

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Южно-Уральский государственный университет» (НИУ)  
Политехнический институт  
Автотракторный факультет  
Кафедра «Колесные и гусеничные машины»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

к.н.т., профессор

\_\_\_\_\_ В. Н. Бондарь  
\_\_\_\_\_ 2018 г.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА ДЛЯ  
ТРАНСПОРТИРОВКИ ЗОЛЫ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬЮ 66 Т/Ч

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ  
ЮУрГУ 23.03.02.2018.013.ПЗ ВКР

Руководитель работы

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_ В.И. Дуюн  
\_\_\_\_\_ 2018 г.

Автор работы

студент группы П-405

\_\_\_\_\_ М.А. Гашев  
\_\_\_\_\_ 2018 г.

Нормоконтролер

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_ В.И. Дуюн  
\_\_\_\_\_ 2018 г.

Челябинск 2018



## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	6
1 ОБЗОРНО-АНАЛИТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ .....	7
1.1 История создания ленточных конвейеров .....	7
1.2 Устройство и принцип работы ленточного конвейера .....	8
1.3 Сравнительный обзор элементов привода ленточных конвейеров .....	11
1.3.1 Двигатели привода конвейеров.....	11
1.3.2 Редукторы в приводе конвейеров .....	13
1.3.3 Ременные передачи.....	20
1.3.4 Муфты .....	24
1.4 Классификация ленточных конвейеров .....	26
1.4.1 Классификация по типу трассы .....	26
1.4.2 Мобильные и стационарные конвейеры.....	27
1.4.3 Классификация по типу несущей поверхности .....	28
1.4.4 Типы ленточных конвейеров по их назначению .....	28
2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА.....	31
2.1 Выбор электродвигателя и редуктора .....	31
2.1.1 Определение расчетной мощности на валу исполнительного механизма .....	31
2.1.2 Определение расчётной мощности на валу электродвигателя .....	32
2.1.3 Определение частоты вращения вала исполнительного механизма .....	32
2.1.4 Определение частоты вращения вала электродвигателя .....	32
2.1.5 Выбор электродвигателя .....	33
2.1.6 Определение передаточного отношения привода.....	34

2.1.7	Определение мощностей, вращающих моментов и частот вращения валов .....	35
2.1.8	Выбор цилиндрического двухступенчатого редуктора .....	36
2.2	Расчёт ременной передачи .....	38
2.2.1	Описание ременной передачи .....	38
2.2.2	Расчет параметров ременной передачи .....	41
2.3	Выбор и расчёт муфты привода.....	43
2.3.1	Выбор и расчёт муфты привода.....	43
2.3.2	Выбор и расчет фрикционной полумуфты.....	46
2.3.3	Расчет шлицевого соединения .....	48
2.3.4	Расчет пружины .....	49
2.4	Проектирование исполнительного органа .....	52
2.4.1	Проектный расчет вала .....	52
2.4.2	Подбор подшипников и шпоночных соединений .....	53
2.4.3	Подбор корпуса подшипника и крышек.....	54
2.4.4	Выбор манжетного уплотнения .....	57
2.4.5	Выбор шайб.....	57
2.4.6	Компоновка узла барабана, назначение размеров и расчет реакций .....	58
2.4.7	Расчет вала на статическую прочность .....	59
2.4.8	Расчет вала на сопротивление усталости .....	61
2.4.9	Расчет вала на ограничение пластических деформаций.....	62
2.4.10	Выбор и проверочный расчет шпонок.....	63
2.4.11	Проверка ресурса подшипника .....	65
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	66
	БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	67
	ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	70
	ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	72

ПРИЛОЖЕНИЕ В .....	73
ПРИЛОЖЕНИЕ Г .....	74
ПРИЛОЖЕНИЕ Д .....	75
ПРИЛОЖЕНИЕ Е.....	78
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж.....	81
ПРИЛОЖЕНИЕ З .....	83
ПРИЛОЖЕНИЕ И .....	85
ПРИЛОЖЕНИЕ К .....	87
ПРИЛОЖЕНИЕ Л .....	89

## ВВЕДЕНИЕ

В современном мире невозможно представить полноценное производство без использования промышленной техники. Сколько времени и усилий потребовалось бы человеку, не используя все те изобретения, которые облегчают человеческий труд. Одним из таких изобретений является ленточный конвейер.

На сегодняшний день это изобретение применяется на предприятиях всего мира. Благодаря научно-техническому прогрессу и постоянному совершенствованию ленточные конвейеры становятся более функциональны. Агрегат задаёт темп всему производству, некий ритм, который организует работу, синхронизирует действия множества людей, экономит время и усилия, повышает производительность труда.

Роль ленточных конвейеров, как универсального транспортёра, ценится не только в организации рабочих мест на массовом производстве, а также это устройство значительно облегчает и упрощает всевозможные работы по перемещению грузов. На шахтах и рудниках применяют конвейеры, переносящие руду на расстояние в несколько километров.

Актуальность темы выпускной квалификационной работы заключается в том, что в масштабном производстве и малых предприятиях развитие ленточных конвейеров в РФ приобретает всё большую значимость.

Развитие данного устройства способствует ускоренному развитию производительности труда, что в свою очередь, увеличивает темп развития страны в целом.

Целью выпускной квалификационной работы является проектирование привода ленточного конвейера для транспортировки золы производительностью 66 т/ч.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- Рассмотреть теоретические основы ленточного конвейера
- Произвести кинематический и силовой расчёты ленточного конвейера

					23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		6

# 1 ОБЗОРНО-АНАЛИТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

## 1.1 История создания ленточных конвейеров

Многие связывают историю создания конвейера с американским инженер-изобретателем- Генри Фордом (1863-1947), но, как и многие другие значимые изобретения, данное устройство не имеет единого автора. Известному на весь мир американскому промышленнику удалось лишь завершить данный изобретательский процесс, длившийся не одно столетие. Первые упоминания о конвейерах относятся к временам тысячелетней давности. В Древнем Египте, Китае и Месопотамии, в засушливых районах, активно пользовались системой для непрерывной подачи воды при орошении полей.

Ленточный конвейер был представлен человечеству во второй половине семнадцатого века, который имел сравнительно узнаваемый современный вид. Система такого конвейера и его принцип работы были достаточно просты, где главной частью всего устройства была использована холщовая, кожаная или резиновая лента, которая перемещалась по деревянной доске. Удобство использования такого способа транспортировки было оценено по достоинству, и он быстро получил широчайшее распространение.

В 1908 году Хаймл Годдар стал первым человеком, который получил патент на роликовый конвейер. Некоторое время спустя, в 1919 году, Генри Форд внедрил использование ленточного конвейера в автомобильное производство, облегчив тем самым рабочих, которые тратили слишком много времени на доставку запчастей к рабочему месту. Транспортировка запчастей по ленточному конвейеру из одного цеха в другой способствовало повышению производительности труда, снизило себестоимость продукции и стало отправной точкой в развитии конвейеров.

В 1920-х годах ленточные конвейеры стали использовать на угольных шахтах, чтобы перемещать руду на расстояния больше 8 км. Лента на тех конвейерах была

					23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		7

сделана из слоёв хлопка и резиновых покрытий. Самый длинный ленточный конвейер, использующийся сейчас, переносит фосфатную руду на рудниках Западной Сахары на расстояние около 96 км.

Одним из поворотных моментов в истории ленточных конвейеров стало начало использования синтетических конвейерных лент. Это произошло во время Второй Мировой Войны, из-за недостатка натуральных материалов, таких как хлопок, резина и холст. С тех пор применение синтетических конвейерных лент стали популярны и начали применяться в различных областях. Синтетическое волокно и пластик позволили улучшить механические свойства ленты конвейера и снизить ее стоимость.

## 1.2 Устройство и принцип работы ленточного конвейера

Зная, из чего состоит ленточный конвейер и каково функциональное назначение его элементов, можно, изменением тех или иных узлов, добиваться получения соответствующих технологических характеристик всего устройства.

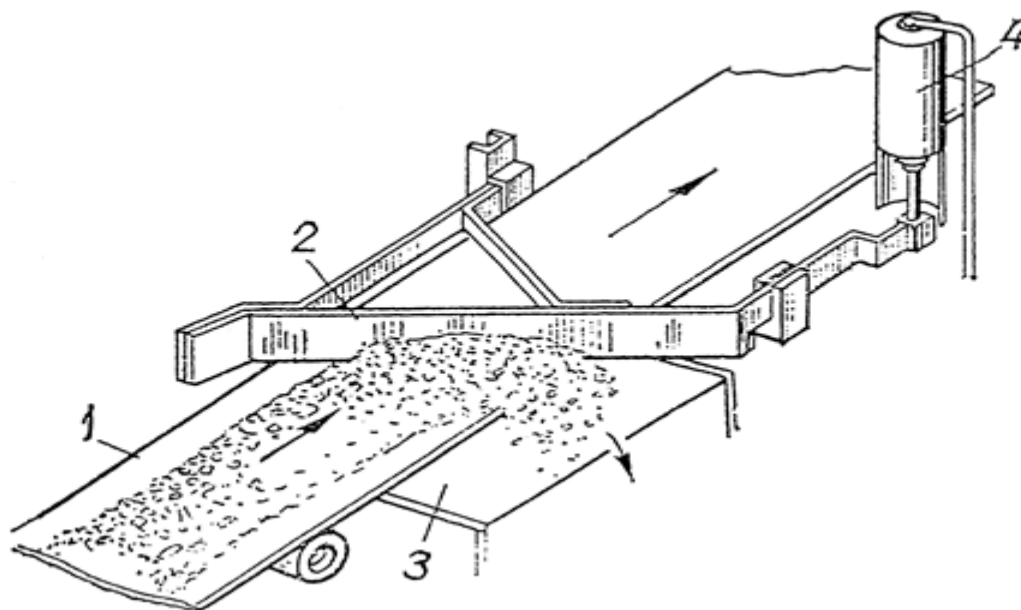
Устройство ленточного конвейера включает в себя следующие основные узлы и детали (рисунок 1.1):

- Станция приводная, куда входят следующие элементы, в зависимости от желаемых характеристик: рама привода, двигатель, редуктор, муфты, барабан приводной, цепные и клиноременные передачи;
- Станция натяжная, состоящая из: барабана концевое, винтового натяжного устройства и рамы натяжки;
- Конвейерная лента;
- Верхние и нижние роlikоопоры;
- Отклоняющий барабан;
- Внутренняя и наружная очистки ленты.

					23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		8







1- Лента, 2- сбрасыватель, 3- разгрузочная тележка, 4- электромотор.

Рисунок 1.2 – Принцип работы плужкового сбрасывателя

В целях очистки ленты от остатков груза, на опорных металлоконструкциях монтируют устройства с вращающимися щетками или неподвижные скребки. Их наличие является обязательным, поскольку налипание груза на роликах приводит к их неравномерному вращению и ускоренному износу ленты. Эффективным решением для очистки ленты считается вращающийся барабан, оснащенный спиральными скребками.

Также на опорных металлоконструкциях располагаются верхние и нижние роlikоопоры. Верхние роlikоопоры предназначены для того, чтобы лента не прогибалась под весом груза по всей длине ленты. В то время, как нижние роlikоопоры предотвращают прогиб ленты под её собственным весом. В небольших ленточных конвейерах, используемых для транспортировки штучных грузов, роль верхних роlikоопор выполняет металлический или деревянный настил, по которому скользит лента. Кроме верхних и нижних роlikоопор существуют центрирующие и дифлекторные роlikоопоры, которые автоматически направляют конвейерную ленту в нужное русло, регулируя

Изм.	Лист		Подпись	Дата

положение транспортной ленты в процессе перемещения по конвейеру относительно продольной оси, удерживают ленту в заданном направлении и предотвращают сход ленты на сторону.

### 1.3 Сравнительный обзор элементов привода ленточных конвейеров

#### 1.3.1 Двигатели привода конвейеров

Выбор электродвигателя ленточного конвейера, необходимой мощности, определяется шириной ленты, её скоростью движения, производительностью, а для наклонного конвейера – высотой подъема.

Всё это зависит от многих факторов, например:

- Трения по ленте уплотнительных полос и устройств для очистки;
- Сопrotivления барабанов и роликов;
- Высоты, необходимого подъема продукта;
- Трения и пробуксовки элементов привода.

Существует несколько приводных механизмов. Ленточные конвейеры небольших и средних размеров могут иметь привод от мотор-барабана, где электродвигатель и редуктор расположены в приводном барабане. Мотор-барабаны имеют несколько преимуществ, а именно: наиболее компактная конструкция, имеющая ограниченные размеры, простота сборки, постоянная смазка, пыленепроницаемость и безопасность в случае взрыва. Все эти преимущества позволяют использовать конвейеры с приводом такого типа в пыльных помещениях. Автоматическая смазка сводит необходимость контроля и ремонта до минимума. Наличие электромагнитного тормоза делает их пригодными для наклонного транспортирования или безопасными в случае внезапной остановки.

Мотор-барабаны можно снабжать электродвигателями с переключением полюсов, что позволяет менять направление движения ленты. Для увеличения

					23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		11

коэффициента трения, барабан можно футеровать. Барабаны используются различной длины и диаметра, в зависимости от необходимой мощности и скорости ленты. Применение мотор-барабанов ограничивается следующими факторами: установленная мощность не должна превышать 60 кВт, т.к. охлаждение электродвигателя может быть затруднительным.

Более тяжёлые приводы ленточного конвейера состоят из традиционных узлов, включающих в себя: стандартный электродвигатель с короткозамкнутым ротором, редуктор и муфты. Предпочтительнее всего выбирать трёхфазные асинхронные электродвигатели переменного тока серии АИР, отличающиеся простотой конструкции и эксплуатации, а также низкой стоимостью.

Таблица №1.1 – Технические характеристики электродвигателя АИР 90L2, АИР 90L4, АИР 90L6, АИР 90LA8, АИР 90LB8

Электродвигатель	Мощность	Об/мин	Ток при 380 В, А	КПД, %	Коэф. мощн.	Ип / Ин	Мп / Мн	Мт / Мн	Момент Н·м	Момент инерции, кг/м <sup>2</sup>	Масса, кг
АИР90L2	3 кВт	2870	6,1	84,5	0,88	7,0	2,3	2,6	9,9	0,0024	20,6
АИР90L4	2,2 кВт	1420	5,2	81,0	0,83	6,0	2,0	2,6	14,8	0,0056	19,7
АИР90L6	1,5 кВт	935	4,2	76,0	0,75	5,0	2,0	2,3	15,3	0,0066	20,6
АИР90LA8	0,75 кВт	705	2,6	72,5	0,71	4,0	1,5	2,0	10,1	0,0063	19,5
АИР90LB8	1,1 кВт	710		76	0,72	4,5	1,5	2,2	14,8	0,0090	22,3

Параметры данных электродвигателей могут иметь незначительные отличия в зависимости от производителя двигателя.

### 1.3.2 Редукторы в приводе конвейеров

Редуктор служит для понижения частоты вращения (тихоходного вала по отношению к быстроходному) и повышения вращающего момента на тихоходном валу.

Редуктор состоит из корпуса (литого чугунного или сварного стального), в котором помещают элементы передачи — зубчатые колеса, валы, подшипники и т. д. В отдельных случаях в корпусе редуктора размещают также устройства для смазывания зацеплений и подшипников (например, внутри корпуса редуктора может быть помещен шестеренный масляный насос) или устройства для охлаждения (например, змеевик с охлаждающей водой в корпусе червячного редуктора).

В настоящее время существует несколько разновидностей редукторов, охарактеризуем наиболее распространённые:

1) Цилиндрический редуктор – самый распространенный тип редукторов за счет простоты передачи и максимального КПД. Основу редуктора составляют зубчатые передачи. Редуктор может состоять из одной или нескольких ступеней. Число ступеней выбирается исходя из требуемого передаточного отношения – чем оно выше, тем большее число ступеней необходимо.

Цилиндрический редуктор представляет собой одну или несколько последовательно соединенных цилиндрических передач, заключенных в общий корпус. Редуктор имеет входной и выходной валы, которые посредством муфт или иных соединительных элементов соединяются с двигателем и рабочей машиной соответственно. В свою очередь цилиндрическая зубчатая передача представляет собой пару зубчатых колес, находящихся в зацеплении друг с другом.

Когда к входному валу прикладывается вращающий момент, он, как и закрепленное на нем зубчатое колесо, приводится в движение. Посредством цилиндрической передачи усилие передается от колеса входного вала к колесу, находящемуся с ним в зацеплении. Колеса изготавливаются разных диаметров и с разным количеством зубьев, причем колесо с меньшим числом зубьев называется шестерней, а с большим – колесом. Вращающий момент последовательно передается с входного вала на промежуточный, а с промежуточного на выходной (в случае двухступенчатого редуктора).

Классификация цилиндрических редукторов:

Цилиндрические редукторы могут классифицироваться по различным признакам, таким как количество ступеней, виды колес, виды резьбы и т.д. Рассмотрим основные варианты классификации.

Классификация в зависимости от типов зубьев колёс (рисунок 1.3):

- Прямозубые;
- Косозубые;
- Криволинейные;
- Шевронные.

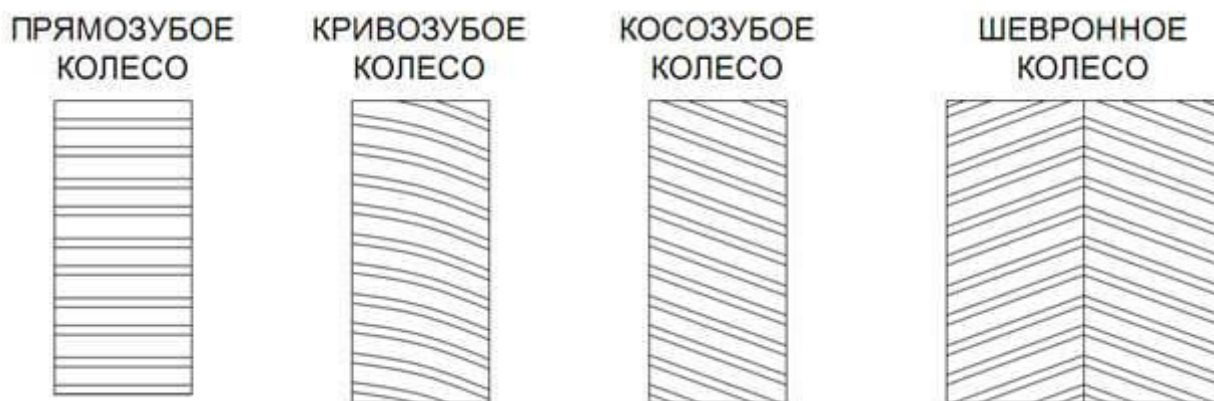


Рисунок 1.3 – Типы зубьев колёс в цилиндрическом редукторе

По взаимному расположению валом (рисунок 1.4):

- С параллельными осями валов;

- С перекрещивающимися осями валов.

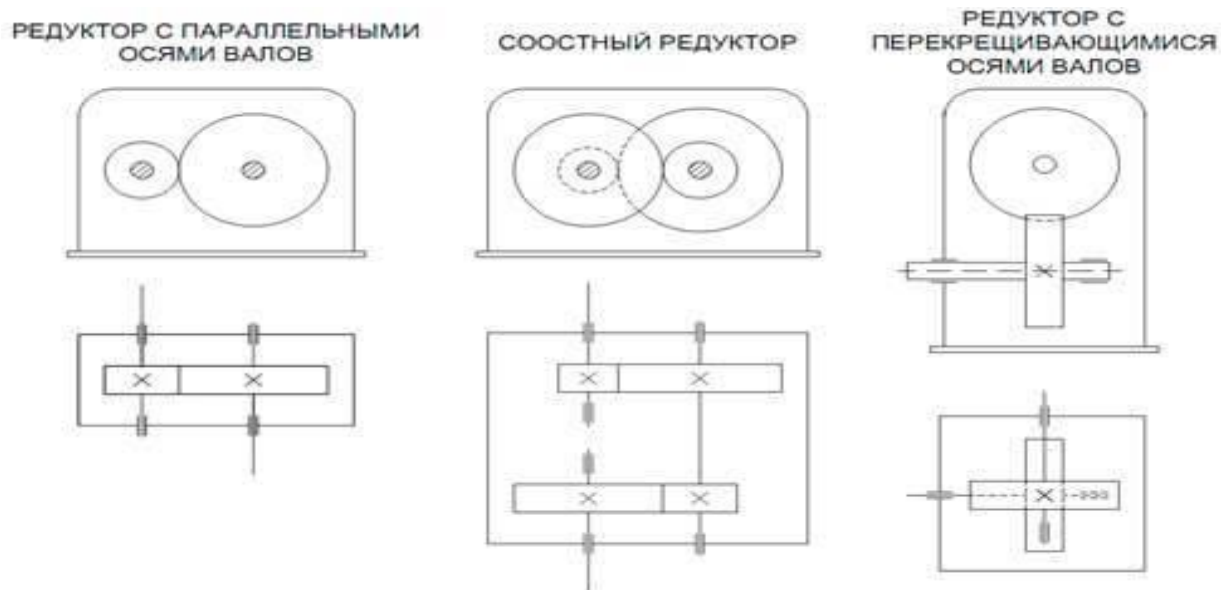


Рисунок 1.4 – Взаимное расположение валов в цилиндрических редукторах

По количеству ступеней (рисунок 1.5):

- Одноступенчатые;
- Двухступенчатые;
- Трёхступенчатые;
- Многоступенчатые.

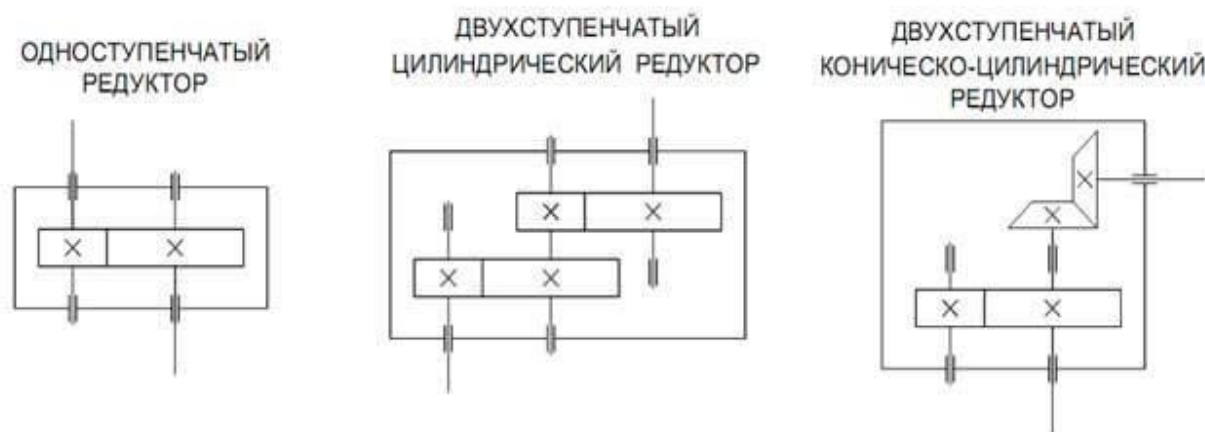


Рисунок 1.5 – цилиндрические редукторы, в зависимости от количества ступеней

Изм.	Лист		Подпись	Дата

Достоинства и недостатки цилиндрических редукторов:

К достоинствам цилиндрических редукторов можно отнести следующие пункты:

- Высокий КПД;
- Низкое тепловыделение;
- Способность передавать высокие мощности;
- Надёжны в условиях режима работы с частыми пусками и остановками или пульсирующей нагрузкой;
- Малый люфт выходного вала.

Из недостатков цилиндрических редукторов обычно выделяют следующие пункты:

- Ограничение по передаточному числу;
- Повышенная шумность.

2) Червячная передача - это зацепление червяка с червячным колесом (рисунок 1.6). Червяк – это винт с присутствующей на нем резьбой, близкой по профилю к трапецеидальной. Червячное колесо – это косозубое зубчатое колесо со специфическим профилем зубьев. При движении винта, витки резьбы двигаются вдоль его оси и подталкивают в эту же сторону зубья червячного колеса. Ось червяка соединяется под углом на 90 градусов с осью червячного колеса, при этом расстояние между ними является определяющим размером редуктора. Такое расстояние в редукторах российского выпуска - важная характеристика, от него зависят габариты всего редуктора. К примеру, Ч-100 - червячный редуктор с одной ступенью и с межосевым расстоянием 100 мм, а Ч-80 - соответственно обладает межосевым расстоянием 80 мм.





Рисунок 1.6 – Редуктор червячного типа

Преимущества редукторов червячного типа:

- Компактные габариты;
- Повышенный уровень передаточных чисел
- Бесшумность работы.
- Плавный ход – системы червячного редуктора обладают способностью к вращению в обоих направлениях, а также к максимально плавному торможению.
- Наличие системы самоторможения – при отсутствии движения передачи, редуктор червячный замедляет ведущий вал до уровня полного торможения с ограничением возможности для свободного вращения.

Недостатки редукторов червячного типа:

- Пониженный уровень коэффициента полезного действия.
- Перегрев.
- Ограничения по передаваемой мощности. Опираясь на техническую литературу, не советуется применять червячную передачу при передаваемой мощности более 60 кВт ([1]. В. И. Анурьев, Справочник конструктора-машиностроителя, т. 2, стр. 606, издание 2001 г.). Червячных редукторов на более высокую мощность мало,

однако они существуют. В основном это, глобoidные червячные редукторы, используемые в некоторых ситуациях, например, приводы подъемников и лифтов.

- Люфт выходного вала.

- Обычно считают, что срок службы червячных редукторов меньше, чем цилиндрических. Это относительное утверждение, но из-за присутствия высокого, в сравнении с иными видами редукторов, трения скольжения в зацеплении, износ естественно присутствует. По данным отечественных изготовителей редукторов, характеристики рабочего ресурса редукторов червячного типа - не меньше чем 10 000 часов, цилиндрические редукторы - не меньше чем 25 000 часов.

- Работа червячного редуктора при неравномерных нагрузках на выходном валу, а также при частых остановках - пусках не рекомендуется.

3) Редукторы комбинированного типа - данный тип включает в себя сразу несколько конструктивных решений: разные передачи объединены в одном корпусе. Он относится к числу наиболее практичных решений, поскольку выгодно отличается хорошими эксплуатационными характеристиками, небольшими габаритами и относительно невысокой ценой. Наиболее распространёнными являются коническо-цилиндрические (рисунок 1.7) и цилиндрично-червячные редукторы (рисунок 1.8).

Коническо-цилиндрический редуктор включает в себя одну коническую и несколько цилиндрических передач. Наличие конической зубчатой передачи позволяет передавать вращение между двумя непараллельными валами, пересекающимися под прямым углом. Такой редуктор может иметь вертикальное и горизонтальное исполнение, в зависимости от специфики эксплуатации. В первой ступени конические колеса имеют, как правило, зубья с криволинейным профилем, поскольку именно на эту ступень приходятся максимальные линейные и угловые скорости (до 60 тыс. мин<sup>-1</sup>). В подобной ситуации зубья с прямым профилем не способны обеспечить плавность хода. Несомненными преимуществами данной конструкции являются высокий КПД, износостойкость и

долговечность, несмотря на то, что конические передачи дороже в изготовлении и сложнее в монтаже.

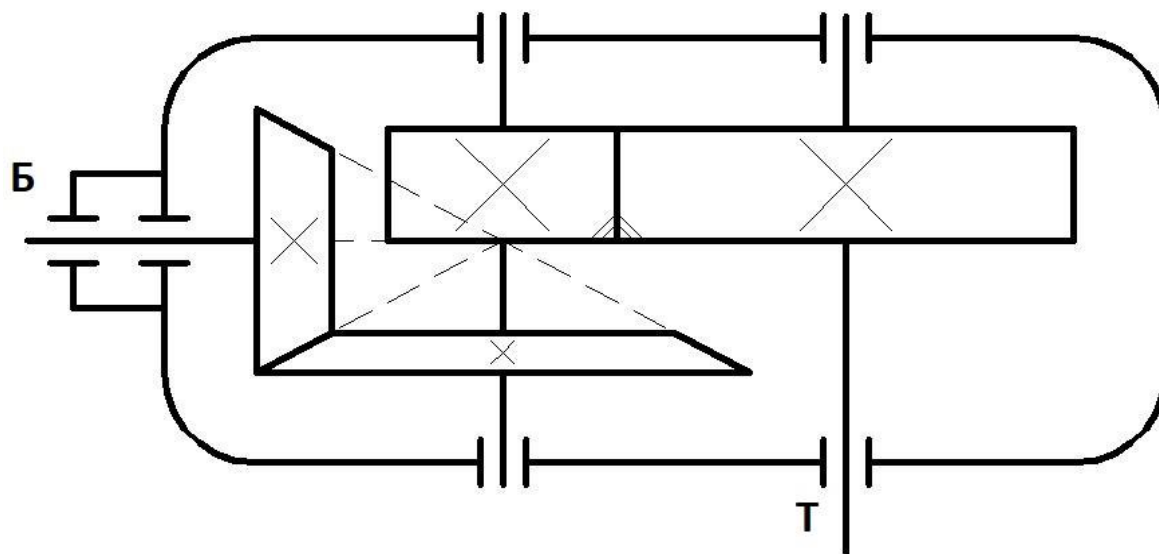


Рисунок 1.7 – Схема коническо-цилиндрического редуктора

Цилиндро-червячный редуктор - это двухступенчатый редуктор, в котором цилиндрическая передача является быстроходной, а червячная передача - тихоходной. Продольные оси вала двигателя и выходного вала образуют прямой угол, что делает возможным удобное расположение привода. Ведущее зубчатое колесо, насаженное на вал двигателя, передает вращение редуктору. Червячное и цилиндрическое зацепления смазываются с помощью картерной непроточной смазки.

Цилиндро-червячные редукторы и мотор-редукторы являются эффективным техническим решением по усовершенствованию и замене типовых червячных редукторов одно- и двухступенчатых. Применение цилиндро-червячных редукторов и мотор-редукторов позволяет получить важные преимущества:

- повысить срок эксплуатации редуктора минимум в 2-3 раза, что достигается понижением скорости вращения червяка за счет цилиндрической ступени и,

следовательно, получить 2-3-кратную экономию затрат на ремонт и замену редуктора;

- получить существенную экономию электроэнергии - от 10 до 30% - за счет того, что цилиндро-червячный редуктор имеет более высокий КПД;

- интенсифицировать эксплуатацию оборудования, поскольку цилиндро-червячный редуктор позволяет передавать повышенный в 1,4...1,6 раза крутящий момент и воспринимать повышенные пусковые нагрузки.

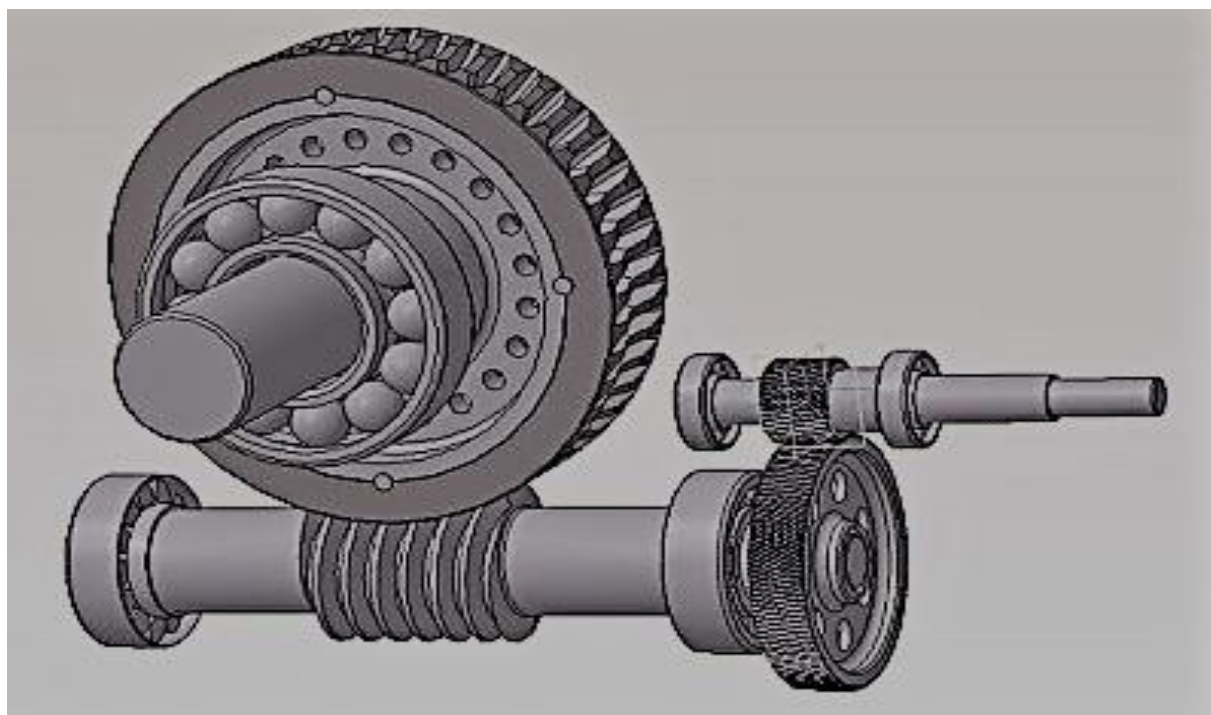


Рисунок 1.8 – Цилиндро-червячный редуктор

### 1.3.3 Ременные передачи

Помимо редуктора, для понижения частоты вращения и передачи вращающего момента между валами может служить ременная передача. Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью. Она состоит (рисунок 1.9) из двух шкивов (ведущего, ведомого) и охватывающего их ремня. Ведущий шкив силами трения, возникающими на поверхности контакта шкива с ремнем вследствие его натяжения, приводит ремень в движение. Ремень в свою очередь

заставляет вращаться ведомый шкив. Таким образом, мощность передается с ведущего шкива на ведомый.

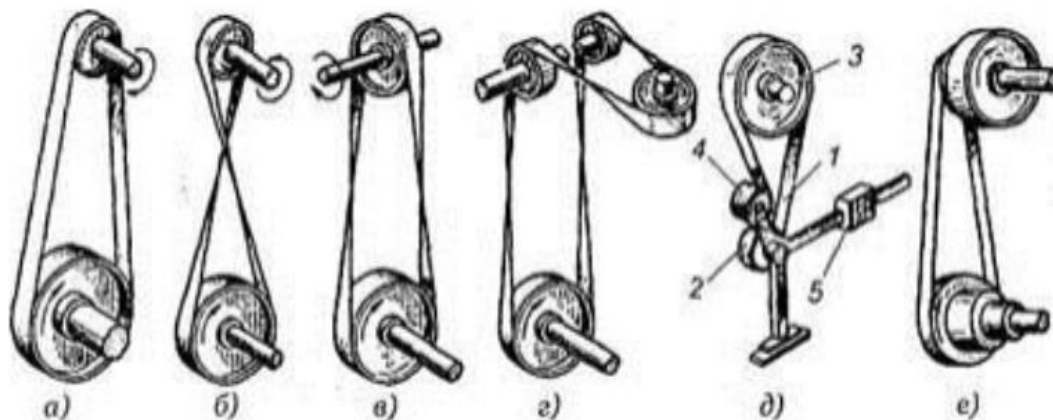


Рисунок 1.9 – Виды ременных передач: а - открытая передача; б - перекрестная передача; в - полуперекрестная передача (со скрещающимися валами); г - угловая передача (с направляющим роликом); д - передача с нажимным роликом; е - передача со ступенчатым шкивом.

Для нормальной работы передачи необходимо предварительное натяжение ремня, обеспечивающее возникновение сил трения на участках контакта (ремень—шкив). Оно осуществляется: 1) вследствие упругости ремня — укорочением его при сшивке, передвижением одного вала или с помощью нажимного ролика; 2) под действием силы тяжести качающейся системы мы или силы пружины; 3) автоматически, в результате реактивного момента, возникающего на статоре двигателя; 4) с применением специальных натяжных устройств (рисунок 1.9, д). Так как на практике большинство передач работает с переменным режимом нагрузки, то ремни с постоянным предварительным натяжением в период недогрузок оказываются излишне натянутыми, что ведет к резкому снижению долговечности. С этих позиций целесообразнее применять третий способ, при котором натяжение меняется в зависимости от нагрузки и срок

Изм.	Лист		Подпись	Дата

23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ

Лист

21

службы ремня наибольший. Однако автоматическое натяжение в реверсивных передачах с непараллельными осями валов применить нельзя.

Ременные передачи классифицируются по следующим признакам:

1) По форме сечения ремня (рисунок 1.10):

- плоскоременные;
- клиноременные;
- круглоременные;
- с зубчатыми ремнями;
- с поликлиновыми ремнями.

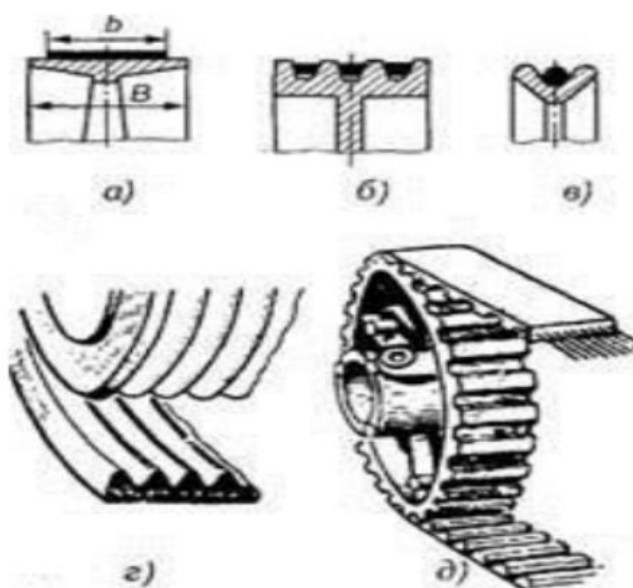


Рисунок 1.10 – Типы ремней ременных передач: а - плоский ремень; б - клиновый ремень; в - круглый ремень; г - поликлиновый ремень; д - зубчатый ремень.

2) По взаимному расположению осей валов:

- с параллельными осями;
- с пересекающимися осями - угловые;
- со скрещивающимися осями.

3) По направлению вращения шкива:

- с одинаковым направлением (открытые и полуоткрытые);

- с противоположными направлениями (перекрестные).

4) По способу создания натяжения ремня:

- простые;
- с натяжным роликом;
- с натяжным устройством.

5) По конструкции шкивов:

- с однорядными шкивами;
- со ступенчатыми шкивами.

При необходимости обеспечения ременной передачи постоянного передаточного числа и хорошей тяговой способности рекомендуется устанавливать зубчатые ремни. При этом не требуется большего начального натяжения ремней; опоры могут быть неподвижными. Плоскоременные передачи применяются как простейшие, с минимальными напряжениями изгиба. Плоские ремни имеют прямоугольное сечение, применяются в машинах, которые должны быть устойчивы к вибрациям (например, высокоточные станки). Плоскоременные передачи в настоящее время применяют сравнительно редко (они вытесняются клиноременными). Теоретически тяговая способность клинового ремня при том же усилии натяжения в 3 раза больше, чем у плоского. Однако относительная прочность клинового ремня по сравнению с плоским несколько меньше (в нем меньше слоев армирующей ткани), поэтому практически тяговая способность клинового ремня приблизительно в два раза выше, чем у плоского. Это свидетельство в пользу клиновых ремней послужило основанием для их широкого распространения, в особенности в последнее время. Круглоременные передачи (как силовые) в машиностроении не применяются. Их используют в основном для маломощных устройств в приборостроении и бытовых механизмах (магнитофоны, радиолы, швейные машины и т. д.). Передаваемая мощность силовых ременных передач практически достигает 50 кВт, хотя известны плоскоременные передачи мощностью и 1500 кВт. Скорость ремня  $v = 5 - 30$  м/с (в сверхскоростных передачах  $v = 100$  м/с). В механических приводах ременная

					23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		23

передача используется чаще всего как понижающая передача. Максимальное передаточное отношение  $i_{\max} = 5 - 6$  для передач без натяжного ролика и  $i_{\max} = 6 - 10$  для передач с натяжным роликом, допускают кратковременную перегрузку до 200%.

#### 1.3.4 Муфты

Муфты служат для соединения валов или валов с деталями, свободно вращающимися на них (зубчатыми колесами, шкивами и т.п.), с целью передачи вращения без изменения скорости. Известно, что большинство устройств, систем комплектуют из отдельных узлов с входными и выходными валами. Такими узлами являются, например, привод в виде двигателя, передаточный и исполнительный механизмы. Кинематическая и силовая связь между этими узлами устройства осуществляется с помощью муфт (рисунок 1.11).

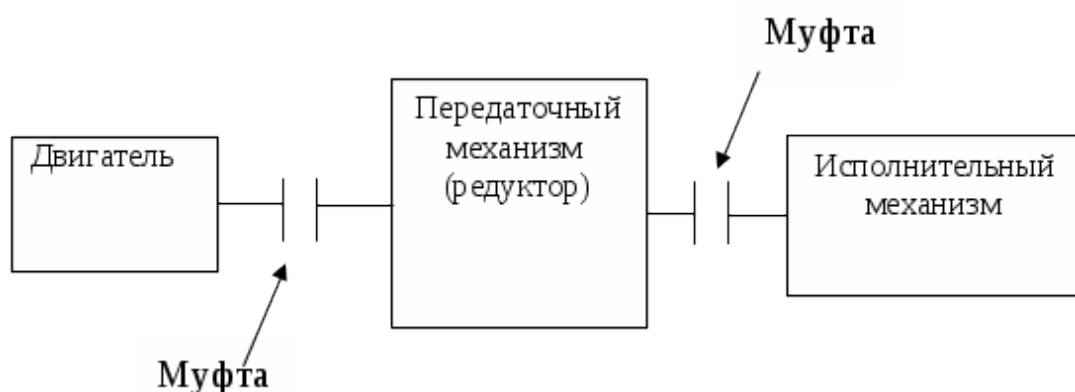


Рисунок 1.11 – Схема возможного расположения муфт в приводе ленточного конвейера

Соединение валов является основным, но не единственным назначением муфт. Муфты применяют для включения и выключения исполнительного органа при непрерывно работающем двигателе, для предохранения рабочих органов от перегрузок и чрезмерно больших скоростей, для передачи движения между



валами только в одном направлении, для остановки в качестве тормоза и других функций.

Глухие жесткие муфты используют при передаче движения между соосными валами, которые должны работать как единый вал. Компенсирующие подвижные муфты применяют при передаче движения между несоосными валами при наличии небольших радиальных, осевых, угловых или комбинированных смещений осей валов. Упругими муфтами пользуются для смягчения толчков, динамических нагрузок при передаче вращающегося момента между валами. Предохранительные муфты применяют во избежание поломок деталей механизма из-за перегрузок. Обгонные муфты используют для передачи движения только в одну сторону.

Муфты по управляемости передачей вращения между соединяемыми валами делят на три группы:

1) Муфты постоянные, осуществляющие постоянное соединение валов, – глухие, компенсирующие, упругие;

2) Муфты управляемые, обеспечивающие режим «включено-выключено» с помощью: дистанционного (электрического) управления - электромагнитные, магнитопорошковые (магнитожидкостные), пьезокристаллические; ручного (механического) управления - зубчатые, кулачковые, фрикционные;

3) Муфты самоуправляемые, осуществляющие автоматическое разъединение или соединение валов: по величине передаваемого момента - предохранительные; по скорости вращения – центробежные; по направлению вращения - обгонные.

Стандартами предусмотрены размеры на некоторые типы муфт. Муфты подбирают по большему диаметру соединяемых валов и расчетному значению передаваемого момента  $T_p = k \cdot T$ , где  $T$  – номинальный момент на валу;  $k$  – коэффициент режима работы муфты. В приводах от электродвигателя принимают: при спокойной нагрузке  $k = 1,15 \dots 1,4$ ; при переменной нагрузке  $k = 1,5 \dots 2$ ; при ударной нагрузке  $k = 2,5 \dots 4$ .

Часто муфты изготавливают индивидуально. При выборе конструкции муфты учитывают ее назначение, особенности конструкции механизма, условия эксплуатации, характер нагрузки. Выбранные муфты проверяют в кинематических передачах на точность, в силовых – на прочность.

#### 1.4 Классификация ленточных конвейеров

Несмотря на кажущуюся простоту конструкции, ленточные конвейеры достаточно разнообразны, а характеристики каждого типа этих устройств обуславливают назначение и применение их на тех или иных предприятиях.

##### 1.4.1 Классификация по типу трассы

Это разделение на типы основывается на положении и траектории движения самой ленты. В зависимости от неё транспортёры сыпучих материалов бывают:

1) Горизонтальные прямые - в них лента движется прямолинейно, а барабаны располагаются на одной высоте. Бывают как роликовые, так и безроликовые конвейеры, имеющие свои достоинства и недостатки и подходящие для конкретных условий эксплуатации. Эти конвейеры просты в установке и обслуживании, недороги и эффективны, но ограничены в решении некоторых задач;

2) Горизонтальные поворотные конвейеры – конвейеры, в которых высота транспортировки материала остаётся неизменной, но меняется направление движения;

3) Наклонные - такой тип транспортёров, при перемещении по которым материал поднимается или спускается на определенную высоту. Угол наклона может меняться в широких пределах, но обычно не превышает 15°. Ленты конвейеров с более крутым углом наклона изготавливают с поперечинами, чтобы

материал не скатывалось вниз. Также существуют ленточные конвейеры с постоянным или изменяемым углом наклона;

4) L - образные конвейеры, в которых угол наклона ленты меняется только в одном месте;

5) Z – образные ленточные транспортёры представляют собой наклонный конвейер, с возможностью реверсивного хода.

#### 1.4.2 Мобильные и стационарные конвейеры

Как правило, передвижные транспортеры используются либо на небольших предприятиях, либо в качестве вспомогательных устройств на комплексных линиях переработки сыпучих грузов. Поскольку масса таких устройств должна быть небольшой, они имеют малую мощность и обеспечивают невысокую производительность. Главным их достоинством является именно мобильность - такой транспортер можно установить в любом удобном месте и организовать, пусть и не очень быстрое, но надежное перемещение зерна между отдельными участками производственного комплекса.

Часто использование мобильного ленточного конвейера является необходимостью для больших складских помещений, где требуется попеременная загрузка и разгрузка отдельных участков.

Стационарные транспортёры используются на крупных объектах для загрузки материала в большом объеме. По ним же происходит транспортировка материала между отдельными участками предприятия, выгрузка его из силосов на суда или в железнодорожные вагоны.

					23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		27

### 1.4.3 Классификация по типу несущей поверхности

Форма и оснащение конвейерной ленты играет большую роль в эффективном перемещении как сыпучих, так и штучных материалов. Наибольшее распространение получили следующие виды:

1) Конвейер с гладкой лентой – самый простой и недорогой, но имеющий такой недостаток, как ссыпание сыпучих грузов по бокам;

2) Желобчатый конвейер, лента которого в поперечном сечении имеет приподнятые края и выглядит, как желоб. Он особенно удобен для транспортировки мелкозернистого материала, поскольку края предотвращают его высыпание;

3) Транспортер с бортами на ленте, функционально идентичный желобчатому транспортеру для сыпучих материалов;

4) Конвейер с поперечинами на ленте. Как правило, в таком виде исполняются крутонаклонные загрузочные ленточные конвейера, на которых поперечины предотвращают ссыпание зерна вниз;

5) V-образные конвейеры. Их отличительная черта - крутой угол наклона бокового борта. Зачастую эти транспортеры изготавливаются из двух разделенных лент с общим приводом. Между самими лентами имеется функциональный просвет для удаления мусора. Назначение таких ленточных конвейеров - транспортировка овощей и фруктов с одновременным удалением из них мелкого мусора (комьев земли, листьев, веток) через щель между лентами.

### 1.4.4 Типы ленточных конвейеров по их назначению

Типы ленточных конвейеров различают в зависимости от задач их применения. Разделяют такие виды:

1) Транспортировочный, служащий для перемещения груза между отдельными узлами комплекса;

					23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		28

2) Загрузочный, назначение которого - наполнение материалом бункера, склада, кузова автомобиля, железнодорожного вагона или трюма балкера. В зависимости от области применения ленточные конвейеры могут комплектоваться разгрузочной тележкой, которая позволяет ссыпать груз с ленты в любом её месте;

3) Очистительный, на котором от материала отделяется часть примесей;

4) Операционный. Его назначение – перемещение груза к рабочим столам для дальнейшей ручной сортировки, обработки и упаковки (в основном применяется при работе с овощами и фруктами).

Также конвейеры классифицируются по материалу транспортировочной ленты. Это могут быть транспортеры с резинотканевой лентой, полиуретановой, ПВХ, цепной, силиконовой, трековой, грипперной. Выбор и применение их зависит от перемещаемого материала.

В карьерах и на предприятиях горнодобывающей промышленности на транспортеры устанавливаются гасители ударных нагрузок, которые предотвращают повреждение ленты и роликотпор при ссыпании тяжелых кусков груза, а также плужковые сбрасыватели, разгружающие центр ленты.

Для конкретного объекта и для решения конкретных задач на предприятиях виды ленточных конвейеров подбираются на этапе проектирования с учетом технологических требований и условий эксплуатации.

Вывод по разделу 1:

Изучив литературные источники, был проведён краткий анализ и выбор элементов, которые включает в себя привод ленточного конвейера для транспортировки золы производительностью 66 т/ч. Привод данного механизма включает в себя электродвигатель, открытую ременную передачу, цилиндрический двухступенчатый редуктор, муфту зубчатую фрикционную и исполнительный механизм (приводной барабан). Система передач предназначена

					23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		29

для передачи мощности от электродвигателя к исполнительному механизму, с уменьшением угловой скорости и увеличением вращающего момента и состоит из открытой ременной передачи и цилиндрического двухступенчатого редуктора.

Двигатель преобразует электрическую энергию в механическую.

Открытая клиноременная передача служит для понижения частоты вращения.

Достоинства:

- Простота конструкции и малая стоимость;
- Возможность передавать мощность на значительное расстояние (до 15м);
- Плавность и бесшумность работы;
- Смягчение вибрации и толчков вследствие упругой вытяжки ремня.

Муфту устанавливают в приводах для компенсации несоосности соединяемых валов, для поглощения вибрации и толчков, а также с целью передачи вращающего момента без изменения его значения.

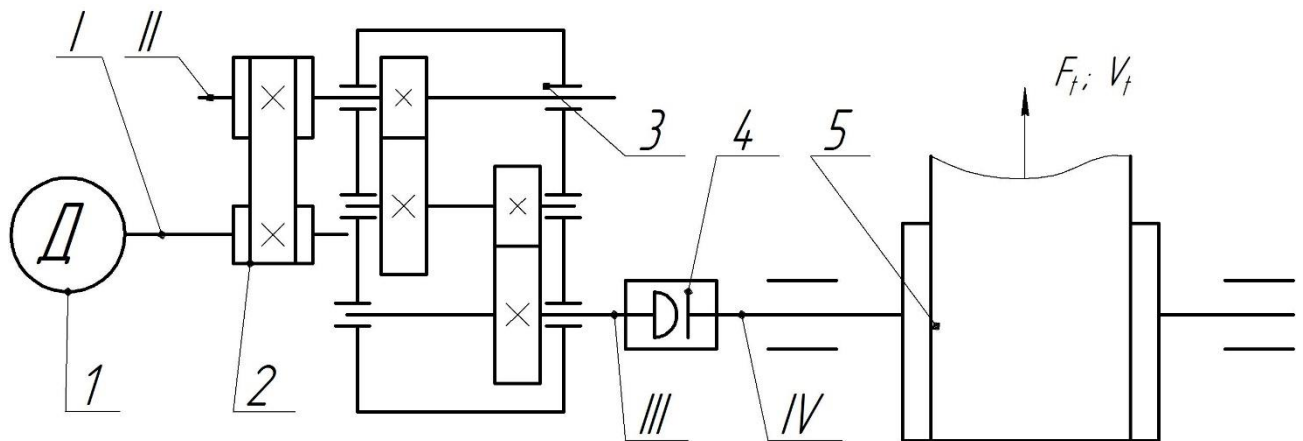
Редуктора и открытые передачи используются для понижения угловой скорости и повышения вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим. Цилиндрический двухступенчатый редуктор включает в себя быстроходную и тихоходную передачи редуктора. Передача состоит из двух колес, меньшее из которых называется шестерней. Передача работает за счет зацепления. Достоинства: высокая надежность работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей, малые габариты, большая долговечность, высокий КПД, сравнительно малые нагрузки на валы и подшипники, постоянство передаточного числа и простота обслуживания. Недостатки: относительно высокие требования к точности изготовления и монтажа, шум при больших скоростях.

Типовые исполнительные механизмы содержат рабочий орган – приводной барабан, вал, подшипниковые узлы. Барабан приводной используется для передачи тягового усилия, требующегося для приведения в движение ленты. Транспортные ленты являются движущейся рабочей частью конвейеров и предназначены для непрерывного перемещения грузов.

					23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		30

## 2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА.

### 2.1 Выбор электродвигателя и редуктора



*Кинематическая схема привода:*

- 1 – Электродвигатель;*
- 2 – Открытая клиноременная передача;*
- 3 – Цилиндрический двухступенчатый редуктор;*
- 4 – Муфта зубчатая-фрикционная;*
- 5 – Исполнительный орган (приводной барабан)*

Рисунок 2.1 – Кинематическая схема привода

#### 2.1.1 Определение расчетной мощности на валу исполнительного механизма

Мощность  $P_4$  на валу исполнительного механизма вычисляется по формуле:

$$P_4 = \frac{F_t \cdot V_t}{1000} \quad (2.1)$$

где  $F_t$  – окружное усилие на исполнительном механизме, Н;  $V_t$  – окружная скорость исполнительного механизма, м/с.

Мощность на приводном валу  $P_4$ , кВт:

$$P_4 = \frac{F_t \cdot V_t}{1000} = \frac{2000 \cdot 1,2}{1000} = 2,4 \text{ кВт.}$$

Изм.	Лист		Подпись	Дата

### 2.1.2 Определение расчётной мощности на валу электродвигателя

Расчётная мощность на валу двигателя  $P_1$  определяется с учётом потерь в приводе:

$$P_1 = \frac{P_4}{\eta} = \frac{2,4}{0,87} = 2,76 \text{ кВт}; \quad (2.2)$$

где  $\eta$  – общий КПД привода:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 0,95 \cdot 0,97^2 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,87; \quad (2.3)$$

где  $\eta_1 = 0,95$  – КПД открытой ременной передачи;  $\eta_2 = 0,97$  – КПД закрытой цилиндрической передачи;  $\eta_3 = 0,98$  – КПД муфты;  $\eta_4 = 0,99$  – КПД опор валов;

### 2.1.3 Определение частоты вращения вала исполнительного механизма

Частота вращения приводного вала  $n_4$ ,  $\text{мин}^{-1}$ :

$$n_4 = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot V_t}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{\pi \cdot 320} = 71,66 \text{ мин}^{-1}; \quad (2.4)$$

где  $D = 320$  мм – диаметр приводного барабана.

### 2.1.4 Определение частоты вращения вала электродвигателя

Частота вращения вала электродвигателя  $n_1$ ,  $\text{мин}^{-1}$ :

$$n_1 = n_4 \cdot i; \quad (2.5)$$

где  $n_4 = 71,66 \text{ мин}^{-1}$  – частота вращения приводного вала;  $i$  – передаточное отношение привода:

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_2.$$

Передаточные отношения для заданных передач:





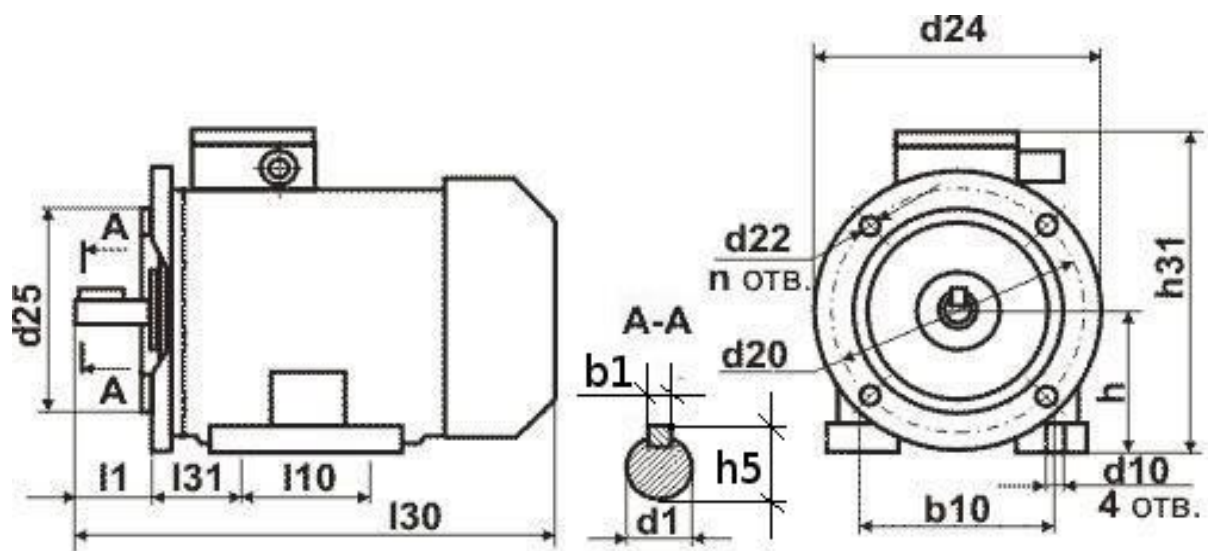


Рисунок 2.2 – Электродвигатель АИР90L2

### 2.1.6 Определение передаточного отношения привода

После выбора электродвигателя уточним передаточное отношение привода, равное передаточному отношению редуктора:

$$i = \frac{n_1}{n_4} = \frac{2870}{71,66} = 40. \quad (2.6)$$

Передаточное отношение редуктора определим  $i_p = 20$  согласно табличным значениям передаточных чисел стандартного цилиндрического двухступенчатого редуктора Ц2У.

Тогда передаточное отношение ременной передачи определим из отношения:

$$i_{РП} = \frac{i}{i_{РЕД}} = \frac{40}{20} = 2,0. \quad (2.7)$$

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

## 2.1.7 Определение мощностей, вращающих моментов и частот вращения валов

Определение угловых скоростей      Определение вращающих моментов:

валов:

$$n_{об} = n_1 = 2870 \text{ мин}^{-1};$$
$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 2870}{30} = 300,39 \text{ с}^{-1}.$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{ПП}} = \frac{2870}{2,0} = 1435 \text{ мин}^{-1};$$
$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 1435}{30} = 150,2 \text{ с}^{-1}.$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{РЕД}} = \frac{1435}{20} = 71,75 \text{ мин}^{-1};$$
$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{\pi \cdot 71,75}{30} = 7,5 \text{ с}^{-1}.$$

$$n_4 = n_3 = 71,75 \text{ мин}^{-1};$$
$$\omega_4 = \omega_3 = 7,5 \text{ с}^{-1}.$$

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{2,76}{2870} = 9,18 \text{ Нм}.$$

$$T_2 = T_1 \cdot \eta_{ПП} \cdot i_{ПП} = 9,18 \cdot 0,95 \cdot 2,0 = 17,45 \text{ Нм};$$

$$T_3 = T_2 \cdot \eta_{ЦП}^2 \cdot i_{РЕД} = 17,45 \cdot 0,97^2 \cdot 20 = 328,37 \text{ Нм};$$

$$T_4 = T_3 \cdot \eta_M \cdot \eta_{ОВ} = 328,37 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 318,58 \text{ Нм}.$$

Определение мощностей:

$$P_1 = 2,76 \text{ кВт};$$

$$P_2 = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{1000} = \frac{17,45 \cdot 150,2}{1000} = 2,62 \text{ кВт};$$

$$P_3 = \frac{T_3 \cdot \omega_3}{1000} = \frac{328,37 \cdot 7,5}{1000} = 2,46 \text{ кВт};$$

$$P_4 = \frac{T_4 \cdot \omega_4}{1000} = \frac{318,58 \cdot 7,5}{1000} = 2,39 \text{ кВт}.$$

Результаты расчета всех валов сводим в таблицу №2.2.

					23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		35

Таблица №2.2 – Силовые и кинематические параметры привода.

№ вала	$T, Н·м$	$P, кВт$	$n, мин^{-1}$	$\omega, с^{-1}$
1	9,18	2,76	2870	300,39
2	17,45	2,62	1435	150,2
3	328,37	2,46	71,75	7,5
4	318,58	2,39	71,75	7,5

### 2.1.8 Выбор цилиндрического двухступенчатого редуктора

Редуктор выбирается стандартный согласно ГОСТ Р 50891-96 [8] согласно следующим параметрам:

- передаточное отношение редуктора  $i = 20$ ;
- частота вращения входного вала  $n = 1435 \text{ мин}^{-1}$ ;
- вращающий момент на тихоходном валу редуктора  $T = 328,37 \text{ Нм}$ .

Соответственно данным параметрам выбираем цилиндрический двухступенчатый редуктор Ц2У-125 с передаточным отношением  $i = 20$  и допускаемым вращаемым моментом на выходном валу редуктора  $T_{\text{max}} = 500 \text{ Нм}$ . Масса редуктора – 53 кг. Объем заливаемого масла 2,2 л.

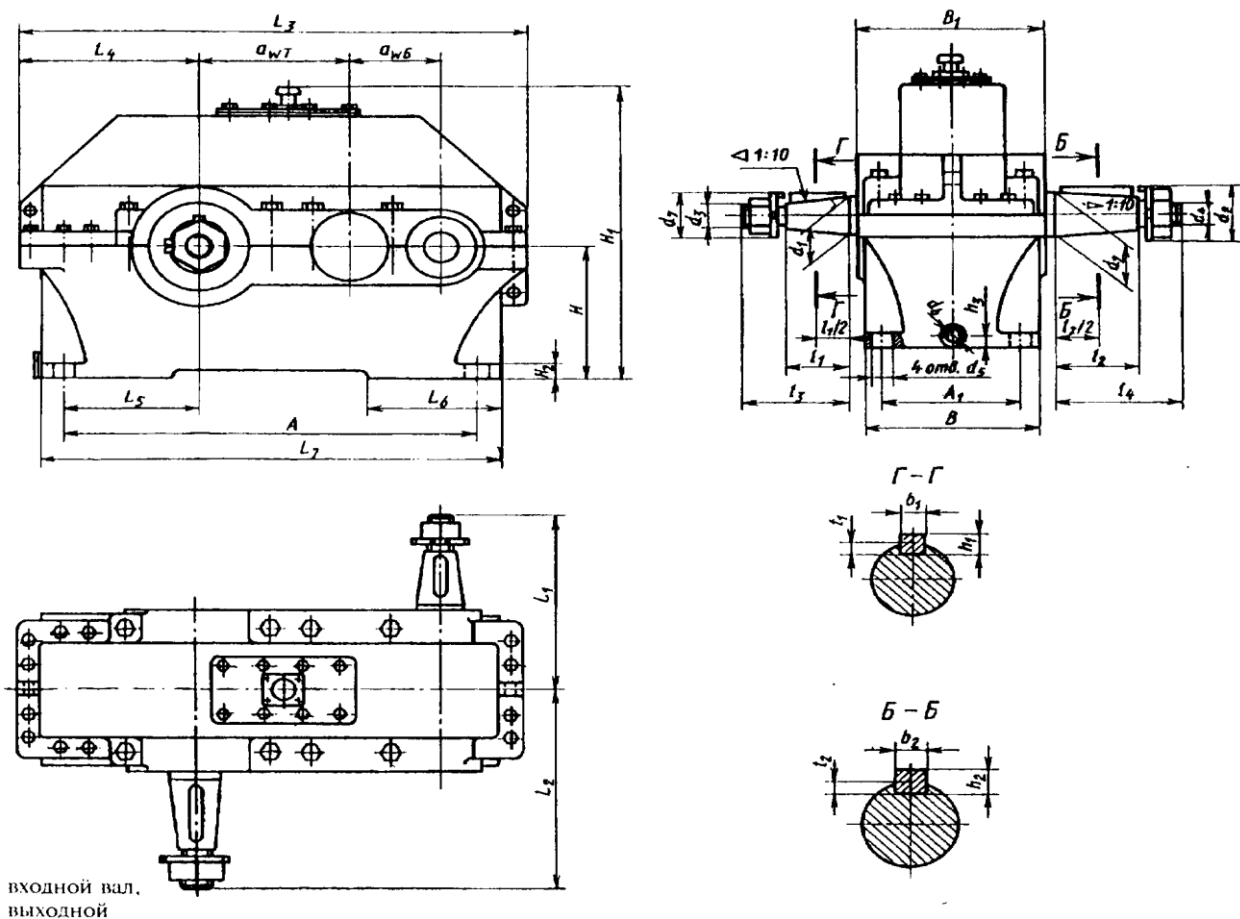


Рисунок 2.3 – Цилиндрический двухступенчатый редуктор Ц2У-125

Таблица №2.3 – Габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора, мм

$a_{WB}$	$a_{WT}$	$A$	$A_1$	$B$	$B_1$	$H$	$H_1$	$H_2$	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$	$L_5$
80	125	335	125	165	175	132	265	20	145	206	437	155	106
$L_6$	$L_7$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$d_6$	$d_7$	$d_8$	$h_1$	$h_2$	$h_3$	$l_1$
100	375	20	45	M12x1,25	M36x3	19	M24x1,5	32	63	6	9	32	36
$l_2$	$l_3$	$l_4$	$t_1$	$t_2$	$b_1$	$b_2$							
82	50	110	3,5	5,5	6	14							

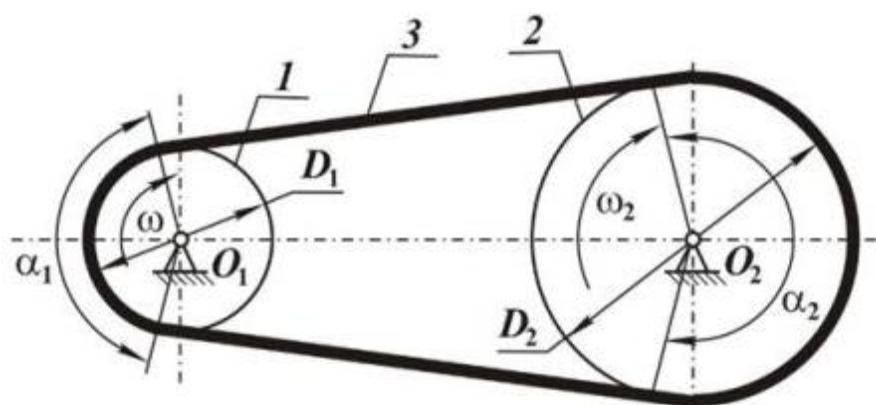
Выбраны подшипники 206, 207 и 214, согласно ГОСТ 8338-75 [9]. Косозубая передача внешнего зацепления с передаточным отношением цепи 4 на быстроходной ступени. Количество зубьев на шестерне 19 и 77 на колесе. Косозубая передача внешнего зацепления с передаточным отношением цепи 5 на тихоходной ступени. Количество зубьев на шестерне 21 и 105 на колесе.

Расчеты валов, подшипников и цилиндрических зубчатых передач произведены с помощью программы АРМ WinMachine, приведены в приложениях.

## 2.2 Расчёт ременной передачи

### 2.2.1 Описание ременной передачи

Ременная передача (рисунок 2.4) относится к передачам с гибкой связью. Состоит из ведущего и ведомого шкивов и ремня.



1,2 - шкивы      3 - ремень

Рисунок 2.4 – Ременная передача

К достоинствам ременной передачи можно отнести:

- простота конструкции;
- начальная дешевизна;

- передача мощности на большие расстояния;
- плавность, безударность и бесшумность работы;
- предельность нагрузки.

Недостатками ременной передачи являются:

- большие габариты;
- малая долговечность;
- большие нагрузки на валы и на опоры валов;
- неприменимость передачи во взрывоопасных, запыленных местах;
- непостоянство передаточного отношения.

Для данной передачи был выбран ремень клиновидного сечения.

Клиновые ремни - это ремни трапециевидного сечения с боковыми рабочими сторонами, работающие на шкивах с канавками соответствующего профиля. Глубина канавок шкивов должна быть такой, чтобы между внутренней поверхностью ремней и дном желобков шкива сохранялся зазор (рисунок 2.5).

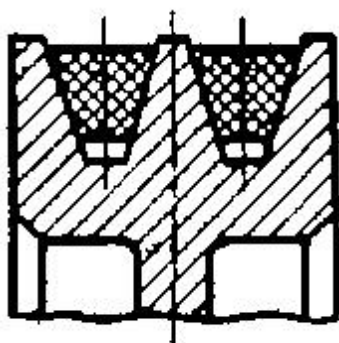


Рисунок 2.5 – Ремень клиновидного сечения

Ремни благодаря клиновому действию отличаются повышенными силами сцепления со шкивами и, следовательно, повышенной тяговой способностью.

Клиновой ремень состоит из следующих частей: корда, представляющего собой основной несущий слой, расположенный примерно по центру тяжести сечения ремня; основы из резиновых слоев, расположенных над и под кордом; обертки ремня в виде нескольких слоев прорезиненной ткани (рисунок 2.6). Корд выполняют из химических волокон: вискозы, капрона, лавсана, полиэстера. В

настоящее время применяют также корд из арамида и кевлара, что повышает нагрузочную способность ремня. Основа формирует сечение ремня и передает возникающие усилия несущему слою (корду). Тканевая обертка имеет низкий коэффициент трения и повышенную износостойкость.

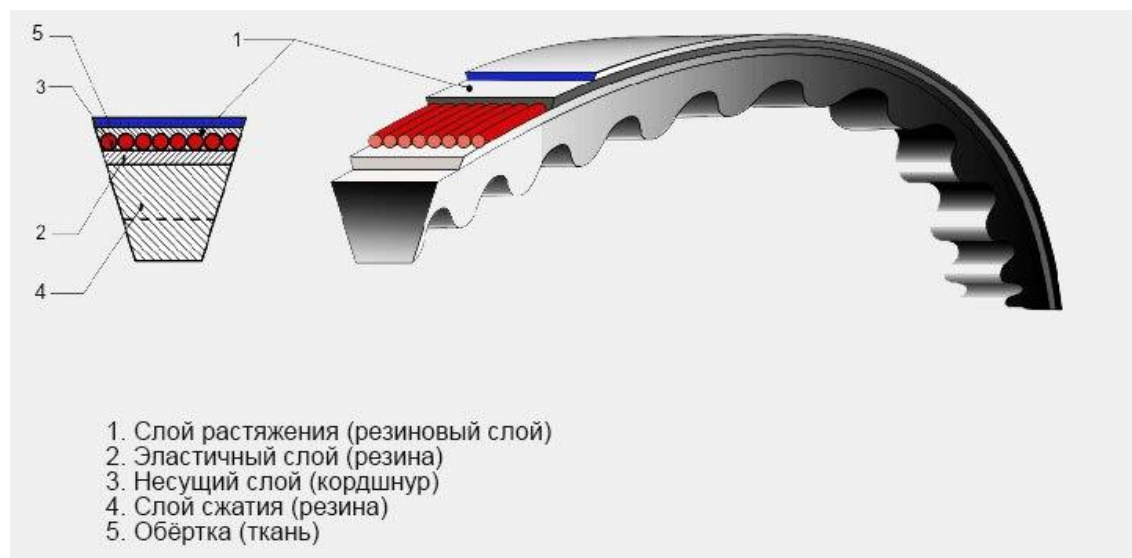


Рисунок 2.6 – Составляющие клинового ремня

Для клиноременной передачи возможны 7 сечений ремня, которые подобны. Выбор сечения ремня происходит в зависимости от частоты вращения шкива и мощности на нем, согласно рисунку 2.7.

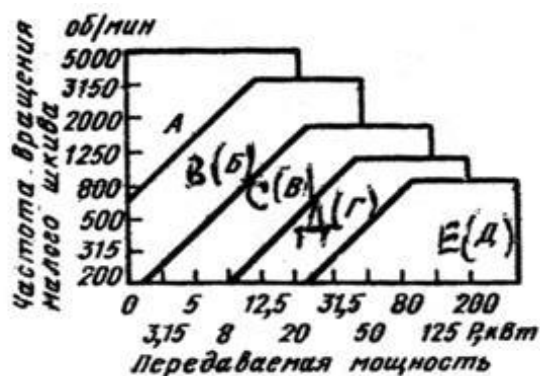


Рисунок 2.7 – Выбор сечения ремня

Расчет ременной передачи был произведен в программе на ЭВМ. Из этого расчета были получены:



- диаметры ведущего и ведомого шкивов;
- фактическое передаточное отношение;
- межосевое расстояние;
- клиновидный ремень нормального сечения и его параметры;
- силы, действующие в передаче.

### 2.2.2 Расчет параметров ременной передачи (ГОСТ 1284.3-96 [10]).

Диаметр меньшего шкива:

$$d_1 = (3...4) \cdot \sqrt[3]{T_1} = (3...4) \cdot \sqrt[3]{9,81 \cdot 10^3} = 64,22...85,63 \text{ мм}; \quad (2.8)$$

где  $T_1 = 9,81 \times 10^3$  Н/мм – вращающий момент.

Принимаем по ГОСТ 20889-88 [11]  $d_1 = 80$  мм.

Диаметр большого шкива:

$$d_2 = d_1 \cdot i \cdot (1 - \varepsilon) = 80 \cdot 2,0 \cdot (1 - 0,01) = 158,4 \text{ мм}; \quad (2.9)$$

где  $i = 2,0$  – передаточное отношение ременной передачи;  $\varepsilon = 0,01$  – для передач с регулируемым натяжением ремня.

Принимаем по ГОСТ 20889-88  $d_2 = 160$  мм.

Межосевое расстояние:

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + T_0 = 0,55 \cdot (80 + 160) + 6 = 138 \text{ мм}; \quad (2.10)$$

$$a_{\max} = (d_1 + d_2) = 80 + 160 = 240 \text{ мм}; \quad (2.11)$$

где  $T_0 = 6,0$  – высота сечения ремня (сечение «О»).

Принимаем  $a = 200$  мм.

Длина ремня:

$$L = 2 \cdot a + 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} \quad (2.12)$$

$$L = 2 \cdot 200 + 0,5 \cdot \pi \cdot (80 + 160) + \frac{(160 - 80)^2}{4 \cdot 200} = 784,8 \text{ мм}$$

Принимаем  $L = 800$  мм.

Уточняем межосевое расстояние:

					23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		41

$$a = 0,25 \cdot \left[ (L - w) + \sqrt{(L - w)^2 - 2 \cdot y} \right] \quad (2.13)$$

$$a = 0,25 \cdot \left[ (800 - 376,8) + \sqrt{(800 - 376,8)^2 - 2 \cdot 6400} \right] = 207,75 \text{ мм}$$

где  $w = 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) = 376,8$ ;  $y = (d_2 - d_1)^2 = 6400$ .

Угол обхвата меньшего шкива:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \cdot \frac{160 - 80}{207,75} = 158,05^\circ. \quad (2.14)$$

Выбор ремня по сечению: О (рисунок 2.8).

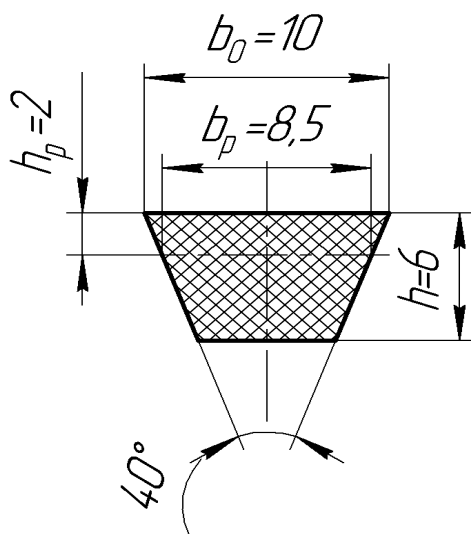


Рисунок 2.8 – Сечение О клинового ремня

Число ремней для передачи заданной мощности:

$$z = \frac{P \cdot C_p}{P_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_z} = \frac{2,76 \cdot 1,1}{1,05 \cdot 0,89 \cdot 0,94 \cdot 0,9} = 3,84; \quad (2.15)$$

где  $P_0 = 1,05$  кВт – мощность, допускаемая для передачи одним ремнем;  $C_L = 0,89$  – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня;  $C_p = 1,1$  – коэффициент режима работы;  $C_\alpha = 0,94$  – коэффициент угла обхвата;  $C_z = 0,9$  – коэффициент, учитывающий число ремней в передаче.

Принимаем  $z = 4$ .

Скорость ремня:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,08 \cdot 2870}{60} = 12,05 \text{ м/с}. \quad (2.16)$$

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

Предварительное натяжение ветвей клинового ремня:

$$F_0 = \frac{850 \cdot P \cdot C_P \cdot C_L}{z \cdot V \cdot C_a} + \theta \cdot V^2 = \frac{850 \cdot 2,76 \cdot 1,1 \cdot 0,89}{4 \cdot 12,05 \cdot 0,94} + 0,06 \cdot 12,05^2 = 57,58 \text{ Н}; \quad (2.17)$$

где  $\theta=0,06$  – коэффициент, учитывающий центробежную силу.

Сила, действующая на валы:

$$F_A = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 57,58 \cdot 4 \cdot \sin \frac{158,05}{2} = 452,22 \text{ Н}. \quad (2.18)$$

Ширина обода шкива:

$$B = (z-1) \cdot e + 2 \cdot f = (4-1) \cdot 12 + 2 \cdot 8 = 52 \text{ мм}; \quad (2.19)$$

где  $e = 12$ ,  $f = 8$  – размеры канавки ремня сечения О.

## 2.3 Выбор и расчёт муфты привода

### 2.3.1 Выбор и расчёт муфты привода

Муфта предназначена для соединения концевых частей валов. Она обеспечивает кинематическую и силовую связь, а также предохраняет от поломок. Для соединения тихоходного вала редуктора с валом барабана выбираем муфту зубчатую фрикционную (рисунок 2.9).

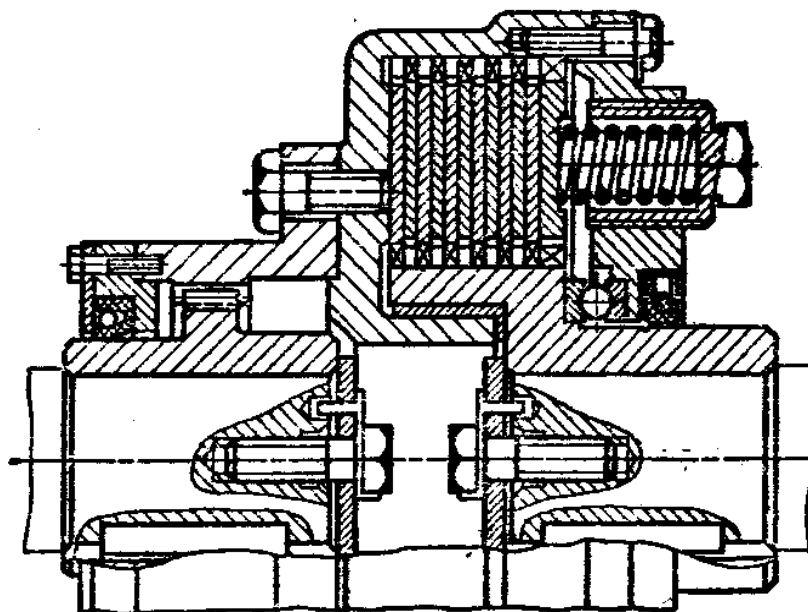


Рисунок 2.9 – Муфта зубчатая фрикционная

Зубчатые муфты – наиболее распространенный вид жестких компенсирующих муфт, которая компенсирует все виды несоосности валов. Зубчатая муфта состоит из двух обоев с внутренними зубьями, находящихся в зацеплении соответственно с двумя зубчатыми втулками с наружными зубьями. Зубчатые сопряжения муфт работают в масляной ванне. В муфтах предусмотрены отверстия для слива и залива в них масла, уплотнения для герметизации. Наиболее распространен эвольвентный профиль зуба с  $\alpha = 20^\circ$ .

Зубчатые муфты обладают высокой нагрузочной способностью при сравнительно небольших габаритах, хорошими компенсирующими свойствами, технологичностью изготовления. К недостаткам можно отнести: сравнительно низкую стойкость из-за быстрого износа и разрушения зубьев; отсутствие упруго-демпфирующих свойств.

Найдем делительный диаметр из проектировочного расчета:

$$\sigma_{см} = \frac{10^3 \cdot K \cdot T_p}{D_0^2 \cdot b \cdot 0,9} \leq [\sigma]_{см}; \quad (2.20)$$

где величина расчетного вращающего момента:

$$T_{РАСЧ} = K \cdot T_{НОМ} = 1,4 \cdot 328,37 = 460 \text{ Нм}; \quad (2.21)$$

где  $T_{НОМ} = 328,37$  Нм – вращающий момент на соединяемых валах;  $K = 1,4$  – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации;  $k = 1,25$  – коэффициент при  $\gamma = 0,5^\circ$ ;  $[\sigma]_{см} = 12 \dots 15$  МПа – допустимое напряжение смятия;  $\Psi = b/D_0 = 0,12 \dots 0,16$  – коэффициент ширины зубчатого венца;

Отсюда диаметр равен:

$$D_0 = \sqrt[3]{\frac{k \cdot T_p \cdot 10^3}{0,9 \cdot [\sigma_{см}] \cdot \Psi}} = \sqrt[3]{\frac{1,25 \cdot 460 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 12 \cdot 0,12}} = 76,27 \text{ мм} \rightarrow D_0 = 80 \text{ мм}. \quad (2.22)$$

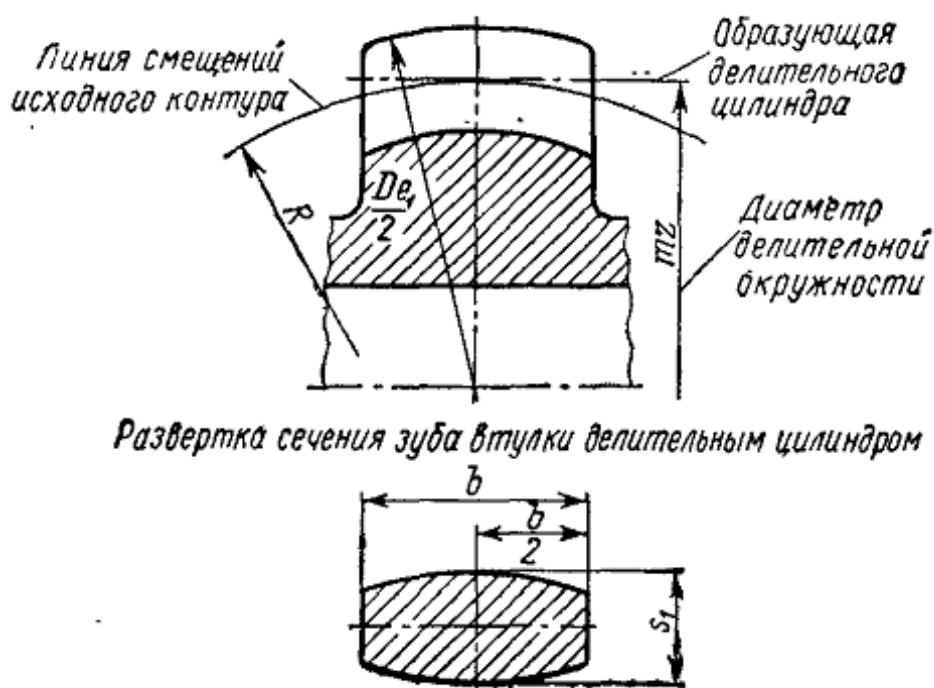


Рисунок 2.10 – Геометрические размеры бочкообразного зуба зубчатой полумуфты

Примем число зубьев  $z = 40$ , тогда модуль будет равен:

$$m = \frac{80}{40} = 2,0.$$

Рабочая высота зуба:  $h = 1,8 \cdot m = 1,8 \cdot 2,0 = 3,6 \text{ мм}. \quad (2.23)$

Ширина зубчатого венца:  $b = \Psi \cdot D_0 = 0,12 \cdot 80 = 9,6 \text{ мм}. \quad (2.24)$

Проверочный расчет зубчатой муфты:

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot k \cdot T_p}{b \cdot h \cdot Z \cdot D_0} = \frac{2 \cdot 1,25 \cdot 460 \cdot 10^3}{9,6 \cdot 3,6 \cdot 40 \cdot 80} = 10,4 \text{ МПа} \leq [\sigma_{CM}] = 12 \dots 15 \text{ МПа}. \quad (2.25)$$

Условие выполняется.

### 2.3.2 Выбор и расчет фрикционной полумуфты

Для предохранения приводных устройств от повреждений при возникновении случайных перегрузок, превышающих расчетную нагрузку, применяют муфту, автоматически размыкающие приводную линию.

В передачах, испытывающих переменные нагрузки, следует устанавливать предохранительные муфты многократного действия: при критической нагрузки они должны срабатывать, а при снижении передаваемого момента до расчетной величины – автоматически включать передачу.

Диаметр входного конца вала барабана  $d = 45$  мм.

Расчетный вращающий момент на соединяемых валах:

$$T_{РАСЧ} = K \cdot T_{НОМ} = 1,4 \cdot 328,37 = 460 \text{ Нм}; \quad (2.26)$$

где  $T_{НОМ} = 328,37$  Нм – вращающий момент на соединяемых валах;  $k = 1,4$  – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации.

Момент срабатывания таких муфт под действием критической нагрузки регулируют пружинами, создающими осевую силу  $F_a$ ; ее предельное значение определяют из условия, чтобы давление на диски не превышало допустимой величины  $[p]$ :

$$[F_a] \leq \frac{0,25 \cdot 3,14 \cdot (D_1^2 - D_2^2)}{4}; \quad (2.27)$$

где  $[p] = 0,25$  МПа для несмазываемых муфт с асбестовыми обкладками на дисках;  $D_H = (3,5 \dots 4) \cdot d = (3,5 \dots 4) \cdot 45 = 180$  мм – наружный диаметр кольцевой поверхности трения дисков;  $D_B = (0,5 \dots 0,6) \cdot D_1 = (0,5 \dots 0,6) \cdot 180 = 100$  мм – внутренний диаметр кольцевой поверхности трения дисков.

Максимальное осевое усилие определяется по формуле:

$$F_a = [p] \cdot \frac{\pi(D_n^2 - D_6^2)}{4} = 0,3 \cdot \frac{3,14 \cdot (180^2 - 100^2)}{4} = 5275H ; \quad (2.28)$$

где  $[p] = 0,3$  МПа – допускаемое давление для металлокерамического покрытия трущихся поверхностей.

Число пар трения определяется:

$$z \geq \frac{T_{np}}{T_{тр}} ; \quad (2.29)$$

где  $T_{np}$  – предельный момент;  $T_{тр}$  – момент трения;

$$T_{np} = s \cdot T_p = 1,4 \cdot 460 = 650Hм ; \quad (2.30)$$

где  $s = 1,25 \dots 1,5$  – коэффициент запаса сцепления.

Момент трения определяется:

$$T_{тр} = F_a \cdot f \cdot R_{np} , \quad (2.31)$$

где  $R_{np}$  – приведенный радиус, равный:

$$R_{np} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D_n^3 - D_6^3}{D_n^2 - D_6^2} = \frac{1}{3} \cdot \frac{180^3 - 100^3}{180^2 - 100^2} = 72мм = 0,072м ; \quad (2.32)$$

где  $f = 0,4$  – коэффициент трения.

Отсюда момент трения равен:

$$T_{тр} = 5275 \cdot 0,4 \cdot 0,072 = 152Hм$$

А число пар трения равно:

$$\frac{T_{np}}{T_{тр}} = \frac{650}{152} = 4,28 \leq z$$

Округляем до ближайшего четного числа, получаем  $z = 6$ .

Число наружных дисков тогда равно:

$$z_n = 0,5 \cdot z = 0,5 \cdot 6 = 3 . \quad (2.33)$$

Число внутренних дисков:

$$z_6 = z_n + 1 = 3 + 1 = 4 . \quad (2.34)$$

### 2.3.3 Расчет шлицевого соединения

Внутренние шлицы принимаются по ГОСТ 1139-80 [12] по диаметру  $D_B = 100$  мм, назначается соединение  $i \times d \times D \times b$ , где  $i$  – число шлицев,  $d$  – внутренний диаметр,  $D$  – наружный диаметр,  $b$  – ширина шлица, и размер фаски  $f$ . Получилось  $10 \times 102 \times 108 \times 16$  и фаска  $f = 0,5$  мм

Определим средний диаметр  $d_{cp}$  шлицев и высоту  $h$  его рабочей поверхности:

$$d_{cp} = \frac{D + d}{2} = \frac{108 + 102}{2} = 105 \text{ мм} \quad (2.35)$$

$$h = \frac{D - d}{2} - 2f = \frac{108 - 102}{2} - 2 \cdot 0,5 = 2 \text{ мм} \quad (2.36)$$

Определим суммарную толщину внутренних дисков:

$$\delta_{\Sigma \epsilon} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_p \cdot k_{pn}}{d_{cp} \cdot i \cdot h \cdot [\sigma]_{cm}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 460 \cdot 1,4}{105 \cdot 10 \cdot 2 \cdot 90} = 6,81 \text{ мм} \quad (2.37)$$

При этом толщина одного диска будет равна:

$$\delta = \frac{\delta_{\Sigma}}{z_{\epsilon}} = \frac{6,81}{4} = 1,7 \text{ мм} \rightarrow \delta = 2,0 \text{ мм} \quad (2.38)$$

Внешние шлицы принимаются также по ГОСТ 1139-80 по диаметру  $D_H$ , соединение  $10 \times 102 \times 108 \times 16$

$$d_{cp} = \frac{108 + 102}{2} = 105 \text{ мм}$$

$$h = \frac{108 - 102}{2} - 2 \cdot 0,5 = 2 \text{ мм}$$

Толщина наружного диска равняется толщине внутреннего,  $\delta = 2,0$  мм

Суммарная толщина внешних дисков:

$$\delta_{\Sigma H} = \delta \cdot z_H = 2,0 \cdot 3 = 6,0 \text{ мм} \quad (2.39)$$

Проверим выполнение условия прочности:



$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_p \cdot k_{pH}}{d_{cp} \cdot i \cdot h \cdot \delta_{\Sigma \epsilon}} \leq [\sigma]_{см} \quad (2.40)$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 460 \cdot 1,4}{105 \cdot 10 \cdot 2 \cdot 6,0} = 58,65 \text{ МПа} \leq 90 \text{ МПа}$$

Условие выполняется.

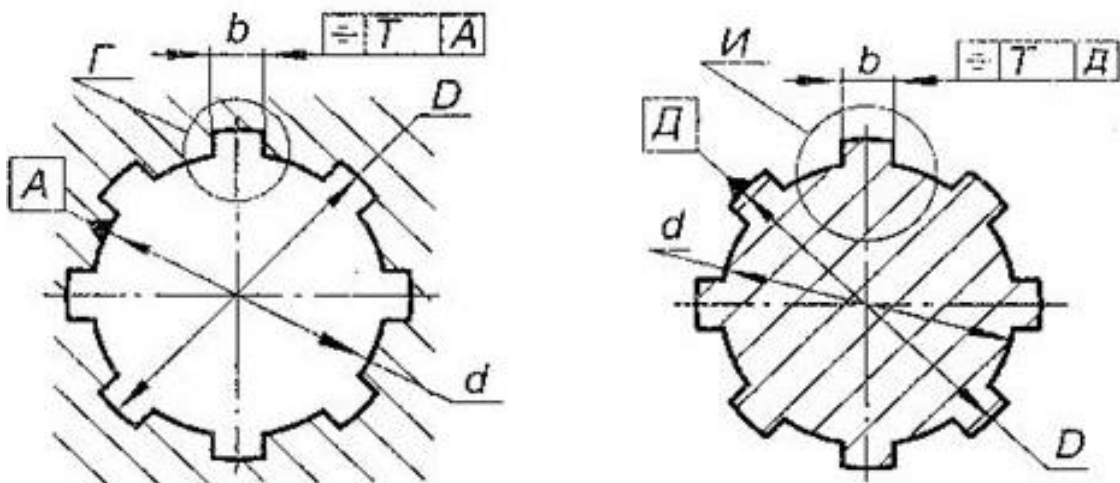


Рисунок 2.11 – Основные размеры шлицевых соединений по диаметрам  $D_H$  и  $D_B$

### 2.3.4 Расчет пружины

Для расчета пружины используем максимальное осевое усилие, рассчитанное в пункте 3.2:  $F_a = 5275 \text{ Н}$ . Примем величину осадки  $\lambda = 17 \text{ мм}$  и количество пружин  $n = 8$ . Тогда сила, приходящаяся на одну пружину:

$$F = \frac{F_a}{n} = \frac{5275}{8} = 660 \text{ Н}. \quad (2.41)$$

Индекс пружины примем  $C = 5$ , тогда коэффициент кривизны витка:

$$k = \frac{4C + 2}{4C - 3} = \frac{4 \cdot 5 + 2}{4 \cdot 5 - 3} = \frac{22}{17} = 1,29. \quad (2.42)$$

Изм.	Лист	Подпись	Дата

Допускаемое напряжение на кручение для пружинной стали 60С2А:

$$[\tau]_K = 0,5 \cdot \sigma_B = 0,5 \cdot 1570 = 785 \text{ МПа} \quad (2.43)$$

где  $\sigma_B = 1570$  МПа – предел прочности при растяжении.

Определим диаметр проволоки:

$$d = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{k \cdot F \cdot C}{[\tau]_K}} = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{1,29 \cdot 660 \cdot 5}{785}} = 3,73 \text{ мм} . \quad (2.44)$$

Выбираем для пружин стальную углеродистую проволоку II класса по ГОСТ 9389-75 [13]. Принимаем  $d = 4,0$  мм – диаметр проволоки.

Определим диаметр пружины:

$$D = d \cdot C = 4,0 \cdot 5 = 20 \text{ мм} . \quad (2.45)$$

Число рабочих витков:

$$z = \frac{\lambda \cdot G \cdot d}{8 \cdot F \cdot C^3} = \frac{17 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 4,0}{8 \cdot 660 \cdot 5^3} = 8,24 ; \quad (2.46)$$

где  $G = 8 \cdot 10^4$  МПа – модуль сдвига для пружинной стали.

Полученное значение округляем до ближайшего целого  $z = 8$ .

Число полных витков:

$$z_0 = z + (1,5 \dots 2) = 8 + 2 = 10 . \quad (2.47)$$

Определим длину пружины, сжатой до соприкосновения витков:

$$H_1 = (z_0 - 0,5) \cdot d = (10 - 0,5) \cdot 4,0 = 38 \text{ мм} \quad (2.48)$$

Зазор между витками пружины:

$$s = 0,1 \cdot d = 0,1 \cdot 4,0 = 0,4 \text{ мм} \quad (2.49)$$

Регулировочный ход пружины:

$$\lambda_p = z \cdot s = 8 \cdot 0,4 = 3,2 \text{ мм} \quad (2.50)$$

Полный ход пружины до соприкосновения витков:

$$\lambda_1 = \lambda + \lambda_p = 17 + 3,2 = 20,2 \text{ мм} \quad (2.51)$$

Определим длину пружины в свободном состоянии:

$$H_0 = H_1 + \lambda_1 = 38 + 20,2 = 58,2 \text{ мм} \quad (2.52)$$

										Лист
										50
Изм.	Лист		Подпись	Дата						

Наружный и внутренний диаметры пружины:

$$\begin{aligned} D_1 &= D + d = 20 + 4,0 = 24 \text{ мм} \\ D_2 &= D - d = 20 - 4,0 = 16 \text{ мм} \end{aligned} \quad (2.53)$$

Определим шаг пружины в свободном состоянии:

$$t = d + \frac{\lambda}{z} + s = 4,0 + \frac{17}{8} + 0,4 = 6,53 \text{ мм} . \quad (2.54)$$

Сила, сжимающая пружину до соприкосновения витков:

$$F_1 = F \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda} = 660 \cdot \frac{20,2}{17} = 784 \text{ Н} \quad (2.55)$$

Определим максимальное фактическое напряжение в витках пружины:

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \frac{8 \cdot k \cdot F_1 \cdot D}{\pi \cdot d^3} ; \\ \tau_{\max} &= \frac{8 \cdot 1,29 \cdot 784 \cdot 20}{3,14 \cdot 4,0^3} = 805 \text{ МПа} . \end{aligned} \quad (2.56)$$

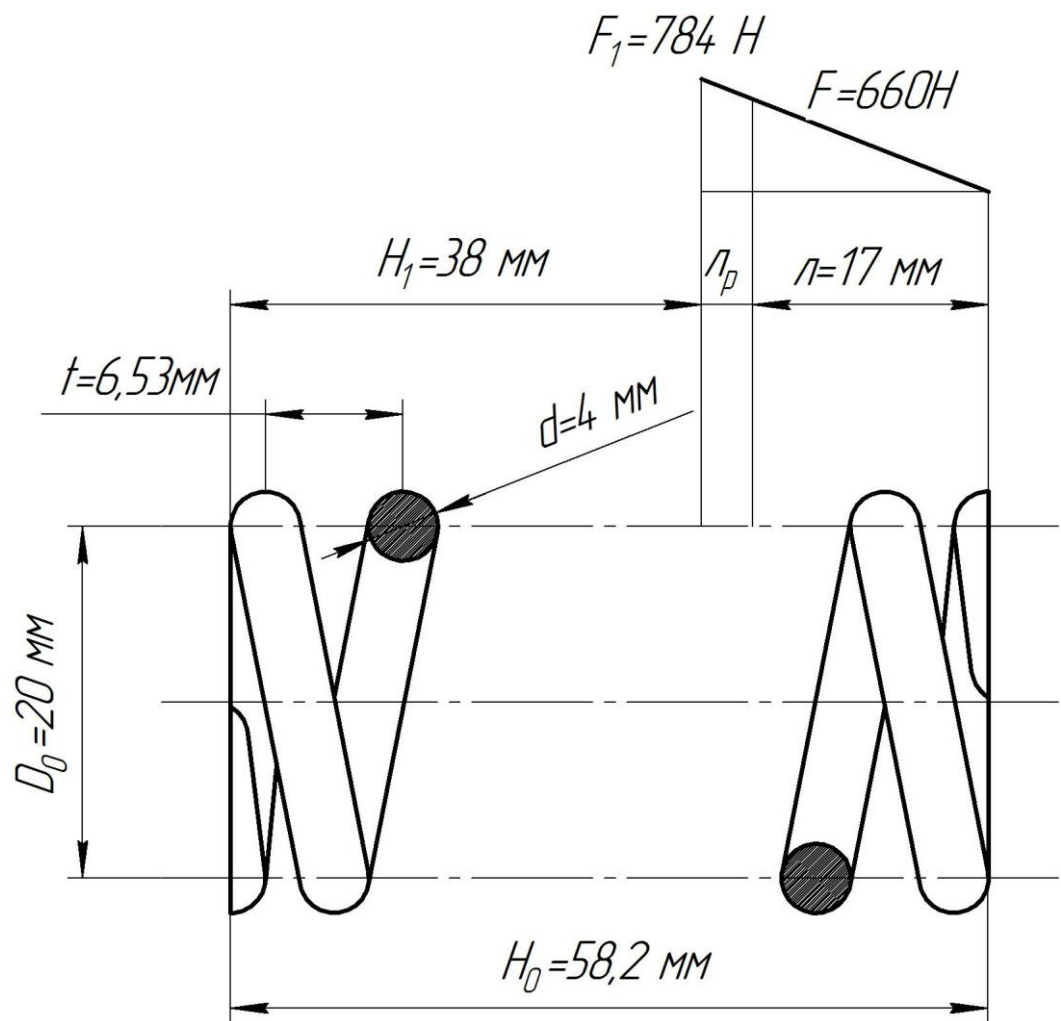


Рисунок 2.12 – Характеристика пружины

## 2.4 Проектирование исполнительного органа

### 2.4.1 Проектный расчет вала

Определим диаметр выходного конца вала  $d$ , мм:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{318,58 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 43,02 \text{ мм}; \quad (2.57)$$

где  $T = 318,58 \cdot 10^3$  Нмм – вращающий момент на валу барабана;  $[\tau] = 20$  МПа – допускаемое напряжение на кручение.

Округляем до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 6636-69 [14]  
 $d = 45$  мм.

Изм.	Лист	Подпись	Дата

23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ

Лист

52

Диаметр цапф вала в местах установки подшипников  $d_{\Pi}$  :

$$d_{\Pi} \geq d + 2 \cdot t = 53 + 2 \cdot 3,0 = 59 \text{ мм}; \quad (2.58)$$

где  $t = 3,0$  – высота бурта подшипника.

Диаметр цапф вала в местах установки подшипников примем  $d_{\Pi} = 50$  мм.

Диаметр упорного бурта подшипника  $d_{\text{БП}}$ , мм:

$$d_{\text{БП}} \geq d_{\Pi} + 3 \cdot r; \quad (2.59)$$

где  $r = 2,5$  – величина радиуса фаски кольца подшипника;

$$d_{\text{БП}} \geq 50 + 3 \cdot 2,5 = 57,5 \text{ мм}.$$

Округляем до стандартного значения по ГОСТ 6636-69  $d_{\text{БП}} = 60$  мм.

Диаметр вала под ступицу барабана  $d_{\text{ст}}$ , мм:

$$d_{\text{ст}} = 53 \text{ мм}.$$

Диаметр буртика ступицы барабана  $d_{\text{БК}}$ , мм:

$$d_{\text{БК}} \geq d_{\text{ст}} + 10 = 53 + 7 = 60 \text{ мм}.$$

Округляем до стандартного значения по ГОСТ 6636-69  $d_{\text{БК}} = 60$  мм.

Остальные размеры вала принимаем из проектного вычерчивания.

#### 2.4.2 Подбор подшипников и шпоночных соединений

Для исполнительного органа подбираем шариковые радиальные сферические двухрядные подшипники по внутреннему диаметру  $d = 50$  мм.

Подшипник № 1210 ГОСТ 28428-90 [15]:  $d = 50$  мм;  $D = 90$  мм;  $B = 20$  мм;  $r = 2,0$ ;  $C = 22,8$  кН;  $C_0 = 11,0$  кН.

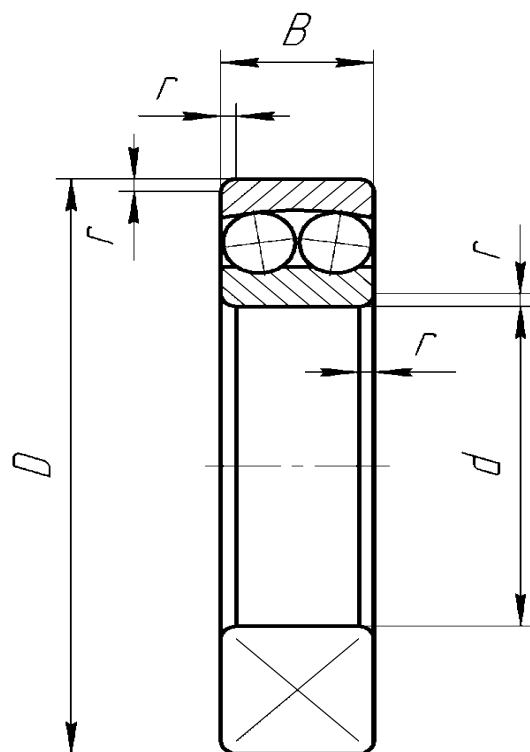


Рисунок 2.13 – Подшипник шариковый радиальный сферический двухрядный

### 2.4.3 Подбор корпуса подшипника и крышек

Корпуса предназначены для применения в оборудовании с отдельной установкой опор валов. Корпус подшипника подбирается по внешнему диаметру подшипника. Выбираем корпус ШМ-90 по ГОСТ 13218.7-80 [16] как наиболее подходящий. Эскиз корпуса приведён на рисунке 2.14. В таблице 2.4 отображаются основные размеры.

Таблица 2.4 – Основные размеры корпуса ШМ-90

D,	D <sub>1</sub> ,	d,	d <sub>1</sub> ,	d <sub>2</sub> ,	d <sub>3</sub> ,	A,	B,	B <sub>1</sub> ,	L,	L <sub>1</sub> ,	l,	H,	H <sub>1</sub> ,	h,
мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм
90	110	11	15	6	30	155	48	46	190	125	144	130,5	68	22

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

23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ

Лист

54

Крышки для соединения с корпусом подшипника выполним стандартными. Эскиз торцевой крышки с отверстием под манжетные уплотнения изображён на рисунке 2.15, основные размеры приведены в таблице 2.5.

Эскиз глухой крышки изображён на рисунке 2.16, основные размеры приведены в таблице 2.6.

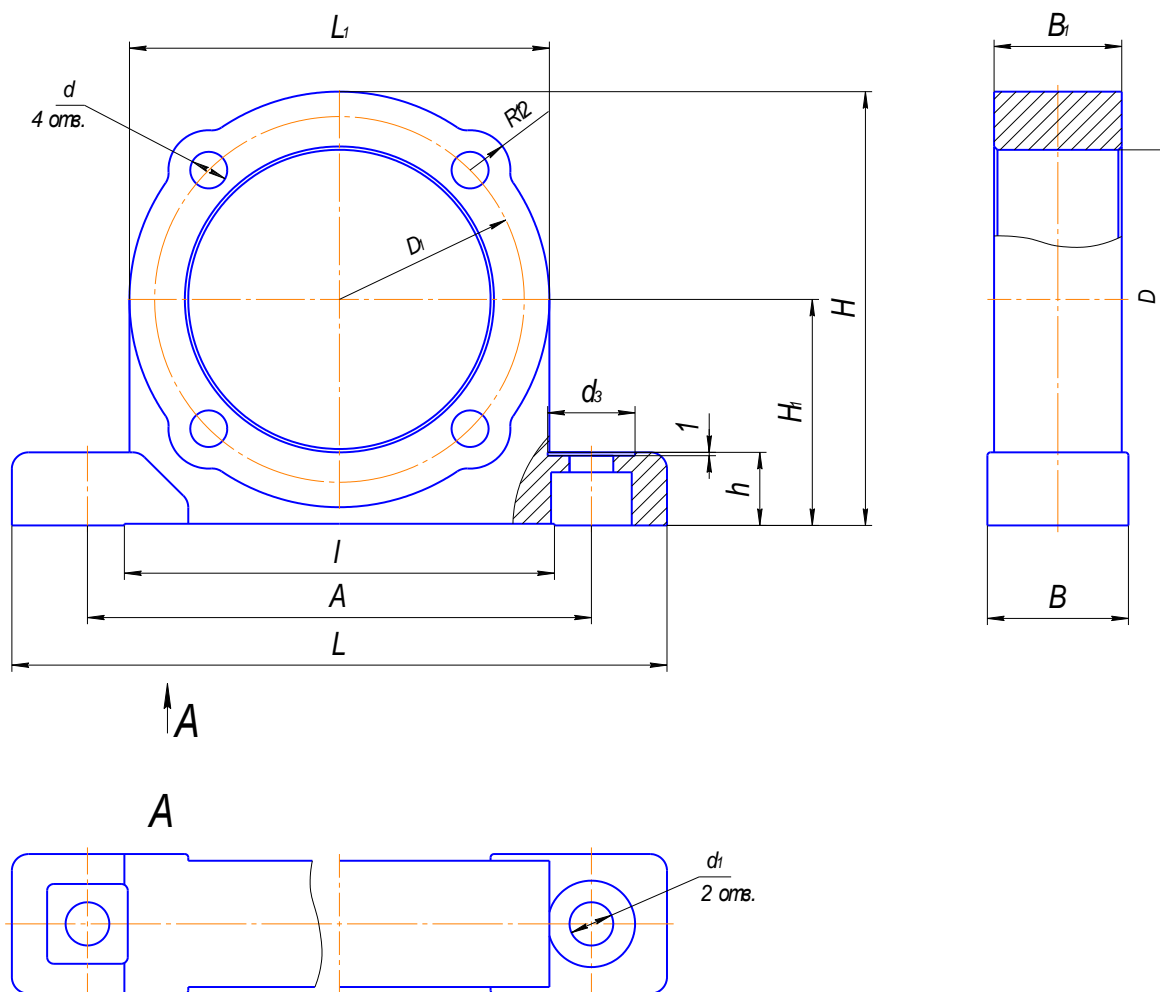


Рисунок 2.14 – Эскиз корпуса ШМ-90

Изм.	Лист	Подпись	Дата

23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ

Лист

55

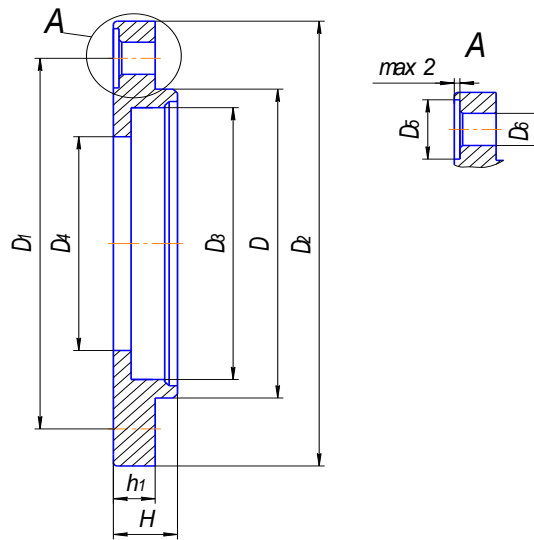


Рисунок 2.15 – Эскиз торцевой крышки

Таблица 2.5 – Основные размеры торцевой крышки

D, мм	D <sub>1</sub> , мм	D <sub>2</sub> , мм	D <sub>3</sub> , мм	D <sub>4</sub> , мм	D <sub>5</sub> , мм	D <sub>6</sub> , мм	h <sub>1</sub> , мм	H, мм
90	110	130	80	56	20	9	12	18

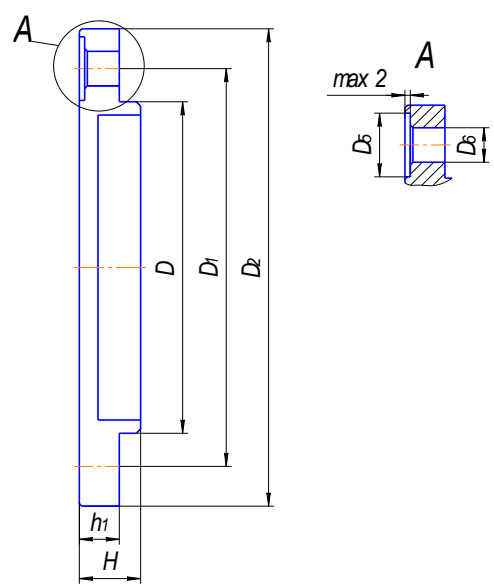


Рисунок 2.16 – Эскиз глухой крышки



Таблица 2.6 – Основные размеры глухой крышки

D, мм	D <sub>1</sub> , мм	D <sub>2</sub> , мм	D <sub>5</sub> , мм	D <sub>6</sub> , мм	h <sub>1</sub> , мм	H, мм
90	110	130	15	9	12	18

#### 2.4.4 Выбор манжетного уплотнения

Резиновые армированные однокромочные манжеты с пружиной предназначены для уплотнения валов. На рисунке 2.17 приведена манжета 1.1-55×80-1 ГОСТ 8752-79 [17].

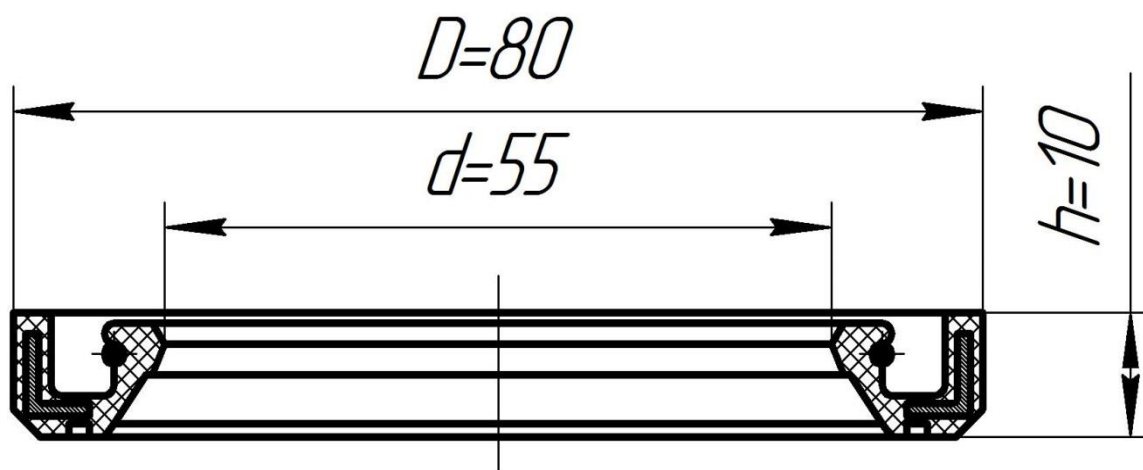
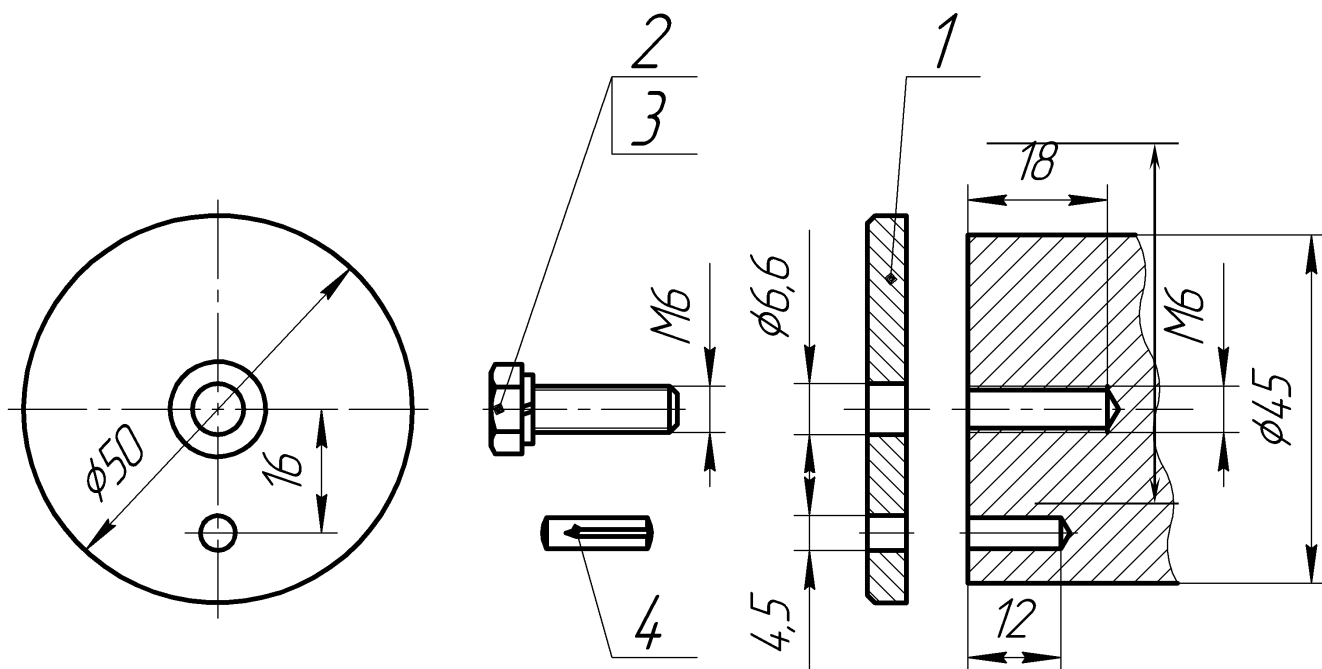


Рисунок 2.17 – Манжета 1.1-55×80-1 ГОСТ 8752-79

#### 2.4.5 Выбор шайб

Для конца вала, на котором находится полумуфта, выберем шайбу 7019-0630 ГОСТ 14734-69 [18], штифт 4×14 ГОСТ 12850.1-93 [19], болт М6-6g×20 ГОСТ 7808-70 [20], шайба 6Н ГОСТ 6402-70 [21] приведем ниже на рисунке.



1 – шайба 7019-0630 ГОСТ 14734-69; 2 – болт М6-20 ГОСТ 7808-70; 3 – шайба 6Н ГОСТ 6402-70; 4 – штифт 4×14 ГОСТ 12850.1-93.

Рисунок 2.18 – Шайба концевая

#### 2.4.6 Компоновка узла барабана, назначение размеров и расчет реакций

Необходимые размеры  $l_1, l_2, l_3, l_4$ :

$$l_1 = 110 \text{ мм};$$

$$l_2 = 160 \text{ мм};$$

$$l_3 = 580 \text{ мм};$$

$$l_4 = 160 \text{ мм}.$$

Составляем расчетную схему.

Определим силы, действующие на барабан.

Крутящая сила  $F_t = F_1 - F_2$ ; (2.60)

где  $F_2 \approx 0,25F_1$  – сила, действующая на ведомую ветвь;  $F_1$  – сила, действующая на ведущую ветвь.

Тогда  $F_t = 0,75F_1$ .

Следовательно, сила, действующая на ведущую ветвь, равна:

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

$$F_1 = \frac{F_t}{0,75} = \frac{2000}{0,75} = 2667H; \quad (2.61)$$

На ведомую:

$$F_2 = 0,25F_1 = 0,25 \cdot 2667 = 667H. \quad (2.62)$$

Сила, действующая на вал барабана:

$$F_q = F_1 + F_2 = 2667 + 667 = 3334H. \quad (2.63)$$

Сила, действующая на валы от предохранительной муфты:

$$F_M = 250 \cdot \sqrt{T} = 250 \cdot \sqrt{318,58} = 4462H. \quad (2.64)$$

#### 2.4.7 Расчет вала на статическую прочность

Найдем реакции опор в подшипниках из уравнений моментов и суммы проекций сил на оси координат (вал находится в равновесии):

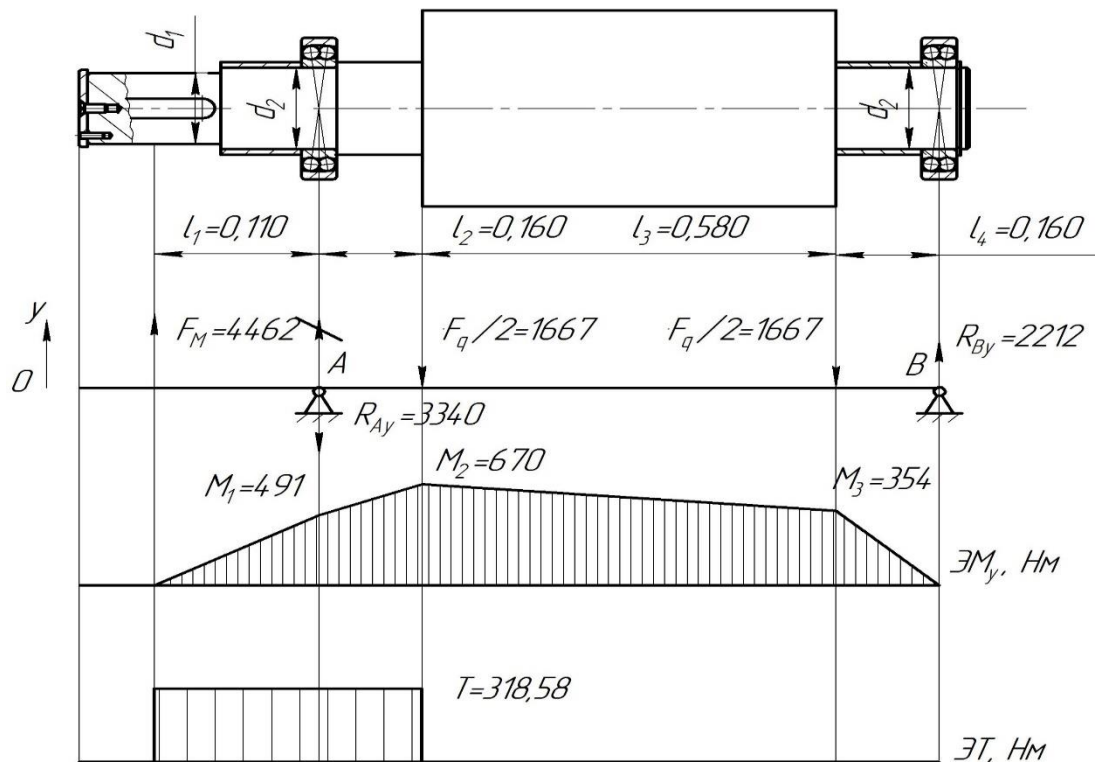
Реакции опор в плоскости YZ:

$$\sum M_A = -F_M \cdot l_1 - \frac{F_q}{2} \cdot l_2 - \frac{F_q}{2} \cdot (l_3 + l_2) + R_{By} \cdot (l_4 + l_2 + l_3) = 0; \quad (2.65)$$

$$R_{By} = \frac{4462 \cdot 0,110 + 1667 \cdot 0,160 + 1667 \cdot (0,160 + 0,580)}{0,160 + 0,580 + 0,160} = 2212H.$$

$$\sum M_B = \frac{F_q}{2} \cdot l_4 + \frac{F_q}{2} \cdot (l_3 + l_4) - R_{Ay} \cdot (l_4 + l_2 + l_3) - F_M \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = 0; \quad (2.66)$$

$$R_{Ay} = \frac{1667 \cdot 0,160 + 1667 \cdot (0,580 + 0,160) - 4462 \cdot (0,110 + 0,160 + 0,580 + 0,160)}{0,160 + 0,580 + 0,160} = -3340H$$



$$M_1 = F_M \cdot l_1 = 4462 \cdot 0,110 = 491 \text{ Нм}; \quad (2.67)$$

$$M_2 = F_M \cdot (l_1 + l_2) - R_{Ay} \cdot l_2 = 4462 \cdot (0,110 + 0,160) - 3340 \cdot 0,160 = 670 \text{ Нм}; \quad (2.68)$$

$$M_3 = R_{By} \cdot l_4 = 2212 \cdot 0,160 = 354 \text{ Нм}. \quad (2.69)$$

Рисунок 2.19 – Расчетная схема вала исполнительного органа

Максимальное эквивалентное напряжение в опасном сечении.

Найдем значение момента в опасном сечении посадки левой ступицы барабана на вал:

$$M_{\max} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{0^2 + 670^2} = 670 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.70)$$

Расчет на статическую прочность будем вести по теории максимальных касательных напряжений:

$$\sigma_{\text{э}} = \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{кр}}^2}. \quad (2.71)$$

Найдем  $\sigma_{\text{из}}$ :

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\max} \cdot 10^3}{0,1 \cdot d^3} = \frac{670 \cdot 1000}{0,1 \cdot 53^3} = 45 \text{ МПа}. \quad (2.72)$$

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

Предполагая, что крутящий момент распределен по валу равномерно, примем  $T_{кр} = 318,58 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , отсюда найдем касательные напряжения  $\tau_{кр}$ :

$$\tau_{кр} = \frac{T_{кр} \cdot 10^3}{0,2 \cdot d^3} = \frac{318,58 \cdot 1000}{0,2 \cdot 53^3} = 10,7 \text{ МПа}. \quad (2.73)$$

Зная  $\sigma_{из}$  и  $\tau_{кр}$ , найдем эквивалентное напряжение  $\sigma_э$ :

$$\sigma_э = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4 \cdot \tau_{кр}^2} = \sqrt{45^2 + 4 \cdot 10,7^2} = 49,83 \text{ МПа}. \quad (2.74)$$

Вычислим допускаемые напряжения  $[\sigma]$ ,

$$[\sigma] = \frac{\sigma_m}{[n] \cdot K_n} = \frac{450}{2 \cdot 2} = 112,5 \text{ МПа}; \quad (2.75)$$

где  $[n] = 2$  – запас прочности;  $K_n = 2$  – эксплуатационный коэффициент;  $\sigma_t = 450 \text{ МПа}$  – предел текучести материала Сталь 45 ГОСТ 1050 [22].

Сравним:

$$\sigma_э = 49,83 \text{ МПа} < [\sigma] = 112,5 \text{ МПа},$$

Допустимые напряжения больше эквивалентных, неравенство соблюдается, соответственно, вал достаточно прочен.

#### 2.4.8 Расчет вала на сопротивление усталости

Опасное сечение вала – это место посадки левой ступицы барабана на вал. Проведем расчет эквивалентного напряжения. Изгибные напряжения найдем по формуле:

$$\sigma_{из} = \frac{M_{\max} \cdot 10^3}{0,1 \cdot d^3} = \frac{670 \cdot 1000}{0,1 \cdot 53^3} = 45 \text{ МПа}.$$

Касательные напряжения найдем из выражения:

$$\tau_{кр} = \frac{T_{кр} \cdot 10^3}{0,2 \cdot d^3} = \frac{318,58 \cdot 1000}{0,2 \cdot 53^3} = 10,7 \text{ МПа}.$$

Эквивалентные напряжения находятся по четвертой гипотезе пластичности:

$$\sigma_{э\text{кв}} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2} = \sqrt{45^2 + 3 \cdot 10,7^2} = 48,67 \text{ МПа} \quad (2.76)$$

Если выполняется условие:

$$\sigma_{\text{экв}} = 48,67 \text{ МПа} \leq \frac{\varepsilon \cdot \sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot [s]} = \frac{0,82 \cdot 380}{1,85 \cdot 1,5} = 112,29 \text{ МПа}; \quad (2.77)$$

то расчет на сопротивление усталости не проводится;

где  $\varepsilon = 0,82$  – масштабный коэффициент, для углеродистой стали с диаметром вала  $d = 53$  мм;

$\sigma_{-1} = 380$  МПа – предел выносливости материала при изгибе с симметричным циклом изменения напряжений;

$K_{\sigma} = 1,85$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений в опасном сечении;

$[s] = 1,5$  – коэффициент запаса усталости.

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

#### 2.4.9 Расчет вала 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:

$$s_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{\sigma_T}{\sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{max}}^2}} \geq [s_T] \quad (2.78)$$

где  $s_T$  - коэффициент запаса прочности относительно предела текучести;

$[s_T] = 1,3 \dots 1,8$  – требуемый коэффициент запаса прочности относительно предела текучести;

$\sigma_T = 650$  МПа – предел текучести для стали;

$\sigma_{\text{max}}$  и  $\tau_{\text{max}}$  – наибольшие нормальные и касательные напряжения, возникающие при пиковых нагрузках, которые рассчитываются по формулам:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M \cdot 10^3 \cdot K_{II}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{670 \cdot 1000 \cdot 1,4}{0,1 \cdot 53^3} = 63 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{T_{кр} \cdot 10^3 \cdot K_{II}}{0,2 \cdot d^3} = \frac{318,58 \cdot 1000 \cdot 1,4}{0,2 \cdot 53^3} = 14,98 \text{ МПа};$$

где  $M$  и  $T$  – изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении;

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

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{пнх}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{пнх}}^2} = \sqrt{63^2 + 3 \cdot 14,98^2} = 68,13 \text{ МПа}.$$

$$s_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{\sigma_T}{\sqrt{\sigma_{\text{пнх}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{пнх}}^2}} = \frac{650}{68,13} = 9,54 \geq [s_T] = 1,3 \dots 1,8.$$

Условие выполняется.

#### 2.4.10 Выбор и проверочный расчет шпонок

Для посадки полумуфты на вал диаметром  $d = 45$  мм выберем шпонку  $14 \times 9 \times 70$  ГОСТ 23360-78 [23], для посадки ступицы барабана на вал диаметром  $d = 53$  мм – шпонку  $14 \times 9 \times 90$  ГОСТ 23360-78.

Условие работоспособности шпонки:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot k} \leq [\sigma_{\text{см}}]; \quad (2.79)$$

где  $T = 318,58$  Нм – передаваемый момент.

Шпонка для посадки полумуфты на вал диаметром  $d = 45$  мм:

$l_p = 56$  мм – рабочая длина шпонки;  $k$  – глубина врезания шпонки:

$$k = h - t_1 = 9 - 5,5 = 3,5 \text{ мм};$$

$[\sigma_{\text{см}}] = 150$  МПа – допускаемое напряжение смятия;

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 318,58}{45 \cdot 56 \cdot 3,5} = 72,24 \text{ МПа} \leq 150 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

Шпонка для посадки ступицы барабана на вал диаметром  $d = 53$  мм:

$l_p = 76$  мм – рабочая длина шпонки;  $k$  – глубина врезания шпонки:

$$k = h - t_1 = 9 - 5,5 = 3,5 \text{ мм}; \quad (2.80)$$

$[\sigma_{\text{см}}] = 150$  МПа – допускаемое напряжение смятия;

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 318,58}{53 \cdot 76 \cdot 3,5} = 45,2 \text{ МПа} \leq 150 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

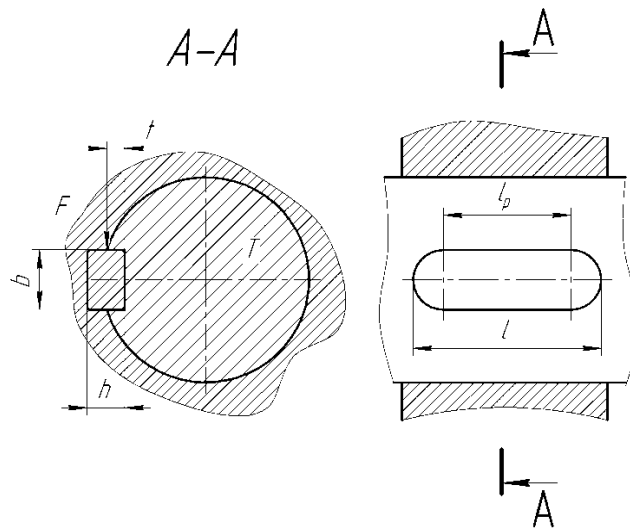


Рисунок 2.20 – Эскиз соединения призматической шпонкой

Таблица 2.7 – Размеры шпонки 14×9×70 ГОСТ 23360-78, мм

L	B	h	k	l <sub>p</sub>	R
70	14	9	3,5	56	7

Таблица 2.8 – Размеры шпонки 14×9×90 ГОСТ 23360-78, мм

L	B	h	k	l <sub>p</sub>	R
90	14	9	3,5	76	7



#### 2.4.11 Проверка ресурса подшипника

Для того чтобы дать заключение годности выбранного подшипника проведем проверку на заданный ресурс и надежность.

Возьмем максимальную радиальную силу, действующую на подшипник из предыдущего расчета (а именно  $R_A = 3340$  Н) и рассчитаем эквивалентную динамическую нагрузку:

$$P_r = R_A \cdot V \cdot K_B \cdot K_T = 3340 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 4008 \text{ Н}; \quad (2.81)$$

где  $V = 1$  – коэффициент вращения кольца;  $K_B = 1,2$  – коэффициент безопасности;  $K_T = 1$  температурный коэффициент;  $R_A = 3340$  Н – радиальная нагрузка на подшипник.

По найденной эквивалентной динамической нагрузке определим скорректированный по уровню надежности и условиям применения расчетный ресурс подшипника:

$$L_{sah} = \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left( \frac{22800}{4008} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 71,75} = 42760 \text{ ч}; \quad (2.82)$$

где  $C_r = 22800$  Н – базовая динамическая грузоподъемность подшипника;  $P_r$  – эквивалентная динамическая нагрузка;  $k = 3$  – показатель степени для шариковых подшипников;  $n = 71,75$  мин<sup>-1</sup> – частота вращения кольца, равная частоте вращения вала барабана.

Сравним полученный результат с заданным ресурсом всего механизма ( $L_{прив.} = 10000$ ч):

$$L_{sah} = 42760 \text{ ч} > L_{прив} = 18000 \text{ ч}.$$

Неравенство соблюдается, значит, подшипник нам подходит.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Согласно заданию, были разработаны муфта зубчатая фрикционная, приводной барабан, привод ленточного конвейера.

Были выбраны согласно заданным параметрам и кинематическому расчету электродвигатель, цилиндрический двухступенчатый редуктор; спроектированы и проверены на пригодность шпоночные соединения, подшипники; рассчитана на ЭВМ открытая клиноременная передача, разработаны рабочие чертежи вала барабана, вала редуктора, зубчатой колеса и зубчатой втулки.

Электродвигатель был выбран исходя из потребной мощности и условий работы привода.

Шпоночные соединения были проверены на смятие. Пригодность подшипников была оценена по расчетному ресурсу.

Произведен расчет вала на статическую прочность по эквивалентному моменту при кратковременных перегрузках, на статическую прочность, на сопротивление усталости, на ограничение пластических деформаций.

По результатам проведенный расчётов спроектирован и рассчитан привод ленточного конвейера.

					23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		66

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: 2 т. – 8-е изд., перераб. и доп./Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с.: ил.
- 2 Землянский, Ю.М. Конструкция и расчет исполнительного механизма привода: Учебное пособие. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2014. – 60 стр.
- 3 Устиновский, Е. П., Шевцов Ю. А., Вайчулис Е.В. Проектирование передач зацеплением с применением ЭВМ: Компьютеризированное учебное пособие с программами расчета передач. – Челябинск: Издательство ЮУрГУ, 2002. – 193 с.
- 4 Дунаев, П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин – М.: Высшая школа, 1978.–352с.
- 5 Сохрин, П.П., Кулешов В.В. Проектирование валов: Учебное пособие. Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2000. – 94с.
- 6 Система трехмерного твердотельного моделирования КОМПАС–3D V16: Библиотека машиностроение М.: ЗАО АСКОН, 2014-2016.
- 7 Ряховский, О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991. – 384с.: ил.
- 8 ГОСТ Р 50891–96. Редукторы общемашиностроительного применения – М.: Изд-во стандартов, 1996. – 28 с
- 9 ГОСТ 8338-75. Подшипники шариковые радиальные однорядные – М.: Изд-во стандартов, 1976. – 12 с
- 10 ГОСТ 1284.3-96. Ремни приводные клиновые нормальных сечений – М.: Изд-во стандартов, 1998. – 65 с
- 11 ГОСТ 20889-88. Шкивы для приводных клиновых ремней нормальных сечений– М.: Изд-во стандартов, 1989. – 17 с

					23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		67

- 12 ГОСТ 1139–80. Соединения шлицевые прямобочные – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 11 с
- 13 ГОСТ 9389–75. Проволока стальная углеродистая пружинная– М.: Изд-во стандартов, 2002. – 12 с
- 14 ГОСТ 6636–69. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры– М.: Изд-во стандартов, 1970. – 7 с
- 15 ГОСТ 28428–90. Подшипники радиальные шариковые сферические двухрядные – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 11 с
- 16 ГОСТ 13218.7–80. Корпуса типа ОБ подшипников качения диаметром от 85 до 150 мм – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 4 с
- 17 ГОСТ 8752–79. Манжеты резиновые армированные для валов – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 39 с
- 18 ГОСТ 14734–69. Шайбы концевые. Конструкция и размеры – М.: Изд-во стандартов, 1970. – 6 с
- 19 ГОСТ 12850.1–93. Штифты цилиндрические насеченные с насечками на всей длине и направляющим концом – М.: Изд-во стандартов, 1995. – 11 с
- 20 ГОСТ 7808–70. Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А – М.: Изд-во стандартов, 1972. – 7 с
- 21 ГОСТ 6402–70. Шайбы пружинные – М.: Изд-во стандартов, 1972. – 7 с
- 22 ГОСТ 1050. Металлопродукция из нелегированных конструкционных качественных и специальных сталей – М.: Изд-во стандартов, 2013. – 35 с
- 23 ГОСТ 23360–78. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 12 с
- 24 [http://www.eti.su/articles/over/over\\_227.html](http://www.eti.su/articles/over/over_227.html)
- 25 <http://www.activestudy.info/privod-lentochnogo-konvejera/>
- 26 <http://agrosplus.ru/stati/tipy-lentochnyh-konvejerov/>
- 27 [http://electronpo.ru/dvigatel\\_air90l](http://electronpo.ru/dvigatel_air90l)
- 28 <http://www.detalmach.ru/lect15.htm>
- 29 [http://ence-gmbh.ru/reducing\\_gears/parallel\\_shafts\\_reducers/](http://ence-gmbh.ru/reducing_gears/parallel_shafts_reducers/)

30 <http://rus-reduktor.ru/node/79>

31 <http://www.ttaars.ru/about/stati/reduktor/>

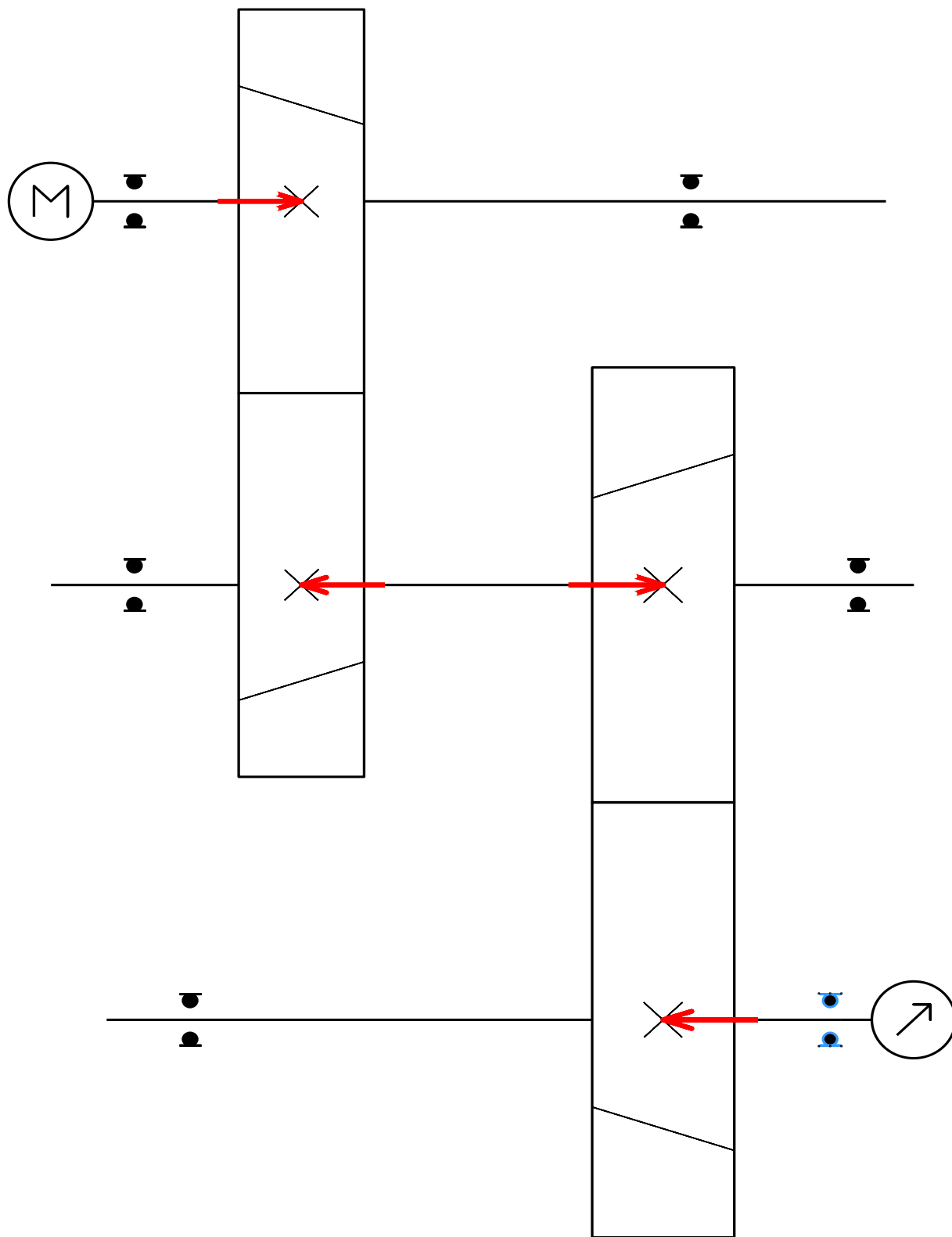
32 <http://ifio.npi->

[tu.ru/assets/ifio/engin/extra\\_04\\_DM/%D0%9B%D0%B5%D0%BA%D1%86%D0%B8%D1%8F%2008.pdf](http://ifio.npi-tu.ru/assets/ifio/engin/extra_04_DM/%D0%9B%D0%B5%D0%BA%D1%86%D0%B8%D1%8F%2008.pdf)

33 <https://works.doklad.ru/view/runJbaESgiU.html>

					23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист		Подпись	Дата		69

ПРИЛОЖЕНИЕ А



Изм.	Лист		Подпись	Дата

23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ

Лист

70

**Исходные данные привода**

Частота вращения на выходе, об/мин	71
Момент на выходе, Н*м	500
Передаточное отношение цепи	20
Долговечность, ч	1e+004

**Передача 1 - Косозубая передача внешнего зацепления**

Частота вращения на выходе, об/мин	284
Момент на выходе, Н*м	125
Передаточное отношение цепи	5

**Передача 2 - Косозубая передача внешнего зацепления**

Частота вращения на выходе, об/мин	71
Момент на выходе, Н*м	500
Передаточное отношение цепи	4

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

### Шариковый радиальный подшипник (Разгруженный) Подшипник 206 ГОСТ 8338-75

#### Исходные данные

#### Геометрия

Внешний диаметр	62.000	мм
Внутренний диаметр	30.000	мм
Диаметр тела качения	9.530	мм
Число тел качения	9.000	
Число рядов тел качения	1.000	

#### Точность

Радиальные биения внешн. кольца	0.020	мм
Радиальные биения внутр. кольца	0.015	мм

#### Условия работы

Осевая сила	319.725	Н
Радиальная сила на нагр.опоре	1017.723	Н
Радиальная сила на ненагр. опоре	1186.450	Н
Осевая сила преднатяга	0.000	мм
Скорость вращения	1420.000	об/мин
Коэф. динамичности	1.100	
Тип нагрузки	Постоянная	

#### Резюме:

Средняя долговечность	13636.002	час
Максимальное контактное напряжение	2748.424	Н/кв.мм
Выделение тепла	32082.051	Дж/час
Динамическая грузоподъемность	11433.910	Н
Радиальные биения	6.194	мкм
Боковые биения	-0.590	мкм
Момент трения	0.060	Н х м
Потери мощности	8.912	Вт

#### Момент трения, (Н х м)

Математическое ожидание	0.060
Дисперсия	0.000
Стандартное отклонение	0.008



## ПРИЛОЖЕНИЕ В

### Шариковый радиальный подшипник (Разгруженный) Подшипник 207 ГОСТ 8338-75

#### Исходные данные

#### Геометрия

Внешний диаметр	72.000	мм
Внутренний диаметр	35.000	мм
Диаметр тела качения	11.110	мм
Число тел качения	9.000	
Число рядов тел качения	1.000	

#### Точность

Радиальные биения внешн. кольца	0.020	мм
Радиальные биения внутр. кольца	0.015	мм

#### Условия работы

Осевая сила	630.639	Н
Радиальная сила на нагр.опоре	3491.683	Н
Радиальная сила на ненагр. опоре	4507.497	Н
Осевая сила преднатяга	0.000	мм
Скорость вращения	309.482	об/мин
Коэф. динамичности	1.100	
Тип нагрузки	Постоянная	

#### Резюме:

Средняя долговечность	22103.376	час
Максимальное контактное напряжение	2979.072	Н/кв.мм
Выделение тепла	19756.491	Дж/час
Динамическая грузоподъемность	22737.892	Н
Радиальные биения	13.762	мкм
Боковые биения	0.040	мкм
Момент трения	0.169	Н х м
Потери мощности	5.488	Вт

#### Момент трения, (Н х м)

Математическое ожидание	0.169
Дисперсия	0.000
Стандартное отклонение	0.020

Изм.	Лист		Подпись	Дата

23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ

Лист

73

## ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Шариковый радиальный подшипник (Разгруженный) Подшипник 214 ГОСТ 8338-75

### Исходные данные

#### Геометрия

Внешний диаметр	125.000	мм
Внутренний диаметр	70.000	мм
Диаметр тела качения	17.460	мм
Число тел качения	10.000	
Число рядов тел качения	1.000	

#### Точность

Радиальные биения внешн. кольца	0.020	мм
Радиальные биения внутр. кольца	0.015	мм

#### Условия работы

Осевая сила	950.364	Н
Радиальная сила на нагр.опоре	3484.750	Н
Радиальная сила на ненагр. опоре	2671.310	Н
Осевая сила преднатяга	0.000	мм
Скорость вращения	71.000	об/мин
Коэф. динамичности	1.100	
Тип нагрузки	Постоянная	

#### Резюме:

Средняя долговечность	25427.359	час
Максимальное контактное напряжение	3035.536	Н/кв.мм
Выделение тепла	3839.404	Дж/час
Динамическая грузоподъемность	15963.507	Н
Радиальные биения	12.108	мкм
Боковые биения	-0.410	мкм
Момент трения	0.143	Н х м
Потери мощности	1.067	Вт

#### Момент трения, (Н х м)

Математическое ожидание	0.143
Дисперсия	0.000
Стандартное отклонение	0.014

## ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Таблица 1. Геометрический расчёт цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>*1</sup> копесо	Ведомое <sup>*2</sup> копесо
<b>Исходные данные</b>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	19	77
Модуль, мм	$m_n$	2	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	16° 5'37"	
Направление линии зуба	—	правое	левое
Исходный контур	—	ГОСТ 13755-2015	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20° 00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	$k_a^*$	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	$c^*$	0, 25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	$\rho_f^*$	0, 38	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	36	32
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	0	0
Степень точности	—	7-C	7-C
<b>Определяемые параметры</b>			
Передаточное число	$u$	4, 053	
Межосевое расстояние, мм	$a_w$	100±0,045	
Делительный диаметр, мм	$d$	39,583	160,417
Диаметр вершин зубьев, мм	$d_a$	43,583	164,417
Диаметр впадин зубьев, мм	$d_f$	34,583	155,417
Начальный диаметр, мм	$d_w$	39,583	160,417
Основной диаметр, мм	$d_b$	37,012	149,998
Угол зацепления	$\alpha_{tw}$	20° 5'48"	
<b>Контролируемые и измерительные параметры</b>			
Постоянная хорда, мм	$\bar{s}_c$	2,774 <sup>-0,08</sup> <sub>-0,13</sub>	2,774 <sup>-0,08</sup> <sub>-0,17</sub>

Продолжение табл. 1.

Наименование и обозначение параметра		Ведущее * <sup>1</sup> колесо	Ведомое * <sup>2</sup> колесо
Высота до постоянной хорды, мм	$\bar{h}_c$	1,495	1,495
Радиус кривизны разноимённых профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду, мм	$\rho_s$	8,44	29,859
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	$\rho_p$	1,785	23,945
Условие $\rho_s > \rho_p$ (возможность измерения постоянной хорды)	—	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	$z_{W_r}$	3	10
Длина общей нормали, мм	$W$	15,359 <sup>-0,055</sup> <sub>-0,125</sub>	58,514 <sup>-0,07</sup> <sub>-0,15</sub>
Максимальная длина общей нормали, мм	$W_b$	136,822	121,62
Возможность измерения длины общей нормали	—	выполнено	выполнено
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали, мм	$\rho_w$	7,409	28,226
Радиус кривизны профиля в точке на окружности вершин, мм	$\rho_a$	11,506	33,666
Условие $\rho_p < \rho_w < \rho_a$ (возможность измерения длины общей нормали)	—	выполнено	выполнено
Диаметр измерительного шарика, мм	$D$	3,5	3,5
Угол профиля на окружности, проходящей через центр шарика	$\alpha_D$	25°32'34"	22°09'57"
Диаметр окружности, проходящей через центр шарика, мм	$d_D$	41,022	161,968
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках контакта поверхности шарика с главными поверхностями зубьев, мм	$\rho_m$	7,156	28,866
Условие $\rho_p < \rho_m < \rho_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Размер по шарикам, мм	$M$	44,382 <sup>-0,154</sup> <sub>-0,274</sub>	165,434 <sup>-0,222</sup> <sub>-0,387</sub>
Условие $d_D + D > d_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Условие $d_D - D > d_f$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба по делительной окружности, мм	$s_n$	3,142 <sup>-0,08</sup> <sub>-0,13</sub>	3,142 <sup>-0,08</sup> <sub>-0,17</sub>
<b>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</b>			

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

23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ

Лист

76

Продолжение табл. 1

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>*1</sup> колесо	Ведомое <sup>*2</sup> колесо
Коэффициент наименьшего смещения	$x_{min}$	-0,244	-4,04
Условие отсутствия подрезания зуба производящей рейкой	$x \geq x_{min}$	выполнено	выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, мм	$\rho_l$	1,375	22,793
Условие отсутствия подрезания	$\rho_l \geq 0$	выполнено	выполнено
Диаметр положения нижней точки активного профиля зуба, мм	$d_p$	37,184	157,457
Диаметр положения точки пересечения эвольвенты с переходной кривой профиля зуба, мм	$d_{II}$	37,114	156,772
Условие отсутствия интерференции	$\rho_l \leq \rho_p$	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	$s_{na}$	1,408	1,604
Минимально рекомендованное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин при поверхностном упрочнении зубьев, мм	$0,4 \cdot m_n$	0,8	
Условие отсутствия заострения	$s_{na} \geq 0,4 \cdot m_n$	выполнено	выполнено
Удельное скольжение профилей зубьев в нижних точках активных профилей зубьев	$\theta_p$	-3,65347	-0,94736
Коэффициент торцового перекрытия	$\varepsilon_a$	1,588	
Рекомендованное минимальное значение коэффициента торцового перекрытия	—	1	
Коэффициент перекрытия	$\varepsilon_\gamma$	3,014	

## ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Таблица 1. Геометрический расчёт цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>*1</sup> колесо	Ведомое <sup>*2</sup> колесо
<b>Исходные данные</b>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	21	105
Модуль, мм	$m_n$	2,5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	10° 08'30"	
Направление линии зуба	–	правое	левое
Исходный контур	–	ГОСТ 13755-2015	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20° 00'00"	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	$h_a^*$	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	$c^*$	0, 25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	$\rho_f^*$	0, 38	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	64	58
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	0	0
Степень точности	–	7-С	7-С
<b>Определяемые параметры</b>			
Передаточное число	$u$	5	
Межосевое расстояние, мм	$a_w$	160±0,05	
Делительный диаметр, мм	$d$	53,333	266,667
Диаметр вершин зубьев, мм	$d_a$	58,333	271,667
Диаметр впадин зубьев, мм	$d_f$	47,083	260,417
Начальный диаметр, мм	$d_w$	53,333	266,667
Основной диаметр, мм	$d_b$	50,023	250,117
Угол зацепления	$\alpha_{tw}$	20° 7'30"	
<b>Контролируемые и измерительные параметры</b>			
Постоянная хорда, мм	$\bar{s}_c$	3,468 <sup>0,08</sup> <sub>0,13</sub>	3,468 <sup>0,1</sup> <sub>0,19</sub>
Высота до постоянной хорды, мм	$\bar{h}_c$	1,869	1,869

Продолжение табл. 1.

Наименование и обозначение параметра		Ведущее *1 колесо	Ведомое *2 колесо
Радиус кривизны разноимённых профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду, мм	$\rho_s$	11,068	48,06
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	$\rho_p$	2,468	40,485
Условие $\rho_s > \rho_p$ (возможность измерения постоянной хорды)	—	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	$z_{W_T}$	3	13
Длина общей нормали, мм	$W$	19,22 <sup>-0,055</sup> <sub>-0,125</sub>	96,1 <sup>-0,1</sup> <sub>-0,18</sub>
Максимальная длина общей нормали, мм	$W_b$	386,792	350,53
Возможность измерения длины общей нормали	—	выполнено	выполнено
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали, мм	$\rho_w$	9,477	47,387
Радиус кривизны профиля в точке на окружности вершин, мм	$\rho_a$	15,003	53,02
Условие $\rho_p < \rho_w < \rho_a$ (возможность измерения длины общей нормали)	—	выполнено	выполнено
Диаметр измерительного шарика, мм	$D$	4,5	4,5
Угол профиля на окружности, проходящей через центр шарика	$\alpha_D$	25°31'20"	21°34'36"
Диаметр окружности, проходящей через центр шарика, мм	$d_D$	55,433	268,964
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках контакта поверхности шарика с главными поверхностями зубьев, мм	$\rho_m$	9,723	47,236
Условие $\rho_p < \rho_m < \rho_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Размер по шарикам, мм	$M$	59,778 <sup>-0,151</sup> <sub>-0,269</sub>	273,434 <sup>-0,308</sup> <sub>-0,472</sub>
Условие $d_D + D > d_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Условие $d_D - D > d_f$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба по делительной окружности, мм	$s_n$	3,927 <sup>0,06</sup> <sub>-0,13</sub>	3,927 <sup>0,1</sup> <sub>-0,19</sub>
<b>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</b>			
Коэффициент наименьшего смещения	$x_{min}$	-0,283	-5,414

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

23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ

Лист

79

Продолжение табл. 1.

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>*1</sup> колесо	Ведомое <sup>*2</sup> колесо
Условие отсутствия подрезания зуба производящей рейкой исходной $x \geq x_{min}$	—	выполнено	выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, мм	$\rho_l$	2,039	39,031
Условие отсутствия подрезания $\rho_l \geq 0$	—	выполнено	выполнено
Диаметр положения нижней точки активного профиля зуба, мм	$d_p$	50,266	262,897
Диаметр положения точки пересечения эвольвенты с переходной кривой профиля зуба, мм	$d_{II}$	50,189	262,016
Условие отсутствия интерференции $\rho_l \leq \rho_p$	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	$s_{na}$	1,766	2,026
Минимально рекомендованное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин при поверхностном упрочнении зубьев, мм	$0,4 \cdot m_n$	1	
Условие отсутствия заострения $s_{na} \geq 0,4 \cdot m_n$	—	выполнено	выполнено
Удельное скольжение профилей зубьев в нижних точках активных профилей зубьев	$\theta_p$	-3,29614	-0,85295
Коэффициент торцового перекрытия	$\varepsilon_a$	1,675	
Рекомендованное минимальное значение коэффициента торцового перекрытия	—	1	
Коэффициент перекрытия	$\varepsilon_\gamma$	2,975	



## ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Таблица 1. Расчёт на прочность при действии максимальной нагрузки цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления (по ГОСТ 21354-87)

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>*1</sup> колесо	Ведомое <sup>*2</sup> колесо
<b>Исходные данные</b>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	19	77
Модуль, мм	$m_n$	2	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	16° 5'37"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20° 00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	36	32
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	0	0
Степень точности	—	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	<sup>*1</sup>	Сталь 45 Г ОСТ 1050-88	
	<sup>*2</sup>	Сталь 45 Г ОСТ 1050-88	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	30	30
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	$T_{max}$	75	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	$n_1$	3 75	
<b>Определяемые параметры</b>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	$v$	0, 777	
<b>Расчёт на контактную прочность</b>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1, 169	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	0, 363	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Hv}$	1, 003	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_{tH}$	378 9,472	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ht}$	169 ,202	
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	839 ,659	

Изм.	Лист	Подпись	Дата	

23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ

Лист

81

Продолжение табл. 1.

Наименование и обозначение параметра		Ведущее * <sup>1</sup> колесо	Ведомое * <sup>2</sup> колесо
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HPmax}$	1050	1050
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$n_H$	1,251	1,251
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1, 146	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Fv}$	1, 089	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Fv}$	1, 009	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_{iF}$	378 9,472	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Fi}$	166 ,996	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	173,228	153,593
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FPmax}$	1058	1058
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$n_F$	6,021	6,89

### ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Таблица 1. Расчёт на прочность при действии максимальной нагрузки цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления (по ГОСТ 21354-87)

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>*1</sup> колесо	Ведомое <sup>*2</sup> колесо
<b>Исходные данные</b>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	21	105
Модуль, мм	$m_n$	2,5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	10° 08'30"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20° 00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	64	58
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	0	0
Степень точности	—	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	<sup>*1</sup>	Сталь 09Н2 МФБА-А	ТУ 24.11.027-91
	<sup>*2</sup>	Сталь 09Н2МФБА-А	ТУ 24.11.027-91
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	45	45
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	$T_{max}$	3 75	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	$n_1$	75	
<b>Определяемые параметры</b>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	$v$	0, 209	
<b>Расчёт на контактную прочность</b>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1, 343	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	0, 223	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Hv}$	1, 001	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_{tH}$	1406 2,506	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ht}$	363 ,137	
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	103 3,336	

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

23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ

Лист

83

Продолжение табл. 1.

Наименование и обозначение параметра		Ведущее * <sup>1</sup> колесо	Ведомое * <sup>2</sup> колесо
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HFmax}$	1344	1344
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$n_H$	1,301	1,301
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1, 309	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Fv}$	0, 334	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Fv}$	1, 001	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_{tF}$	1406 2,506	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Fi}$	354 ,251	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	306,434	270,317
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FPmax}$	1028,57	1028,57
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$n_F$	3,261	3,793

Изм.	Лист		Подпись	Дата

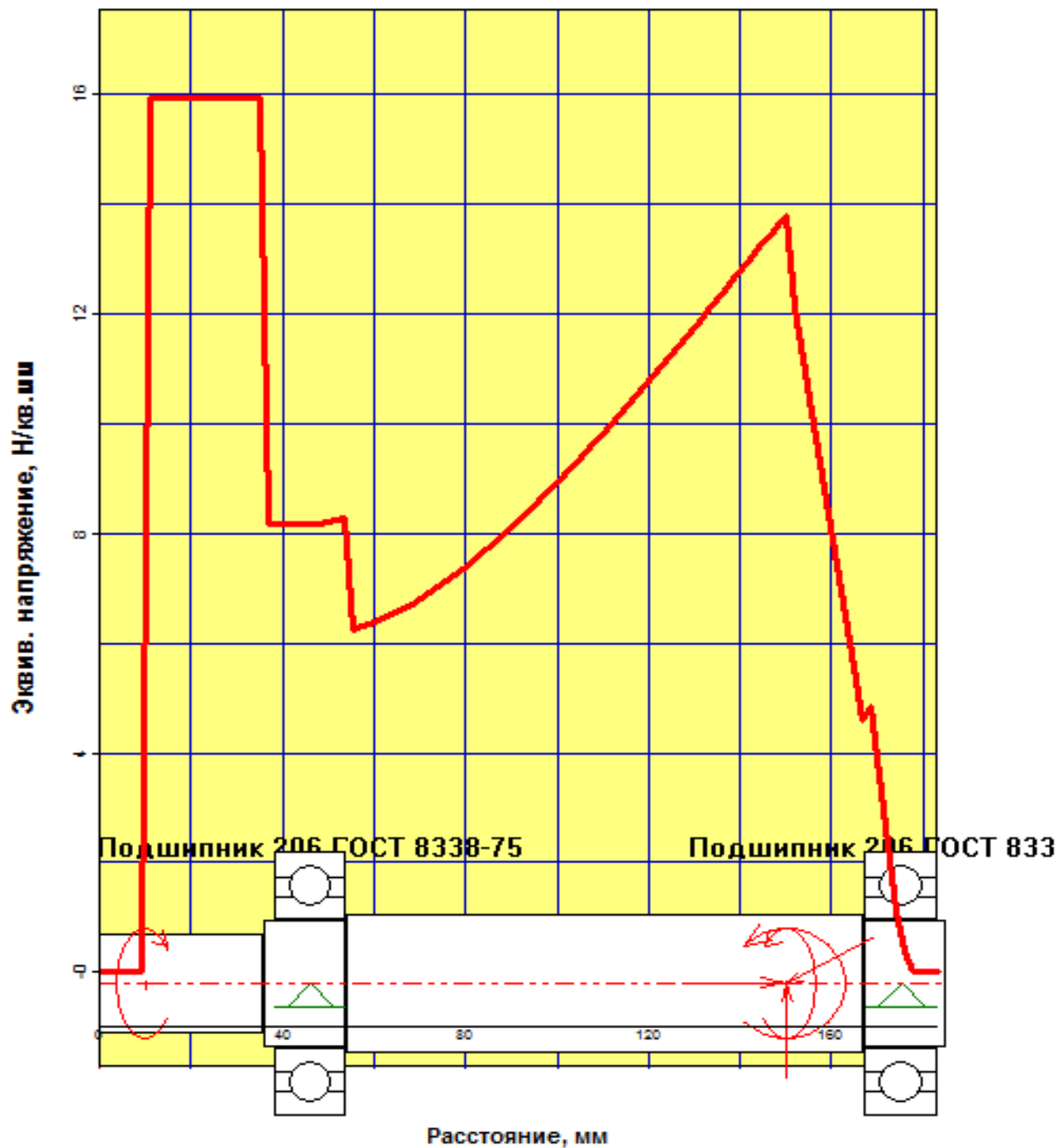
23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ

Лист

84

ПРИЛОЖЕНИЕ И

Эквивалентное напряжение



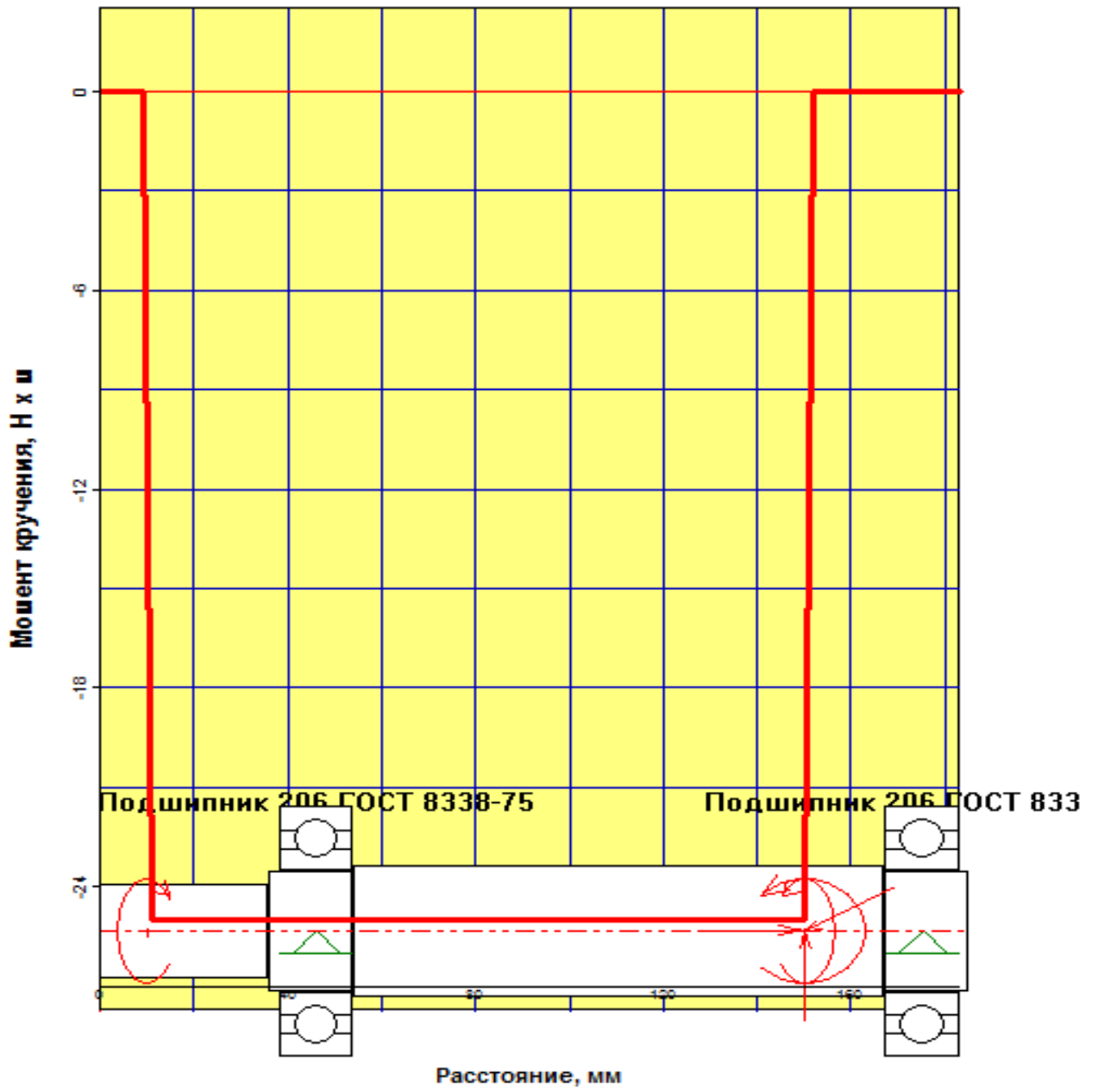
Изм.	Лист	Подпись	Дата

23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ

Лист

85

# Момент кручения



Изм.	Лист		Подпись	Дата

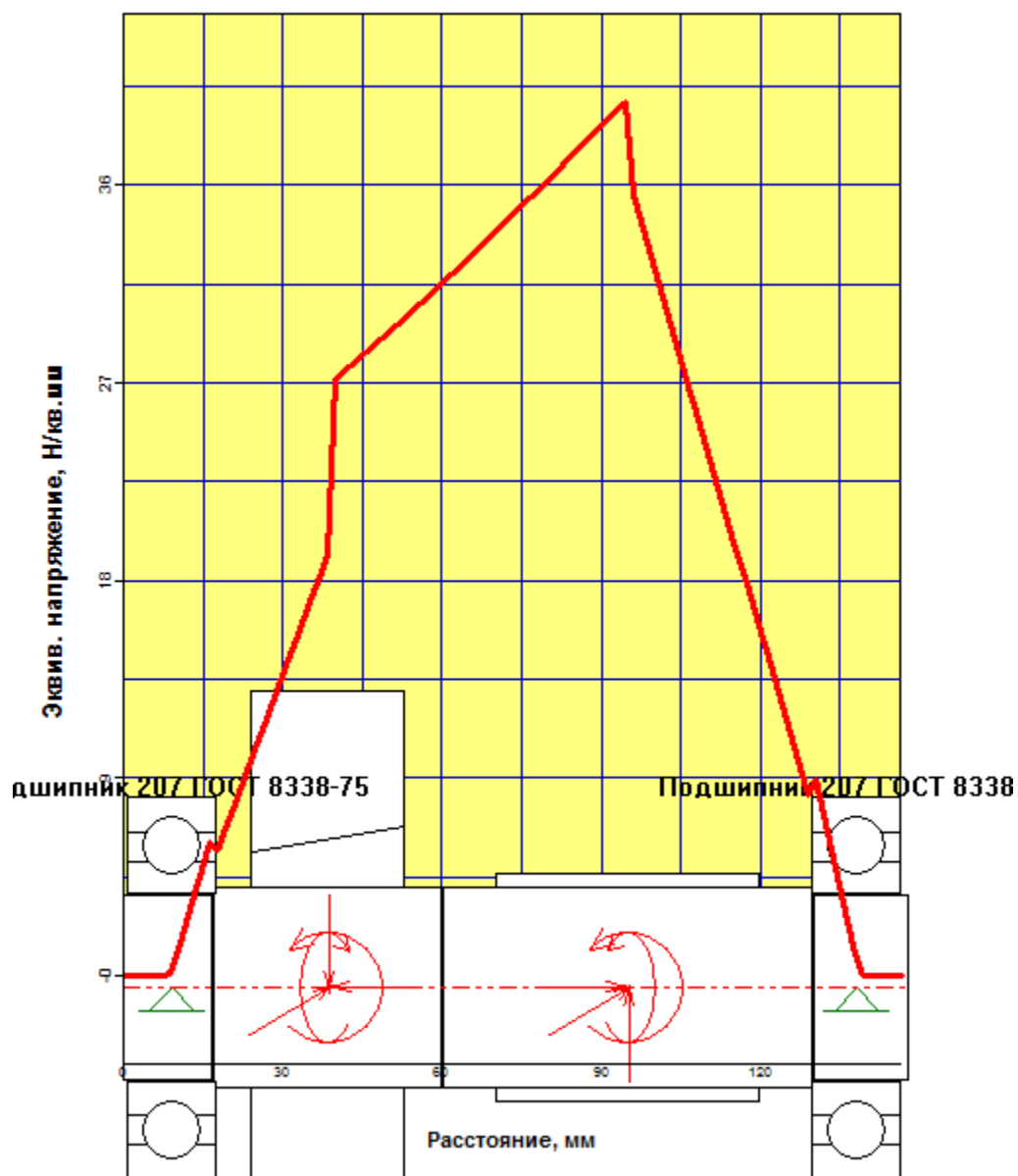
23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ

Лист

86

# ПРИЛОЖЕНИЕ К

## Эквивалентное напряжение



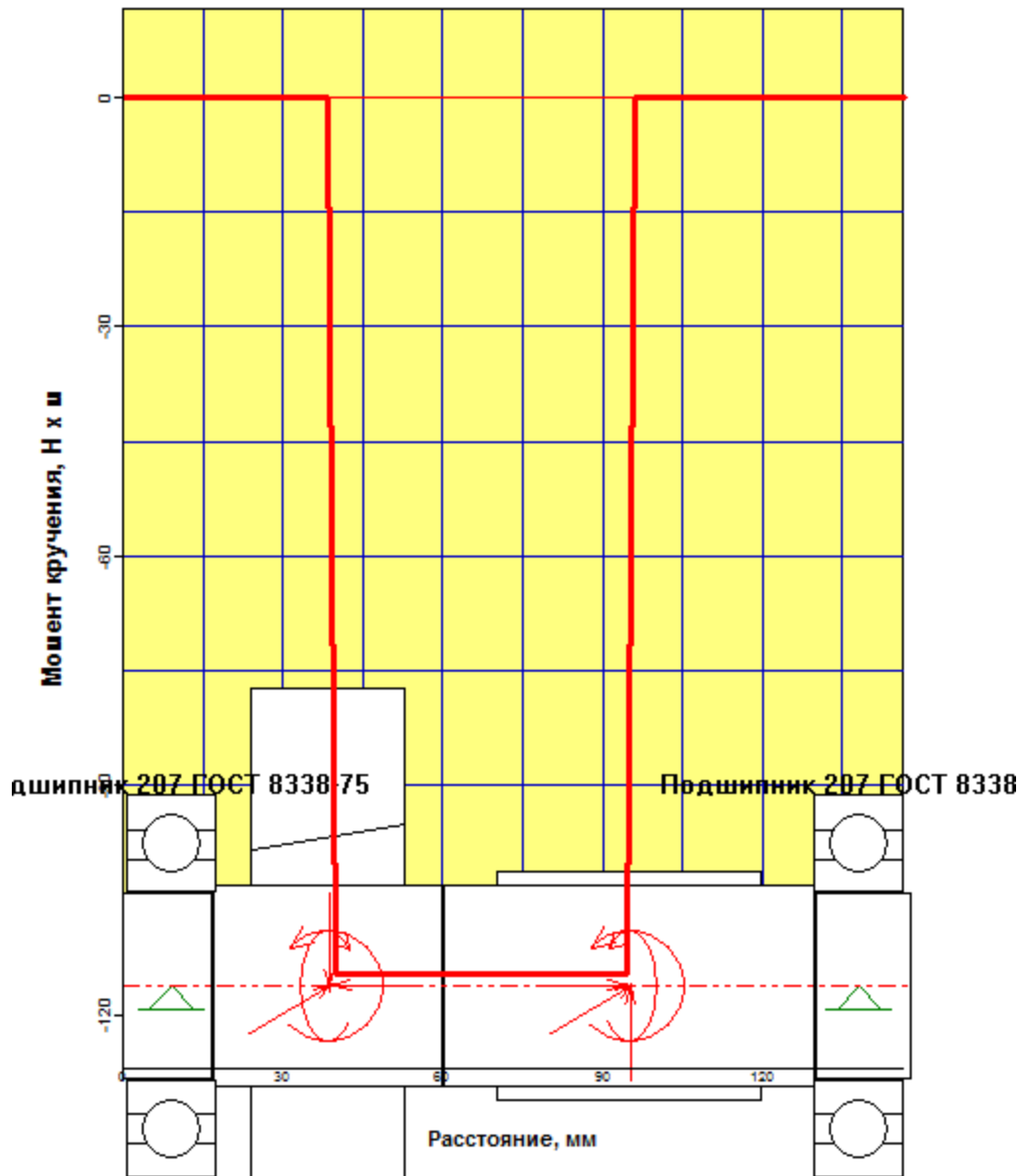
Изм.	Лист	Подпись	Дата

23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ

Лист

87

# Момент кручения



Изм.	Лист	Подпись	Дата

23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ

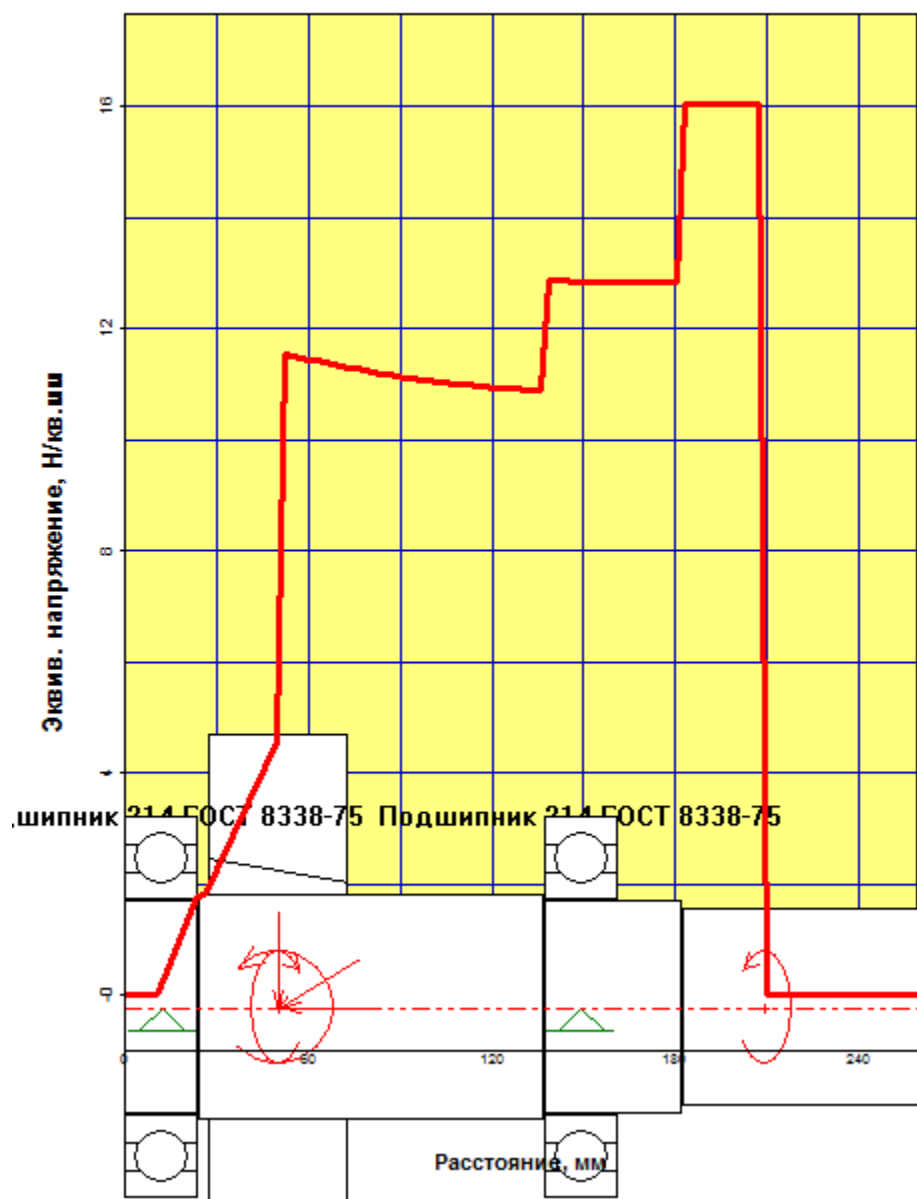
Лист

88



# ПРИЛОЖЕНИЕ Л

## Эквивалентное напряжение



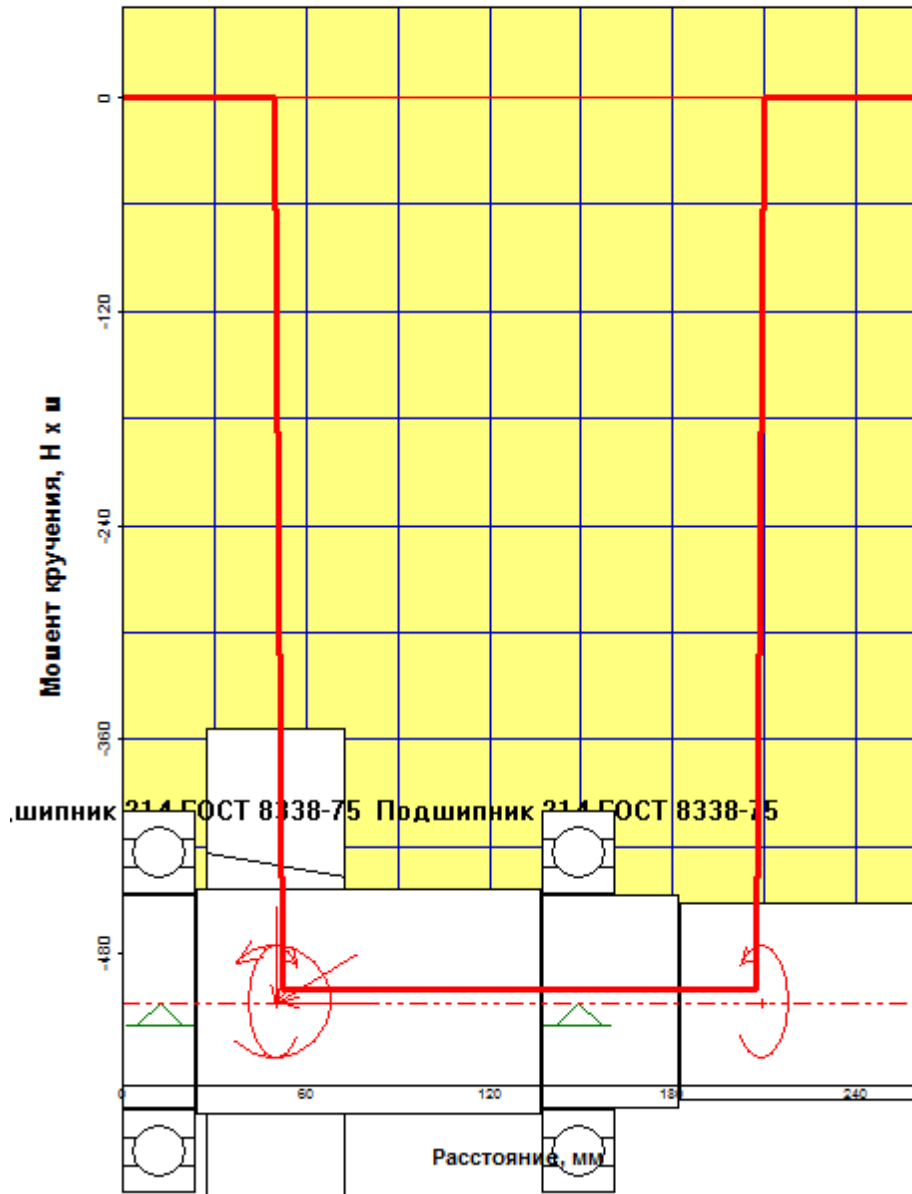
Изм.	Лист	Подпись	Дата
------	------	---------	------

23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ

Лист

89

# Момент кручения



Изм.	Лист	Подпись	Дата

23.03.02.2018.013.00.00.ПЗ

Лист

90