45 \text{ мм} / \sin(180^\circ / 25) = 354,65 \text{ мм}$$

Находим делительный диаметр ведомой звездочки:

$$d_1 = t / \sin(180^\circ / z_1) \quad (98)$$

$$d_2 = 44,45 \text{ мм} / \sin(180^\circ / 78) = 1103,91 \text{ мм}$$

По рассчитанному шагу выбираем роликковую цепь ПР-44,45-172,4.

Силы в зацеплении цепной передачи:

					23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		47

Окружная сила:

$$F_t = 2000 \cdot T_3 / d_1 \quad (99)$$

$$F_t = 2000 \cdot 539,53 \text{ Нм} / 354,65 \text{ мм} = 3043 \text{ Н}$$

2.5 Расчет фрикционной предохранительной полумуфты

Таблица 9 – Исходные данные

Исходные данные:		
Мощность передаваемая полумуфтой (кВт)	4	1,85
Частота вращения полумуфты (мин^{-1})	4	11,37
Крутящий момент на полумуфте (Нм)	4	1555,89
Диаметр вала исполнительного органа (мм)		60

Для расчета муфты зададимся диаметрами фрикционных дисков:

$$D_H = (3 \dots 5) \cdot d$$

$$D_{BH} = (0,5 \dots 0,6) \cdot D_H$$

$$D_H = 4 \cdot 60 \text{ мм} = 240 \text{ мм}; \quad D_{BH} = 0,5 \cdot 240 \text{ мм} = 120 \text{ мм}$$

Находим приведенный радиус фрикционных дисков:

$$R_{\text{пр}} = (D_H^3 - D_{BH}^3) / (3 \cdot (D_H^2 - D_{BH}^2)) \quad (100)$$

$$R_{\text{пр}} = ((240 \text{ мм})^3 - (120 \text{ мм})^3) / (3 \cdot ((240 \text{ мм})^2 - (120 \text{ мм})^2)) = 93 \text{ мм}$$

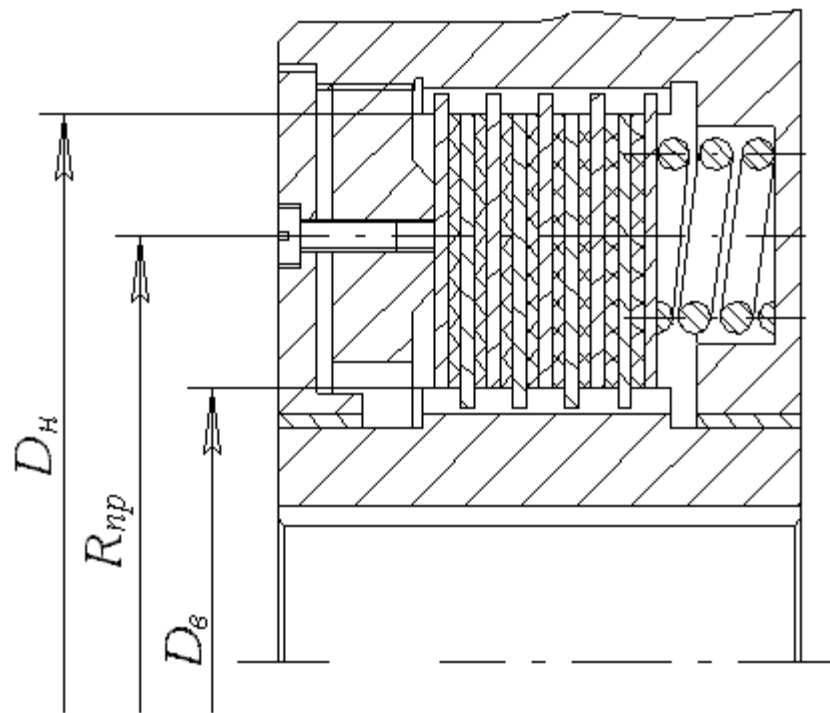


Рисунок 11 – Эскиз фрикционной муфты

Определяем предельный момент срабатывания муфты:

$$T_{пр} = (1,25 \dots 1,5) \cdot T_4 \quad (101)$$

$$T_{пр} = 1,25 \cdot 1555,89 \text{ Нм} = 1945 \text{ Нм}$$

Коэффициент трения и допустимое давления со смазкой $f=0,1$ и $[p]=0,8 \text{ МПа}$; без смазки соответственно $f=0,4$ и $[p]=0,3 \text{ МПа}$. Принимаем без смазки $f=0,4$; $[p]=0,3 \text{ МПа}$.

Рассчитаем средний диаметр кольца трения:

$$D_{ср} = (D_н + D_вн) / 2 \quad (102)$$

$$D_{ср} = (240 \text{ мм} + 120 \text{ мм}) / 2 = 180 \text{ мм}$$

Изм.	Лист	Подпись	Дата
------	------	---------	------

Рассчитаем допустимую осевую силу, от пружин:

$$F_a = 0,25 \cdot \pi \cdot [p] \cdot (D_H^2 - D_{BH}^2) \quad (103)$$

$$F_a = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,3 \text{ МПа} \cdot ((240 \text{ мм})^2 - (120 \text{ мм})^2) = 10179 \text{ Н}$$

Рассчитаем требуемое количество пар трения:

$$z \geq 1000 \cdot T_{\text{пр}} / (f \cdot F_a \cdot R_{\text{пр}}) \quad (104)$$

$$z \geq 1000 \cdot 1945 \text{ Нм} / (0,4 \cdot 10179 \text{ Н} \cdot 93 \text{ мм}) = 5,14$$

Принимаем число пар трения $z=6$.

Уточняем допустимую осевую силу с учетом количества пар трения:

$$F_a = 1000 \cdot T_{\text{пр}} / (z \cdot f \cdot R_{\text{пр}}) \quad (105)$$

$$F_a = 1000 \cdot 1945 \text{ Нм} / (6 \cdot 0,4 \cdot 93 \text{ мм}) = 8714 \text{ Н}$$

2.5.1 Расчет пружин предохранительной муфты.

Определим параметры пружин из условия прочности:

$$\tau = 8 \cdot k \cdot F_2 \cdot D_0 / (\pi \cdot d^3) \leq [\tau] \quad (106)$$

Где τ - расчетное напряжение в поперечном сечении витка;

F_2 - сила, сжимающая пружину;

k - коэффициент, учитывающий влияние кривизны и поперечной силы;

Находим коэффициент кривизны:

$$k=(4 \cdot c+2)/(4 \cdot c-3) \quad (107)$$

Где c - индекс пружины;

$$c=D_0/d \quad (108)$$

Индекс пружины выбираем из ряда 4; 5; 6; 8; 10. Принимаем $c=4$.

$$k=(4 \cdot 4+2)/(4 \cdot 4-3)=1,38$$

Наибольшая рабочая нагрузка:

$$F_2=Fa/(3 \dots 10) \quad (109)$$

Принимаем число пружин равным 10.

$$F_2=8714\text{Н}/10=871,4\text{Н}$$

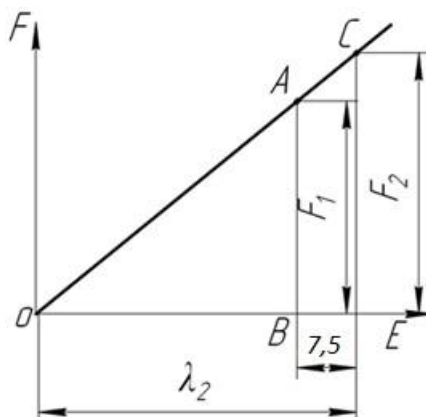


Рисунок 12 – Рисунок диаграмма нагрузки пружины

Изм.	Лист		Подпись	Дата

23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ

Лист

51

Выбор допускаемого напряжения:

Сталь 60С2А; имеет $\sigma_B=1570$ МПа, $[\tau]=0,5 \cdot \sigma_B=785$ МПа.

Из формул (3.9) и (3.11) выражаем диаметр проволоки:

$$d=\sqrt[3]{(8 \cdot k \cdot F_2 \cdot c / [\tau])} \quad (110)$$

$$d=\sqrt[3]{(8 \cdot 1,38 \cdot 871,4 \text{ Н} \cdot 4 / 981,25 \text{ МПа})}=2,5 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр проволоки по ГОСТ 1071-81 равным $d=5$ мм.

Средний диаметр пружины:

$$D_0=c \cdot d=4 \cdot 5 \text{ мм}=20 \text{ мм} \quad (111)$$

Определяем рабочее число витков:

$$z=\lambda_2 \cdot G \cdot d / (8 \cdot F_2 \cdot c^3) \quad (112)$$

Где $\lambda_2=10$ мм...20 мм - рабочий ход пружины, принимаем $\lambda_2=15$ мм;

$G=80000$ МПа - модуль сдвига;

$$z=15 \text{ мм} \cdot 80000 \text{ МПа} \cdot 5 \text{ мм} / (8 \cdot 871,4 \text{ Н} \cdot 4^3)=13,45 \approx 13$$

Полное число витков:

$$z_0=z+(1,5 \dots 2)=13+2=15 \quad (113)$$

Высота пружины при максимальном напряжении:

$$H_3 = z_0 \cdot S = 15 \cdot 0,5 \text{ мм} = 7,5 \text{ мм} \quad (114)$$

Гарантированный зазор:

$$S = 0,1 \cdot d = 0,1 \cdot 5 \text{ мм} = 0,5 \text{ мм} \quad (115)$$

Регулировочный ход:

$$\lambda_p = z \cdot S = 13 \cdot 0,5 \text{ мм} = 7,5 \text{ мм} \quad (116)$$

Максимальный ход пружины:

$$\lambda_3 = \lambda_2 + \lambda_p = 15 \text{ мм} + 7,5 \text{ мм} = 22,5 \text{ мм} \quad (117)$$

Высота пружины без нагрузки:

$$H_0 = H_3 + \lambda_3 = 7,5 \text{ мм} + 22,5 \text{ мм} = 30 \text{ мм} \quad (118)$$

Внешний диаметр пружины

$$D_1 = D_0 + d = 20 \text{ мм} + 5 \text{ мм} = 25 \text{ мм} \quad (119)$$

Шаг пружины:

$$t = d + \lambda_2 / z + S = 5 \text{ мм} + 15 \text{ мм} / 13 + 0,5 \text{ мм} = 6,65 \text{ мм} \quad (120)$$

Силы пружины при максимальной деформации до соприкосновения витков:

$$F_3 = F_2 \cdot \lambda_3 / \lambda_2 \quad (121)$$

$$F_3 = 871,4 \text{ Н} \cdot 22,5 \text{ мм} / 15 \text{ мм} = 1307,1 \text{ Н}$$

Максимальное фактическое напряжение:

$$\tau_{\max} = 8 \cdot k \cdot F_3 \cdot D_0 / (\pi \cdot d^3) \quad (122)$$

$$\tau_{\max} = 8 \cdot 1,38 \cdot 1307,1 \text{ Н} \cdot 20 \text{ мм} / (3,14 \cdot (5 \text{ мм})^3) = 734,93 \text{ МПа}$$

$$\Delta = (\tau_{\max} - [\tau]) \cdot 100\% / \tau_{\max} \quad (123)$$

$$\Delta = (734,93 \text{ МПа} - 785 \text{ МПа}) \cdot 100\% / 734,93 \text{ МПа} = 6,81\%$$

Условие выполняется.

2.6 Проектирование исполнительного органа

Проектный расчет вала

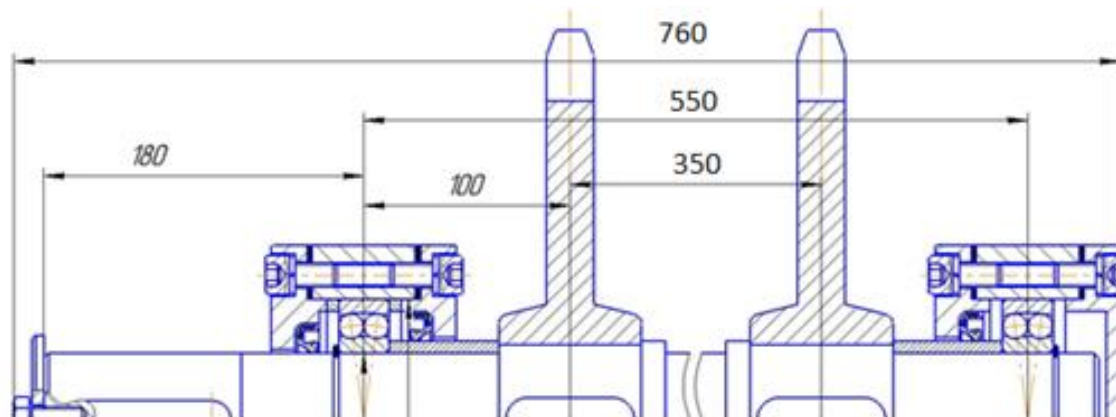


Рисунок 13 – Приводные звездочки

Изм.	Лист		Подпись	Дата

23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ

Лист

54

Диаметр цапф вала в местах установки подшипников рассчитывается из условия прочности на смятие:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{1525 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 40}} = 57,5 \text{ (мм)} \quad (124)$$

где $[\tau_k]=15\dots40$ (МПа) (в формулу подставлено среднее значение).

Полученное значение округлим до стандартного по ГОСТ 6636–69:

$$d = 60 \text{ (мм)}$$

Для осевой фиксации колес и подшипников вал выполняют ступенчатым. Высоту заплечника выбирают в зависимости от диаметра вала по формуле:

$$d_3 = 1,1 \cdot d = 1,1 \cdot 60 = 66 \text{ (мм)} \quad (125)$$

Подбор подшипников качения

Ввиду радиальных нагрузок были выбраны радиальные сферические двухрядные шарикоподшипники ГОСТ 28428-90[12]:

Подшипник 1211 исполнение 1000 – с цилиндрическим отверстием внутри кольца. Серия диаметров 2.

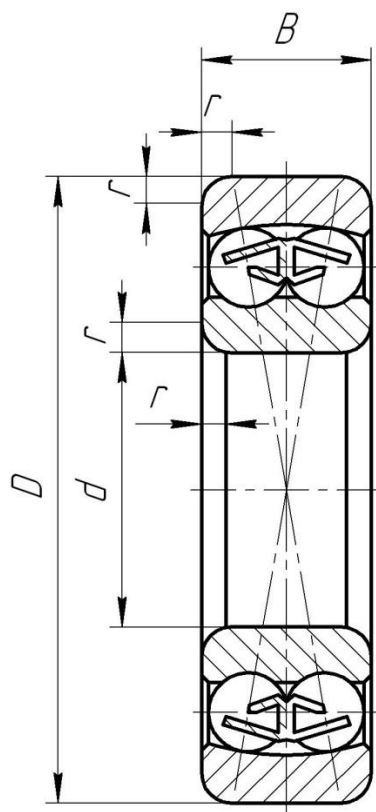


Рисунок 14 – Подшипник радиальный сферический, двухрядный

Таблица 10 – Геометрические характеристики подшипника

Условное обозначение	d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	C _r , кН	n	Масса, кг
1212	60	110	22	2	30	3	0,9

Подбор шпоночных соединений:

Шпонка выбирается из ряда стандартных, по ГОСТ 23360-80[38]

Таблица 11 – Размеры призматических шпонок

Диаметр вала, D	Шпонка			Шпоночный паз		
	b	h	c или r	Вал t ₁	Втулка t ₂	c или r
60	18	11	0.4...0.6	6	5,4	0.25...0.4
66	18	11	0.4...0.6	6	5,4	0.25...0.4

Для фиксации муфты на цилиндрическом конце вала:

Шпонка 18×11×90 ГОСТ 23360-80[38].

Для фиксации звездочек исполнительного органа на валу:

Шпонка 18×11×63 ГОСТ 23360-80[38].

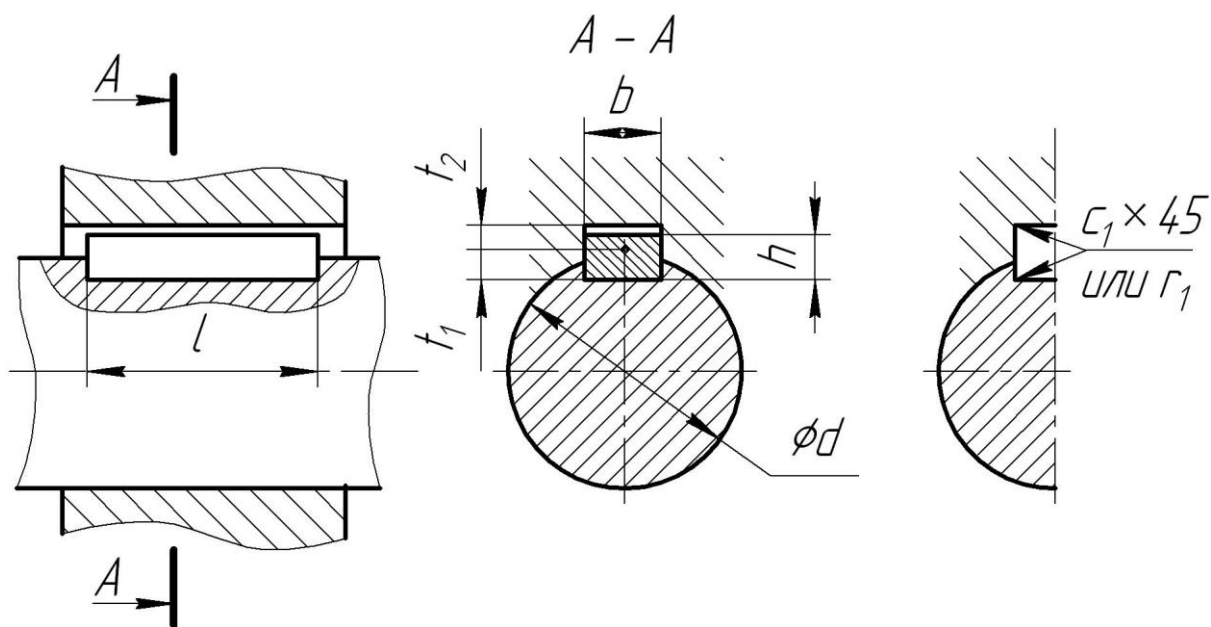


Рисунок 15 – Геометрические параметры шпоночного соединения

Проверочный расчет шпоночных соединений для вала исполнительного органа

Расчет шпоночного соединения на прочность проводится по напряжениям смятия:

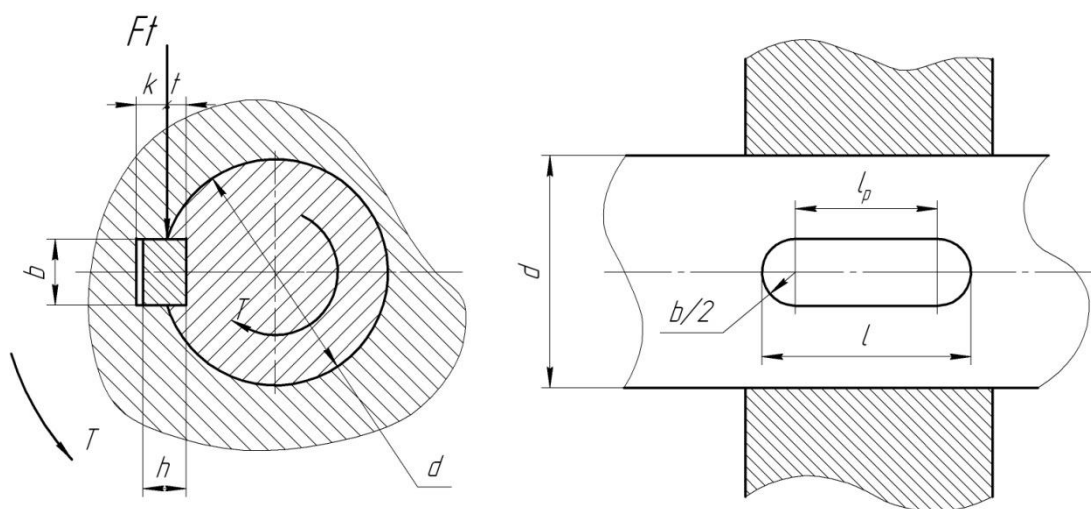


Рисунок 16 – Расчетная схема шпоночного соединения

Изм.	Лист	Подпись	Дата
------	------	---------	------

Условие прочности:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h-t)} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (126)$$

$[\sigma_{\text{см}}] = 150$ (МПа) – допускаемые напряжения на смятие.

Для фиксации муфты на конце вала:

Шпонка 18×11×90 ГОСТ 23360-80[38].

$T=1525$ (Н·м) – момент на валу;

l_p – рабочая длина шпонки:

$$l_p = l - b = 90 - 18 = 72 \text{ (мм)} \quad (127)$$

$b = 18$ (мм) – ширина шпонки;

$d = 60$ (мм) – диаметр посадочной части вала;

$h = 11$ (мм) – высота шпонки;

$t = 5,5$ (мм) – глубина паза на валу.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot 1525}{60 \cdot 72 \cdot (11 - 6)} = 141 \text{ (МПа)}$$

$$141 < 150$$

Условие прочности выполнено, запас прочности обеспечен.

Для фиксации звездочек исполнительного органа на валу:

Шпонка 18×11×63 ГОСТ 23360-80[38].

$T=1525$ (Н·м) – момент на звездочке;

					23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		58

l_p – рабочая длинна шпонки:

$$l_p = l - b = 63 - 18 = 45 \text{ (мм)} \quad (128)$$

$b=18$ (мм) – ширина шпонки;

$d=66$ (мм) – диаметр посадочной части вала;

$h=11$ (мм) – высота шпонки;

$t=6$ (мм) – глубина паза на валу.

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 1525}{66 \cdot 45 \cdot (11 - 6)} = 149 \text{ (МПа)}$$

$$149 < 150$$

Условие прочности выполнено, запас прочности обеспечен.

Проверочный расчет вала исполнительного органа на статическую прочность по эквивалентному моменту:

Определим силы, действующие на звездочки исполнительного органа:

$$F_q = \frac{F_t}{2} = \frac{10000}{2} = 5000 \text{ (Н)} \quad (129)$$

Сила, действующая на вал исполнительного органа от открытой передачи:

$$F_b = 8711 \text{ (Н)}$$

Для определения реакции в опорах, составим уравнения равновесия:

Сумма моментов всех сил, относительно первой опоры («А»):

$$\sum M_A = -F_b \cdot 0,106 - F_q \cdot 0,1 - F_q \cdot 0,4 + R_B \cdot 0,5 = 0 \quad (130)$$

$$R_B = 6846 \text{ (H)}$$

Сумма моментов всех сил, относительно второй опоры («В»):

$$\sum M_B = -F_b \cdot 0,606 + F_q \cdot 0,4 - R_A \cdot 0,5 + F_q \cdot 0,1 = 0 \quad (131)$$

$$R_A = -5557 \text{ (H)}$$

Для проверки составим сумму проекций сил:

$$\sum F = R_A + F_q + F_q - R_B - F_b = -5557 - 5000 - 5000 + 6846 + 8711 = 0 \quad (132)$$

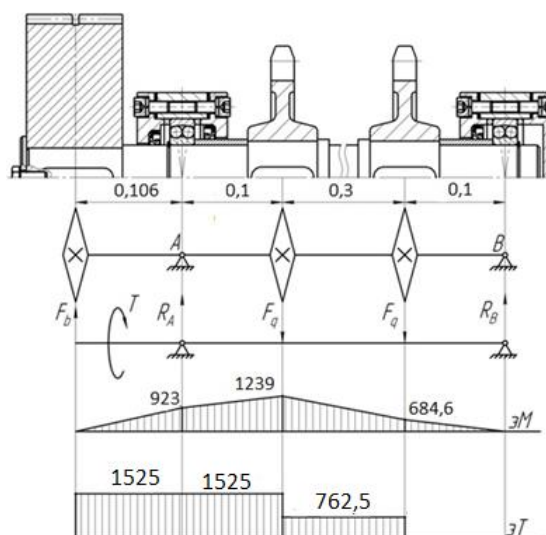


Рисунок 17 – Расчетная схема вала исполнительного органа

Изм.	Лист	Подпись	Дата
------	------	---------	------

Изгибающий момент:

$$M_H = \sqrt{M} = \sqrt{1239^2} = 1239 \text{ (Н} \cdot \text{м)} \quad (133)$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_H^2 + \tau_K^2} \leq [\sigma]; \quad (134)$$

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{M_H \cdot 10^3}{W} = \frac{M_H \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot h \cdot (2d-h)^2}{16 \cdot d}} = \\ &= \frac{1239 \cdot 10^3}{\frac{3,14 \cdot 66^3}{32} - \frac{18 \cdot 11 \cdot (2 \cdot 66 - 11)^2}{16 \cdot 66}} = 48,6 \text{ (МПа)}. \end{aligned} \quad (135)$$

$$\begin{aligned} \tau_K &= \frac{T \cdot 10^3}{W_p} = \frac{T \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot h \cdot (2d-h)^2}{16 \cdot d}} = \\ &= \frac{1525 \cdot 10^3}{\frac{3,14 \cdot 66^3}{16} - \frac{18 \cdot 11 \cdot (2 \cdot 66 - 11)^2}{16 \cdot 66}} = 28,4 \text{ (МПа)}. \end{aligned} \quad (136)$$

где W – осевой момент сопротивления (сечения вала с учетом шпонки),

W_p – полярный момент сопротивления (сечения вала с учетом шпонки),

Из формул, показанных выше следует:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{M_{\text{ЭКВ}} \cdot 10^3}{W} \leq [\sigma], \quad (137)$$

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{M^2 + T^2} = \sqrt{1239^2 + 1525^2} = 1964 \text{ (Н} \cdot \text{м)}, \quad (138)$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{M_{\text{ЭКВ}} \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot h \cdot (2d-h)^2}{16 \cdot d}} = \frac{1964 \cdot 10^3}{\frac{3,14 \cdot 66^3}{32} - \frac{18 \cdot 11 \cdot (2 \cdot 66 - 11)^2}{16 \cdot 66}} = 77 \text{ (МПа)}. \quad (139)$$

$$[\sigma] = \frac{[\sigma_{и}]}{K_p}; \quad (140)$$

$$[\sigma_{и}] = \frac{\sigma_T}{[n]}; \quad (141)$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{K_p \cdot [n]} = \frac{280}{1.5 \cdot 2} = 94 \text{ (МПа)}; \quad (142)$$

$$77 < 94$$

где $K_p=1.5$ – коэффициент перегрузки машины.

Фактический коэффициент запаса прочности:

$$n_1 = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\text{ЭКВ1}}} = \frac{94}{77} \approx 1,22. \quad (143)$$

Условие прочности выполнено, запас прочности обеспечен.

Проверочный расчет вала исполнительного органа на выносливость:

Определим запас прочности из условия прочности:

$$\frac{1}{n^2} = \frac{1}{n_{\sigma}^2} + \frac{1}{n_{\tau}^2}, \quad (144)$$

где n_{σ} – запас прочности по нормальным напряжениям,

n_{τ} - запас прочности по касательным напряжениям.

Из данного условия прочности, выразим запас прочности n в чистом виде:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n], \quad (145)$$

где $[n]=2\dots3$ – допустимый запас прочности, предшествующий разрушению.

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta \cdot \varepsilon} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (146)$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\beta \cdot \varepsilon} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}, \quad (147)$$

где $K_{\sigma} = 1.6$; $K_{\tau} = 1.4$ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений (коэффициенты берутся с учетом напряжения шпоночного паза в сечении),

$\beta = 2$ - коэффициент упрочнения материала,

$\varepsilon = 0.85$ – масштабный фактор, зависящий от размера (с учетом работы вала в данном сечении),

$\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$ - коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла нагружения,

$$\psi_{\sigma} = 0.02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B = 0.02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 560 = 0.132; \quad (148)$$

$$\psi_{\tau} = 0.5 \cdot \psi_{\sigma} = 0.5 \cdot 0.132 = 0.066. \quad (149)$$

σ_a, τ_a – амплитудные значения,

σ_m, τ_m – значения цикла.

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_H}{2} = 24,3 \text{ (МПа)}, \quad (150)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_k}{2} = 14,2 \text{ (МПа)} \quad (151)$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \cdot \varepsilon} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{250}{\frac{1,6}{2 \cdot 0,85} \cdot 24,3 + 0,132 \cdot 24,3} = 9,6$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \cdot \varepsilon} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = n_\tau = \frac{150}{\frac{1,4}{2 \cdot 0,85} \cdot 14,2 + 0,066 \cdot 14,2} = 11,8$$

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{9,6 \cdot 11,8}{\sqrt{9,6^2 + 11,8^2}} = 7,4.$$

$$7,4 > 2,5$$

Условие прочности выполнено, запас прочности обеспечен.

Расчет вала на предотвращение пластические деформации.

$$S_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{эквMax}}} = \frac{\sigma_T}{\sqrt{\sigma_{\text{иmax}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{max}}^2}} \geq [S_T] \quad (152)$$

$$[S_T] = 1,3 \dots 1,8$$

$$\sigma_{\text{иmax}} = \frac{K_\Pi \cdot M_{\text{и}}}{W} = \frac{32 \cdot K_\Pi \cdot M_{\text{и}}}{\pi \cdot d^3} = \frac{10 \cdot K_\Pi \cdot M_{\text{и}}}{d^3}$$

Где K_Π – коэффициент перегруза для изгибающего момента, принимаем 2,4;

$$\sigma_{\text{иmax}} = \frac{10 \cdot 2,4 \cdot 1239 \cdot 10^3 \text{ Нмм}}{(66 \text{ мм})^3} = 103 \text{ МПа}$$

$$\tau_{max} = \frac{K_{\Pi} \cdot T}{W_P} = \frac{16 \cdot K_{\Pi} \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{5 \cdot K_{\Pi} \cdot T}{d^3} \quad (153)$$

Где K_{Π} – коэффициент перегруза для крутящего момента, принимаем 1,5;

$$\tau_{max} = \frac{5 \cdot 1,5 \cdot 1525 \cdot 10^3}{(66\text{мм})^3} = 39,7\text{МПа}$$

Тогда эквивалентное напряжение:

$$\sigma_{\text{эквMax}} = \sqrt{\sigma_{\text{итmax}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{max}}^2} = \sqrt{103^2 + 3 \cdot 39,7^2} = 124 \text{ МПа}$$

$$S_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{эквMax}}} = \frac{280 \text{ МПа}}{124 \text{ МПа}} = 2,25$$

$$2,25 > 1,8$$

Запас прочности выполняется.

Проверочный расчет подшипников исполнительного органа на ресурс:

Эквивалентная нагрузка на подшипник:

$$Pr = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a), \quad (154)$$

где F_r – радиальная нагрузка;

F_a – осевая нагрузка;

X, Y – коэффициенты учитывающие радиальную и осевую нагрузки соответственно,

K_6 – коэффициент безопасности;

K_T – коэффициент температуры;

V – коэффициент вращения кольца;

Учитывая, что $F_a = 0$ и $X = 1$, для радиального подшипника приведенная динамическая нагрузка найдется из равенства:

$$Pr = V \cdot R_B \cdot K_B \cdot K_T,$$

где $V = 1$,

$K_B = 1.5$,

$K_T = 1$.

$R_A = 6846$ (Н) – сила действующая на второй подшипник вала и.о.

$$Pr = 1 \cdot 6846 \cdot 1.5 \cdot 1 = 10269 \text{ (Н)}.$$

Базовая динамическая радиальная грузоподъемность: $C_r = 30$ (кН).

Определяем по уровню надежности и условиям применения расчетный ресурс подшипника:

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{Pr}\right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}, \quad (155)$$

где: $a_1 = 1$ – коэффициент долговечности, при вероятности безотказной работы 90%;

$a_{23} = 0.6$ – коэффициент, характеризующий влияние на долговечность материала подшипника и условий его эксплуатации, для шарикоподшипников сферических двухрядных.

$k = 3$ – показатель степени, для шарикоподшипников сферических двухрядных подшипников.

$n = 11,3$ – частота вращения вала исполнительного органа.

$$L = 1 \cdot 0,6 \cdot \left(\frac{30000}{10269}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 11,3} = 22064 \text{ (ч)}.$$

Сравниваем с требуемым ресурсом:

$$22064 \geq 16000.$$

Полученный ресурс удовлетворяет требованиям, подшипники работоспособны.

Геометрия звездочек:

$t = 50$ мм – шаг зубьев звездочки;

$z = 19$ – число зубьев;

$b_3 = 25$ мм – расстояние между внутренними пластинами;

$\lambda = 6,66$ – геометрическая характеристика зацепления;

$h = 30$ мм – ширина пластины;

Ширина зуба:

$$b_{fmax} = 0,96 b_3 - 1 = 23 \text{ мм}$$

$$b_{fmin} = 0,87 b_3 - 1,7 = 20,05 \text{ мм};$$

Ширина вершины зуба:

$$b = 0,75 b_f = 17 \text{ мм } (\lambda > 2,2);$$

Угол скоса зуба:

$$\gamma = 10^\circ \dots 15^\circ;$$

Диаметр венца:

$$D_c = t \cdot K_z - 1,3 \cdot h = 65, \text{ где } K_z = 2,08$$

Диаметр наружной окружности:

$$D_e = t \left(K + \operatorname{ctg} \frac{180}{z} \right) = 327 \text{ мм, где } K = 0.56; \quad (156)$$

Диаметр делительной окружности:

$$D_d = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{50}{\sin \frac{180}{23}} = 367 \text{ (мм)}. \quad (157)$$

Вывод по разделу два: в данном разделе были произведены расчёты двигателя, червячного редуктора, комбинированной и упругой муфты, а также открытой цепной передачи и исполнительного органа.

					23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		68

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе выполнено проектирование привода цепного конвейера, которое включило выбор электродвигателя и червячного редуктора, расчет открытой цепной передачи, расчет и проектирование фрикционной муфты, упругой муфты, а также проектирование исполнительного механизма.

Был выбран двигатель АИР 112МА8/750 в исполнении IM 2081, с расчётной мощностью 2190 Вт и асинхронной частотой вращения 705 мин^{-1} .

Для данного привода были сделаны привозные звёздочки с окружным усилием 10 кН и окружной скоростью 0,18 м/с. Был произведён расчёт вала исполнительного органа на статическую прочность и выносливость.

Была спроектирована муфта фрикционная, а также выполнен расчет упруго-компенсирующей муфты. Для фрикционной муфты было определено количество пружин равное 10, а также рассчитано максимальное фактическое напряжение равное 734,93 МПа.

По результатам проведенных расчетов рассчитан и спроектирован привод цепного конвейера.

					23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		69

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Анурьев, В.И. Справочник конструктора- машиностроителя: В 3т. Т.3- 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. –М.: Машиностроение. 2001. – 864 с.
- 2 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.
- 3 Землянский, Ю.М. Конструкция и расчет исполнительного механизма привода: учебное пособие /Ю.М. Землянский. – Издательский центр ЮУрГУ, 2014. – 61 с.
- 4 Устиновский, Е.П. Проектирование передач зацеплением с применением ЭВМ: учебное пособие/Е.П. Устиновский, Ю.А. Шевцов, Е.В. Вайчулис. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2002. – 193 с.
- 5 ГОСТ 15150–69. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. – М.: Изд-во стандартов, 1971. – 3 с
- 6 ГОСТ 19650–74. Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрии. – М.: Изд-во стандартов, 1974. – 2 с
- 7 ГОСТ 16531–83. Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 3 с
- 8 ГОСТ 6636–69. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры. – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 3 с
- 9 ГОСТ 4543–71. Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1973. – 3 с
- 10ГОСТ 613–79. Бронзы оловянные литейные. Марки. – М.: Изд-во стандартов, 2000. – 6 с

					23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		70

- 11 ГОСТ 1050–88. Прокат сортовой, калиброванный, со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали. Общие технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 3 с
- 12 ГОСТ 28428–90. Подшипники радиальные шариковые сферические двухрядные. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 3 с
- 13 ГОСТ Р 50892–96. Муфты упругие с торообразной оболочкой. – М.: Изд-во стандартов, 1996. – 2 с
- 14 ГОСТ 2590–06. Прокат сортовой стальной горячекатаный круглый. Сортамент. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 2 с
- 15 ГОСТ 9013–59. Металлы. Метод измерения твердости по Роквеллу. – М.: Изд-во стандартов, 2001. – 4 с
- 16 ГОСТ 2185–66. Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры. – М.: Изд-во стандартов, 1994. – 2 с
- 17 ГОСТ 9563–60. Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули. – М.: Изд-во стандартов, 1994. – 3 с
- 18 ГОСТ 1033–79. Смазка солидол жировой. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 3 с
- 19 ГОСТ 13498–79. Платина и платиновые сплавы. Марки. – М.: Изд-во стандартов, 2001. – 3 с
- 20 ГОСТ 1050–88. Прокат сортовой, калиброванный, со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали. Общие технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 2 с
- 21 ГОСТ 2.318–81. Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Правила упрощенного нанесения размеров отверстий. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 2 с
- 22 ГОСТ 2.305–08. Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Изображения - виды, разрезы, сечения. – М.: Изд-во стандартов, 2008. – 3 с
- 23 ГОСТ 3675–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи червячные цилиндрические. Допуски. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 2 с

					23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		71

24ГОСТ 30893.2-мк. Основные нормы взаимозаменяемости. Общие допуски. Допуски формы и расположения поверхностей, не указанные индивидуально. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 3 с

25ГОСТ 2.307–11. Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Нанесение размеров и предельных отклонений. – М.: Изд-во стандартов, 2011. – 4 с

26ГОСТ 1412–85. Чугун с пластинчатым графитом для отливок. Марки.– М.: Изд-во стандартов, 1986. – 3 с

27ГОСТ 4543–71. Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1973. – 2 с

28ГОСТ 13755–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передатки зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 3 с

29ГОСТ 10342–80. Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением "под ключ" невыпадающие класса точности В. Конструкция и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 3 с

30ГОСТ 8752–79. Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 3 с

31ГОСТ 28428–90. Подшипники радиальные шариковые сферические двухрядные. Технические условия.– М.: Изд-во стандартов, 1990. – 2 с

32ГОСТ 6402–70. Шайбы пружинные. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1971. – 3 с

33ГОСТ 5915–70. Гайки шестигранные класса точности В. Конструкция и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1971. – 3 с

34ГОСТ 6402–70. Шайбы пружинные. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1970. – 2 с

35ГОСТ 24379.1–80. Болты фундаментные. Конструкция и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 3 с

					23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		72

36ГОСТ 7808–70. Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А. Конструкция и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1970. – 3 с

37ГОСТ 27365–87. Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности. Основные размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 5 с

38ГОСТ 23360–80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 3 с

39 <http://pks.nt-rt.ru/images/manuals/tl-12.pdf>

40 <http://pks.nt-rt.ru/images/manuals/u5120-60.pdf>

41 <http://sks-grup.ru/lebedki-elektricheskie-ewh-250,-ewh>

					23.03.02.2019.014.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		73