

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Южно-Уральский государственный университет  
(национальный исследовательский университет)»  
Кафедра «Колесных и гусеничных машин»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ  
Заведующий кафедрой  
к.т.н., профессор  
\_\_\_\_\_ В. Н. Бондарь  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 г.

Расчет и проектирование цилиндрического редуктора для привода цепного  
конвейера с тяговым усилием 4000 Н.

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ ЮУрГУ–  
23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ ВКР

Руководитель работы:  
к.т.н., доцент  
\_\_\_\_\_ В. И. Дуюн  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 г.

Автор работы  
студент группы П-405  
\_\_\_\_\_ В.С. Ермолаев  
« 10 » мая \_\_\_\_\_ 2020 г.

Нормоконтролер  
к.т.н., доцент  
\_\_\_\_\_ В. И. Дуюн  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 г.

Челябинск 2020

## АННОТАЦИЯ

Ермолаев В.С. Расчет и проектирование цилиндрического редуктора для привода цепного конвейера с тяговым усилием 4000 Н. – Челябинск: ЮУрГУ, КГМ; 2020, 69 с. 27 ил., библиогр. список – 30 наим., 7 листов чертежей

Предметом проектирования работы стал цилиндрический редуктор и привод машины непрерывного транспорта.

Цель данной работы заключается в проектировании двухступенчатого цилиндрического редуктора и привода цепного конвейера.

Основная задача состоит в расчете оптимальных параметров редуктора, цепной передачи и исполнительного органа конвейера.

В работу входят следующие разделы: введение, обзор и анализ конструкций редукторов и конвейеров, вывод по данному разделу, 4 конструкторских раздела, 4 вывода по разделам, заключение. В введении рассказывается об актуальности, перспективности и причинах разработки. В первом разделе описана классификация и обоснование выбора прототипа редуктора и машины непрерывного транспорта. В конструкторских разделах произведены подбор оптимального электродвигателя и расчет редуктора, расчет цепной передачи и исполнительного органа конвейера. Заключение посвящено основным выводам и предложениям по исследуемой теме.

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ .10.11.00.00.ПЗ</i>		
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			
<i>Разраб.</i>		<i>Ермолаев В.С.</i>		<i>10.06.20</i>		<i>Литера</i>	<i>Лист</i>
<i>Проверил</i>		<i>Дуюн В.И.</i>					<i>Листов</i>
							<i>3</i>
							<i>69</i>
<i>Н. Контр.</i>		<i>Дуюн В.И.</i>			<i>АННОТАЦИЯ</i>		
<i>Утвердил.</i>		<i>Бондарь В.Н.</i>					
					<i>ЮУрГУ Кафедра «КГМ»</i>		

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ОБЗОР И АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ РЕДУКТОРОВ И КОНВЕЙЕРОВ	6
1.1 Общее устройство редуктора.....	6
1.2 Классификация редукторов.....	7
1.3 Обзор на отечественные редукторы.....	12
1.3.1 Продукция Кременкульского редукторного завода «ЕВРОПРИВОД».....	13
1.4 Классификация цепных конвейеров .....	15
2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ .....	23
2.1 Определение расчетной мощности на валу исполнительного механизма.....	23
2.2 Определение расчётной мощности на валу электродвигателя .....	23
2.3 Определение частоты вращения вала исполнительного механизма .	24
2.4 Определение частоты вращения вала электродвигателя .....	24
2.5 Выбор электродвигателя .....	25
2.6 Определение передаточного отношения привода .....	26
2.7 Определение мощностей, вращающих моментов и частот вращения валов .....	26
3 РАСЧЕТ РЕДУКТОРА .....	28
3.1 Разбивка общего передаточного числа редуктора по ступеням .....	29
3.2 Геометрические параметры закрытых передач .....	29
3.3 Проверочные расчеты тихоходной передачи редуктора .....	33
3.4 Проектный расчет валов.....	43

									Лист
									4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ				

4 РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ .....	46
4.1 Описание цепной передачи .....	46
4.2 Расчет параметров цепной передачи.....	47
4.2.1 Предварительное значение шага однорядной цепи: .....	47
5 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА .....	51
5.1 Проектный расчет вала.....	51
5.2 Выбор подшипника.....	52
5.3 Выбор опор вала.....	53
5.4 Выбор корпуса для подшипника качения и подбор крышек .....	53
5.5 Выбор манжетного уплотнения.....	55
5.6 Выбор шайб .....	56
5.7 Проверочный расчет вала на статическую прочность по эквивалентному моменту при кратковременных перегрузках.....	
5.8 Расчет вала на сопротивление усталости .....	59
5.9 Расчет вала на ограничение пластических деформаций.....	60
5.10 Проверочный расчет шпоночных соединений.....	61
5.11 Проверочный расчет подшипников качения на долговечность.....	62
5.12 Конструирование тяговой звездочки .....	63
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	66
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	67

## ВВЕДЕНИЕ

Редуктор (цилиндрический) состоит из корпуса, в котором расположены зубчатые колеса, валы, подшипники валов, системы их смазки и др. Наличие корпуса обеспечивает безопасность, хорошую смазку и, следовательно, высокий КПД, в сравнении, например, с открытыми передачами.

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

Редуктор имеет входной и выходной валы, которые посредством муфт или иных соединительных элементов соединяются с двигателем и исполнительным механизмом 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.

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		5

# 1 ОБЗОР И АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ РЕДУКТОРОВ И КОНВЕЙЕРОВ

## 1.1 Общее устройство редуктора

Редуктор служит для уменьшения частоты вращения и соответствующего увеличения вращающего момента. В корпусе редуктора размещены одна или несколько передач зацеплением с постоянным передаточным отношением (передаточным числом).

Редуктор общемашиностроительного применения – редуктор, выполненный в виде самостоятельного агрегата, предназначенный для привода различных машин и механизмов и удовлетворяющий комплексу технических требований, общему для большинства случаев применения без учета каких-либо специфических требований, характерных для отдельных областей применения.

Редукторы общемашиностроительного применения, несмотря на конструктивные различия, близки по основным технико-экономическим характеристикам: невысокие окружные скорости, средние требования к надежности, точности и металлоемкости при повышенных требованиях по трудоемкости изготовления и себестоимости. Это их отличает от специальных редукторов (авиационных, судовых, автомобильных и др.) – редукторов, выполненных с учетом специфических требований, характерных для отдельных отраслей промышленности. [24]

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		6

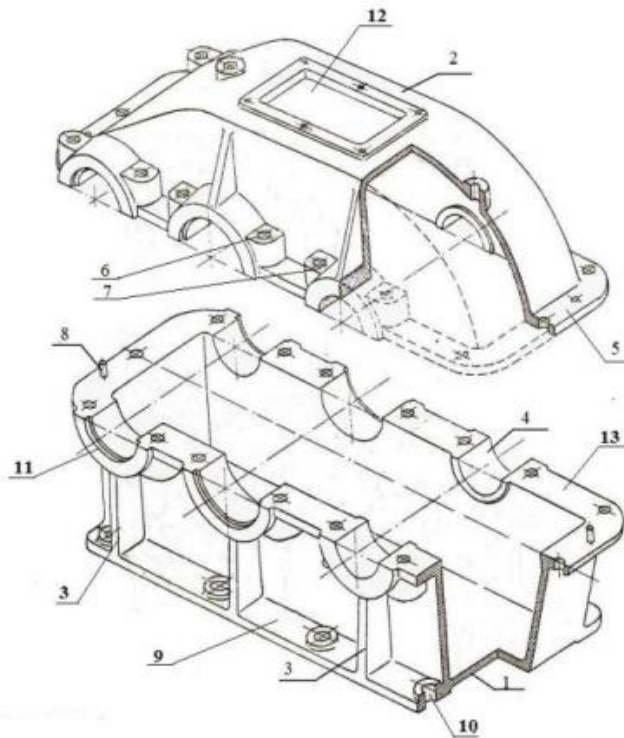


Рисунок 1.1– Корпус двухступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора: 1 – основание корпуса (картер); 2 – крышка корпуса; 3 – ребро жесткости; 4 – подшипниковое гнездо; 5 – боковой фланец; 6 – прилив под подшипниковые болты; 7 – отверстия под подшипниковые болты; 8 – штифты; 9 – фундаментный фланец (лапы); 10 – отверстие под фундаментные болты; 11 – бобышка; 12 – люк; 13 – продольный фланец.

## 1.2 Классификация редукторов

Таблица 1.1 – Классификация редукторов в зависимости от вида передач

Редуктор	Число ступеней	Виды передач	Взаимное расположение осей входного и выходного валов
Цилиндрический	Одноступенчатый	Одна или несколько цилиндрических передач	Параллельное

Продолжение таблицы 1

	Двухступенчатый; трехступенчатый		Параллельное или соосное
	Четырехступенчатый		Параллельное
Конический	Одноступенчатый	Одна коническая пе- редача	Пересекающееся
Коническо- цилиндрический	Двухступенчатый; трехступенчатый; четырехступенчатый	Одна коническая пе- редача и одна или несколько цилин- дрических передач	Пересекающееся или скрещиваю- щееся
Червячный	Одноступенчатый	Одна или две чер- вячные передачи	Скрещивающееся
	Двухступенчатый		Параллельное
Цилиндрическо- червячный	Двухступенчатый; трехступенчатый	Одна или две цилин- дрические передачи и одна червячная пе- редача	Скрещивающееся
Планетарный	Одноступенчатый; двухступенчатый; трехступенчатый	Каждая ступень со- стоит из двух цен- тральных зубчатых колес и сателлитов	Соосное
Цилиндрическо- планетарный	Двухступенчатый; трехступенчатый; четырехступенчатый	Комбинация из од- ной или нескольких цилиндрических и планетарных передач	Параллельное или соосное



Продолжение таблицы 1

Коническо-планетарный	Двухступенчатый; трехступенчатый; четырёхступенчатый	Комбинация из одной конической и планетарных передач	Пересекающееся
Червячно-планетарный	Двухступенчатый; трехступенчатый; четырёхступенчатый	Комбинация из одной червячной и планетарных передач	Скрещивающееся
Волновой	Одноступенчатый	Одна волновая передача	Соосное

Двухступенчатые цилиндрические редукторы (рисунок 1.2) являются наиболее распространенными. В целях компактности и уменьшения массы передаточные числа двухступенчатых редукторов следует принимать не более 50. При больших передаточных числах целесообразно перейти к трехступенчатой схеме. [22]

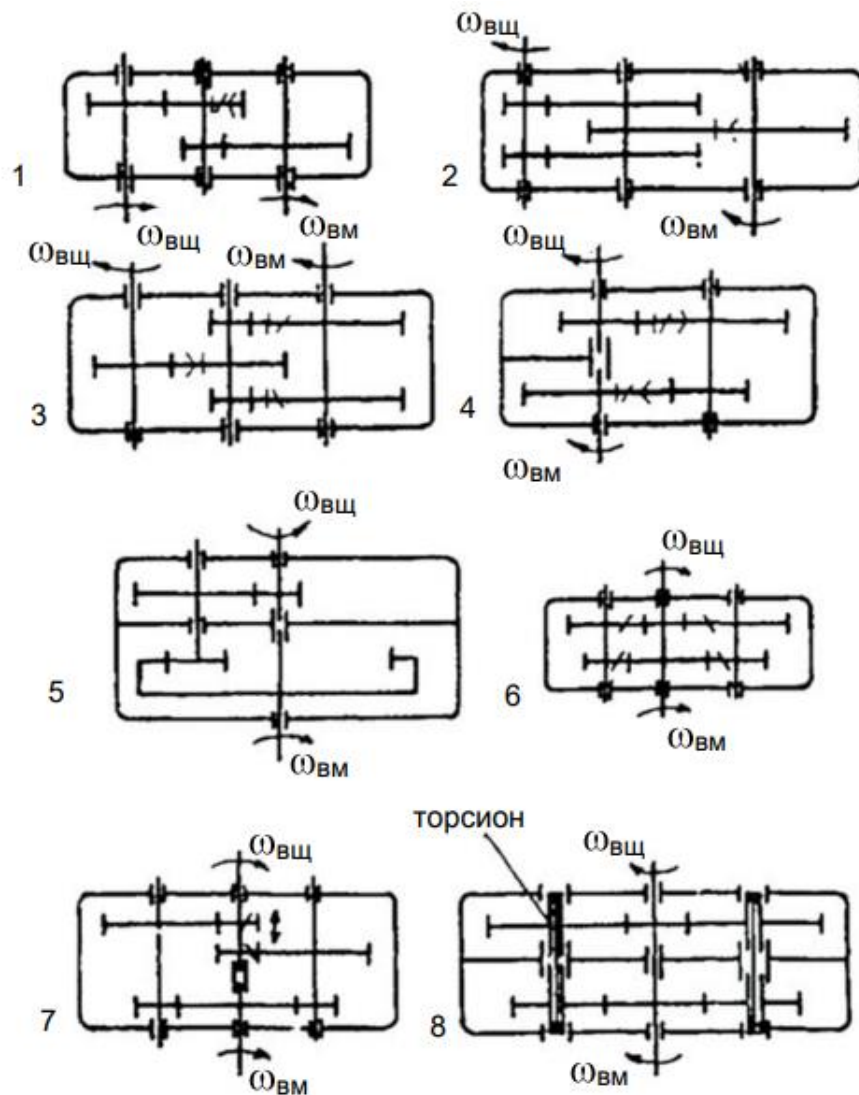


Рисунок 1.2 – Схемы двухступенчатых цилиндрических редукторов

Схема 1 (см. рисунок 1.2) проста и широко распространена. Возможна унификация колес двух соседних типоразмеров редукторов, например, быстроходная пара одного редуктора может быть использована как тихоходная пара другого. Расположение колес относительно опор у редукторов несимметричное, и нагрузка на подшипники неодинаковая, особенно для наиболее нагруженного ведомого вала. Кроме того, возникает неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, поэтому требуется большая жесткость валов.

При применении косых зубьев возникают осевые силы, действующие на опоры. На колесах промежуточного вала для уменьшения осевой составляющей

наклон одном зубьев на одном колесе должен быть противоположен наклону зубьев на другом колесе.

Схема 2 (см. рисунок 1.2) имеет раздвоенную быстроходную ступень и симметричное расположение колес относительно опор. Она удобна для косозубого зацепления быстроходной ступени, так как осевые усилия полностью уравниваются, а окружные – равномерно распределяются по двум параллельным потокам, благодаря возможным осевым перемещениям ведущего вала, который сам устанавливается в положение, при котором осевые и окружные силы в параллельных зацеплениях равны. Тихоходная ступень может иметь прямые или шевронные зубья. При шевронном зацеплении один из валов должен иметь небольшие осевые перемещения.

Раздвоенные передачи применяются при тяжелых режимах работы редуктора. Угол наклона косых зубьев может быть  $25...30^\circ$ . Недостаток симметричной схемы – несколько большие габариты редуктора по сравнению с габаритами редуктора на предыдущей схеме.

Схема 3 (см. рисунок 1.2) подобна схеме 2, но раздвоена тихоходная ступень. Уравнивание осевых сил шевронного и косозубых зацеплений и равенство потоков мощности обеспечиваются некоторым осевым перемещением ведущего и ведомого валов.

Схема 4 (см. рисунок 1.2) является соосной, что уменьшает длину редуктора, но несколько увеличивает его ширину. Конструкция редуктора получается более компактной, а соосное расположение выходных валов облегчает установку редуктора при компоновке всего привода. Возможно одинаковое погружение в масляную ванну ведомых колес обеих ступеней. В таких схемах в отличие от предыдущих ведомый вал может выводиться только в сторону, противоположную стороне ведущего вала.

Схема 5 (см. рисунок 1.2) является соосной вертикальной. Тихоходная ступень выполнена с внутренним зацеплением. Такая схема позволяет обеспечить большее передаточное число, чем предыдущая.

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		11

Схема 6 (см. рисунок 1.2) соосная двухпоточная, что делает редукторы более компактными, чем редукторы на схемах 4 и 5. Двухпоточная схема должна выполняться с более высокой степенью точности, так как при значительных допусках на шаг зубьев невозможно обеспечить равномерное распределение потоков мощности по ступеням. Обычно редукторы общего применения выполняются 7-й степени точности.

Схема 7 (см. рисунок 1.2) является соосной, двухпоточной, с равномерным распределением потоков мощности благодаря осевому перемещению ведущего вала с раздвоенной шестерней, имеющей косые зубья разного направления, что уравнивает осевые и выравнивает окружные усилия.

Схема 8 (см. рисунок 1.2) – соосная, двух – и многопоточная с выравниванием потоков мощности благодаря упругой связи, выполнен). [23]

Достоинствами двухступенчатых цилиндрических редукторов являются высокий КПД (98%), экономия энергии; высокая нагрузочная способность, они могут передавать большую мощность практически без потерь; высокая кинематическая точность вследствие низкого люфта выходного вала; слабый разогрев, благодаря высокому КПД вся энергия передается по назначению, а не рассеивается и не превращается в тепло; хорошо работают в режимах частых пусков-остановок и неравномерных нагрузок на валы; обратимость, т.е. отсутствие самоторможения; высокая надежность, ресурс работы не менее 15 тыс. час.

Относительным недостатком является повышенный уровень шума по сравнению с червячным аналогом, а также отсутствие самоторможения можно считать изъяном, если нужно, чтобы выходной вал не поворачивался под действием внешних нагрузок.

### 1.3 Обзор на отечественные редукторы

В Челябинской области производство редукторов ведется на Кременкульском редукторном заводе «ЕВРОПРИВОД» в Сосновском районе, который был осно-

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		12

ван в 2003 году. Это специализированное производственное предприятие, поставляющее редукторы общепромышленные цилиндрические горизонтальные и вертикальные; мотор-редукторы и редукторы: червячные NMRV, цилиндрические F, коническо-цилиндрические K, цилиндрические соосные R. [25]

Помимо завода «ЕВРОПРИВОД» деятельность по производству редукторов осуществляет компания ООО «Челябинский Редукторный Завод», которая была создана в 1999 году. Организация находится в городе Челябинске по улице Короленко и является производителем редукторов серии 1ЦУ, 1Ц2У, 1Ц3У, Ц2У...Н, РМ, РЦД. [24]

### 1.3.1 Продукция Кременкульского редукторного завода «ЕВРОПРИВОД»

Кременкульский редукторный завод производит редукторы следующих типов:

- 1) Горизонтальные редукторы: ЦУ – 250 (1ЦУ – 250), Ц2У – 160 (1Ц2У – 160) и другие модели.

Редуктор 1ЦУ – 250 (рисунок 1.3) относится к зубчатому типу приводных устройств, узкой горизонтальной модификации, общего назначения.



Рисунок 1.3 – Редуктор 1ЦУ – 250

						Лист
					ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ	13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Устройство адаптировано как для длительной работы – на протяжении 24 часов, так и для эксплуатации с периодическими перерывами.

Вал редуктора вращается в обе стороны, что существенно облегчает ввод устройства в эксплуатацию. Частота вращения  $<1800 \text{ мин}^{-1}$ .

Номинальный вращающий момент на выходном валу равняется  $4000 \text{ Н*м}$ , а масса редуктора составляет  $250 \text{ кг}$ .

Редуктор 1Ц2У – 160 (рисунок 1.4) имеет горизонтальную ориентацию и используется в составе различных приводов для изменения крутящего момента и частоты вращения.

Нагрузка на редуктор 1Ц2У-160 предполагается либо постоянная, либо переменная, направление также двух типов - в одном направлении или реверсивная.

Атмосфера для комфортной эксплуатации может быть двух типов - типов I и II по ГОСТ 15150-69 [21], а что касается запыленности воздуха, есть ограничение - не более  $10 \text{ мг /куб.м.}$ .



Рисунок 1.4 – Редуктор 1Ц2У – 160

2) Вертикальные редукторы: ВК – 350, В – 400, ЦЗВК – 100 и другие модели.

Редуктор ВК – 350 (рисунок 1.5) является специальным крановым цилиндрическим трехступенчатым редуктором, предназначенным для использования в

									Лист
									14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ				

приводах механизмов передвижения грузоподъемных кранов и для увеличения крутящего момента и уменьшения частоты вращения различных машин и механизмов.

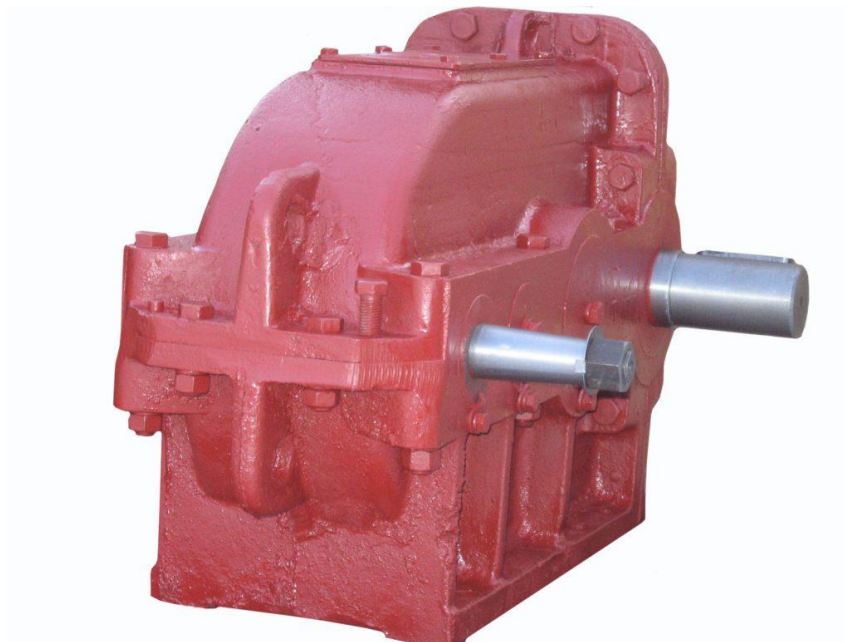


Рисунок 1.5 – Редуктор ВК – 350

Номинальный крутящий момент на тихоходном валу составляет 860 Н\*м при номинальной частоте вращения быстроходного вала 1000 мин<sup>-1</sup>. Масса редуктора не более 77 кг.

3) Конические редукторы: КЦ – 1, КЦ – 2.

Из проведенного анализа конструкций редукторов для дальнейшего расчета привода цепного конвейера выбираем наиболее выпускаемую модель редуктора 1Ц2У – 160, которую производит Кременкульский завод «ЕВРОПРИВОД».

#### 1.4 Классификация цепных конвейеров

Цепными конвейерами являются конвейеры, в которых тяговым элементом является длиннозвенная, обычно пластинчатая цепь. В зависимости от типа несущего органа цепные конвейеры классифицируют на пластинчатые, скребковые, ковшовые, люлечные, тележечные, подвесные тяговые, толкающие и другие. [26]

						Лист
					ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ	15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

В промышленности применяют в основном пластинчатые конвейеры, предназначенные для перемещения насыпных и штучных грузов, преимущественно тяжелых, крупнокусковых, абразивных, острокромочных и горячих. Тяговым элементом конвейера служит одна или две пластинчатые цепи по ГОСТ 588-81 [18], грузонесущим – жесткий металлический настил, состоящий из отдельных пластин.

По конфигурации трассы пластинчатые конвейеры бывают горизонтальными, наклонными и комбинированными (с несколькими горизонтальными и наклонными участками). Вертикально замкнутые конвейеры обычно выполняют двухцепными (с двумя параллельными цепными контурами), а при большой ширине полотна пластинчатые конвейеры делают трех- и четырехцепными. Пластинчатые конвейеры в основном изготавливают одноприводными, реже многоприводными с концевым или концевым и промежуточным расположением приводов.

Преимуществами пластинчатых конвейеров по сравнению с ленточными являются большая приспособленность для транспортирования крупнокусковых, острокромочных, горячих и других подобных грузов, вызывающих повреждение лент; работоспособность как при нормальных, так и при высоких или низких температурах; возможность транспортирования более широкого ассортимента насыпных, навалочных и штучных грузов; возможность установки промежуточных приводов, обеспечивающих бесперегрузочное транспортирование на дальние расстояния; высокая производительность при относительно небольшой скорости движения; возможность загрузки непосредственно из бункера; большое разнообразие трасс транспортирования. К недостаткам пластинчатых конвейеров относят меньшую скорость движения полотна по сравнению со скоростью ленточных конвейеров; сложность промежуточной разгрузки конвейеров с бортовым настилом. [27]

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						16
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		



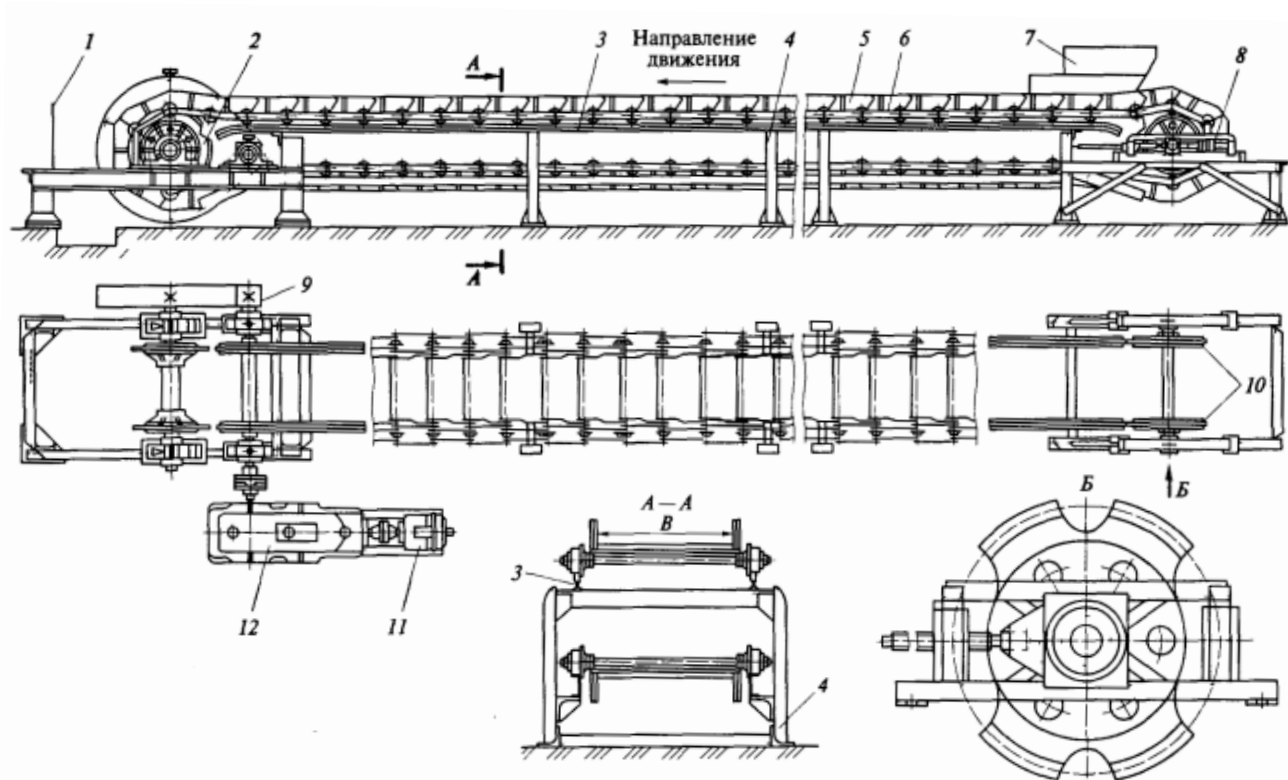


Рисунок 1.6 – Пластинчатый конвейер

1 – разгрузочная воронка; 2 – приводная звездочка; 3 – направляющая;  
 4 – рама; 5 – бортовой настил; 6 – катковая цепь; 7 – загрузочная воронка;  
 8 – натяжное устройство; 9 – зубчатая передача; 10 – натяжные звездочки;  
 11 – электродвигатель; 12 – редуктор; В – ширина настила.

Пластинчатый конвейер общего назначения (рисунок 1.6) имеет ходовую часть в виде двух катковых цепей 6 с прикрепленным к ним бортовым настилом 5. Цепи приводят в движение приводные звездочки 2 от электродвигателя 11 через редуктор 12 и открытую зубчатую передачу 9. Катки тяговых цепей катятся по направляющим 3, прикрепленным к раме 4 конвейера. Натяжение цепей производится натяжными звездочками 10 с натяжным устройством 8. Конвейер загружают в любом месте через загрузочную воронку 7, а разгружают через концевую разгрузочную коробку с разгрузочной воронкой 1.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ

Лист

17

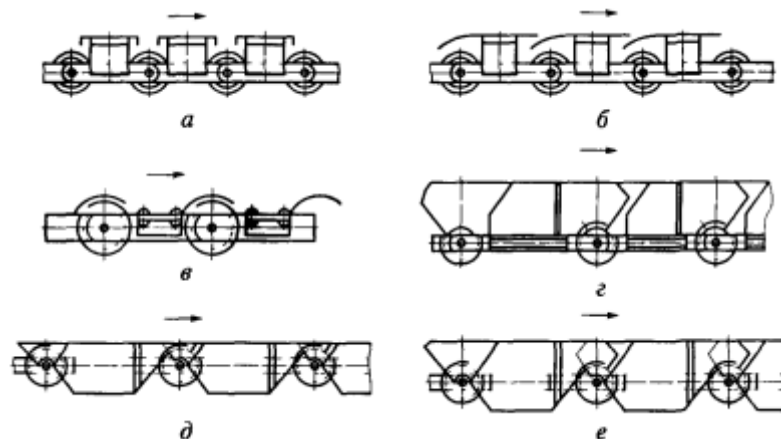


Рисунок 1.7 – Настилы пластинчатых конвейеров

а – плоский разомкнутый; б – плоский сомкнутый; в – безбортовой волнистый; г – бортовой волнистый; д – коробчатый мелкий; е – коробчатый глубокий.

Настил является грузонесущим элементом пластинчатых конвейеров. В зависимости от характеристик транспортируемого груза в конвейерах общего назначения по ГОСТ 22281 – 76 [20] применяют шесть типов настила (рисунок 1.7). Плоские разомкнутые настилы (см. рисунок 1.7, а) используют в конвейерах для штучных грузов, плоские сомкнутые (см. рисунок 1.7, б) и безбортовые волнистые (см. рисунок 1.7, в) – для штучных и насыпных кусковых грузов при установке неподвижных бортов. Однако при таком исполнении мелкие частицы груза просыпаются в щели между неподвижными бортами, заклиниваются в них.

Этого недостатка не имеют конвейеры с бортовым волнистым настилом (см. рисунок 1.7, г), применяемые для транспортирования как штучных, так и насыпных грузов любой крупности.

Большое сцепление насыпного груза с настилом и дальнейшее увеличение допустимого угла наклона конвейера обеспечивают бортовые волнистые настилы с перегородками, а также коробчатые настилы (см. рисунок 1.7, д, е). Конвейеры с ними более приспособлены для перемещения крупнокусковых, тяжелых и остро-кромочных сыпучих грузов. [27]

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Направление движение настила должно соответствовать стрелкам (см. рисунок 1.9), во избежание заклинивания груза между пластинами и их повреждения.

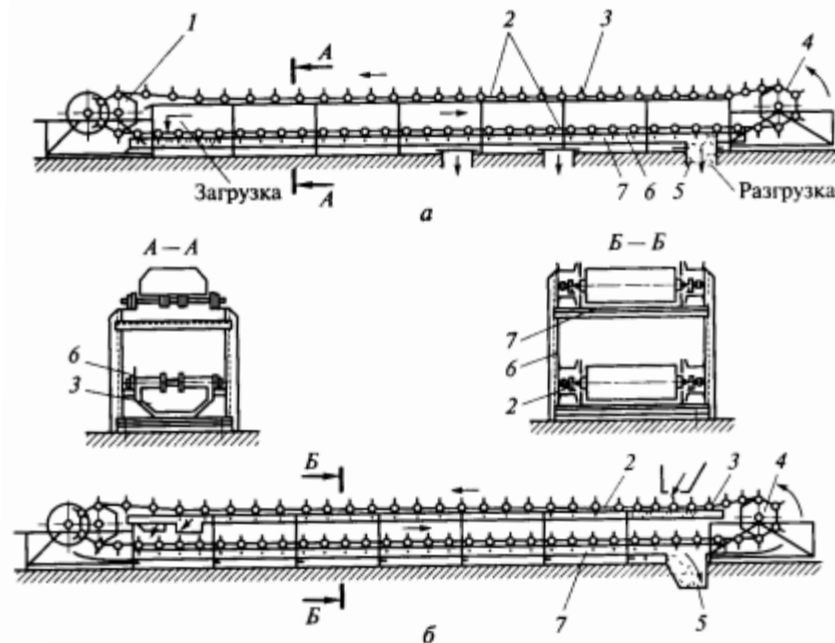


Рисунок 1.8 – Скребокый конвейер со сплошными высокими скребками  
 а – с одной рабочей ветвью; б – с двумя рабочими ветвями; 1 – натяжное устройство; 2 – тяговая цепь; 3 – скребок; 4 – привод; 5 – выпускное отверстие; 6 – рама; 7 – желоб.

Скребокый конвейер со сплошными высокими скребками (рисунок 1.8) состоит из открытого желоба 7, укрепленного на раме 6, вдоль которого движется вертикально замкнутая тяговая цепь 2 (или две цепи) с укрепленными на ней скребками 3, огибающая приводную и натяжную звездочки. Транспортируемый груз засыпают в желоб конвейера в любом месте по его длине. Перемещается груз скребком по желобу. Разгрузка конвейера может производиться в любом месте по его длине через отверстия 5 в дне желоба, перекрываемые шиберными задвижками или затворами. Груз может транспортироваться по нижней ветви (см. рисунок 1.8, а), верхней ветви (при консольных скребках) или одновременно по верхней и нижней ветвям в разных направлениях (см. рисунок 1.8, б).

Скребокковые конвейеры с высокими скребками в основных исполнениях являются вертикально замкнутыми и перемещают груз в горизонтальном и наклонном направлениях.

Угол наклона скребокковых конвейеров обычно не превышает  $40^\circ$ , так как с его увеличением производительность конвейера значительно снижается.

Тяговым элементом конвейера с высокими скребками служат обычно одна или две пластинчатые катковые цепи по ГОСТ 588—81 [18] с шагом 160; 200; 250; 315 и 400 мм. Основным недостатком пластинчатых цепей является загрязнение втулок и катков. Это приводит к увеличению натяжения цепи и ее ускоренному изнашиванию. Поэтому пытаются использовать специальные бескатковые цепи. Однако качественно изготовленная пластинчатая цепь с термически обработанными деталями и надежной защитой подшипников катков и направляющих путей будет более долговечной, чем бескатковая цепь. [27]

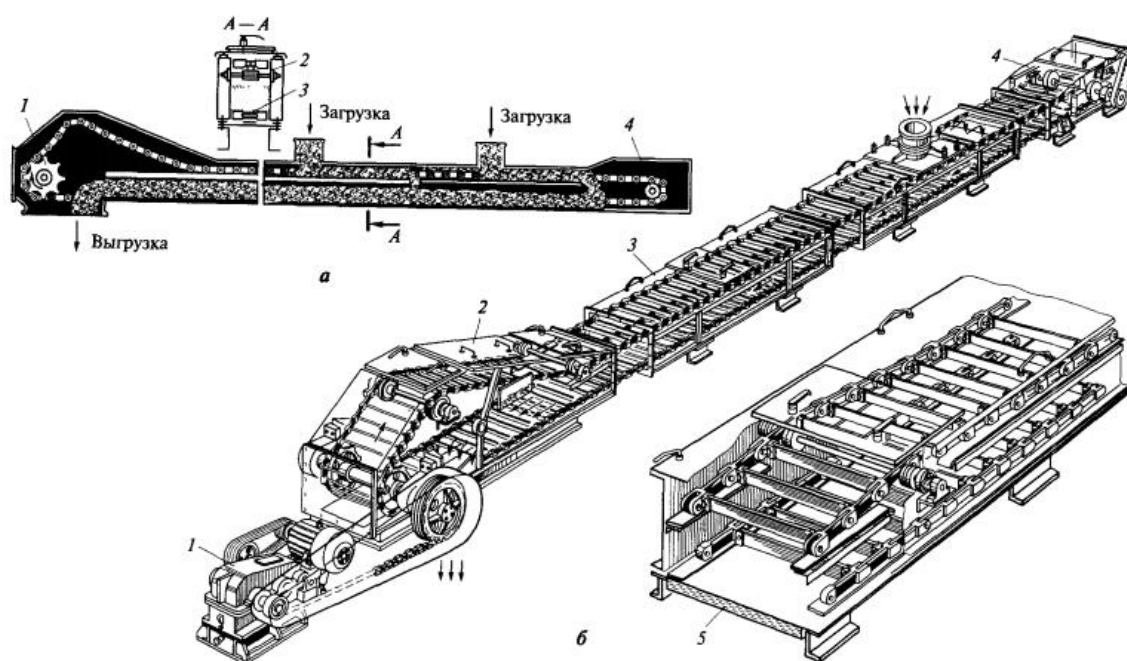


Рисунок 1.9 – Скребокковый конвейер со сплошными низкими скребками  
 а – с двумя отдельными герметичными желобами; б – для горячих грузов;  
 1 – привод; 2 – желоб; 3 – тяговая цепь со скребками; 4 – натяжное устройство; 5 – охлаждающая водяная камера.

Конвейеры с низкими скребками имеют закрытый желоб 2, внутри которого расположена тяговая цепь (или две цепи) со скребками 3, привод 1 и натяжное устройство 4 (рисунок 1.9). Нижняя ветвь скользит по дну желоба и перемещает транспортируемый груз; обратная ветвь цепи расположена в верхней части каркаса и движется по направляющим путям, иногда по сплошному дну или опорным роликам. В некоторых конструкция конвейер имеет два отдельных герметичных желоба (трубы), и перемещение груза возможно в нижнем и верхнем желобах в разных направлениях.

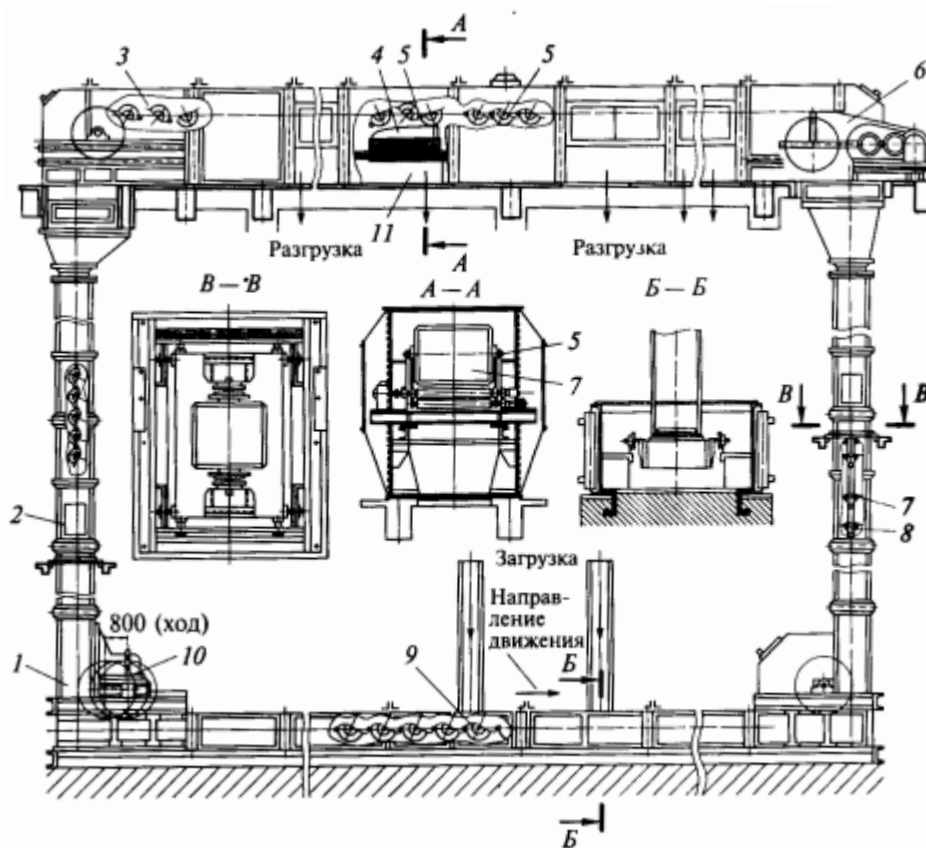


Рисунок 1.10 – Ковшовый конвейер

1 – натяжная звездочка; 2 – кожух; 3 – переориентировщик; 4 – разгрузочное устройство; 5 – направляющие; 6 – привод; 7 – ковш; 8 – катковая цепь; 9 – загрузочное устройство; 10 – натяжное устройство; 11 – разгрузочная воронка

Ковшовый конвейер с сомкнутыми ковшами (рисунок 1.10) имеет полотно, которое образовано ковшами 7, прикрепленными шарнирно к двум пластинчатым

катковым цепям 8. Ось шарнирного подвеса ковша располагают таким образом, чтобы центр тяжести ковша как в порожнем, так и в загруженном состоянии находился ниже нее. Благодаря этому ковш на всех участках трассы сохраняет устойчивое горизонтальное положение без дополнительной фиксации; разгрузка ковша опрокидыванием требует принудительного воздействия на него, а после опорожнения он сам возвращается в исходное отвесное положение.

Движение полотна передается от привода 6. Натяжение цепей осуществляется натяжным устройством 10 через натяжные звездочки 1. На горизонтальных участках катки движутся по направляющим 5, а на вертикальных участках, во избежание раскачивания полотна, направляющие охватывают катки с двух сторон. Загружается конвейер загрузочным устройством 9 на нижнем горизонтальном участке, а разгрузка — на верхнем горизонтальном участке. Разгрузку выполняют при помощи стационарного разгрузочного устройства 4, установленного над разгрузочной воронкой 11.

В конце верхнего горизонтального участка установлен переориентировщик 3 сомкнутых ковшей, предназначенный для изменения положения элементов, перекрывающих зазоры между ковшами. Переориентировка сомкнутых ковшей для перевода первого по ходу козырька из верхнего положения в нижнее или наоборот необходима в тех случаях, когда трасса конвейера имеет повороты на звездочках в разные по ходу полотна стороны.

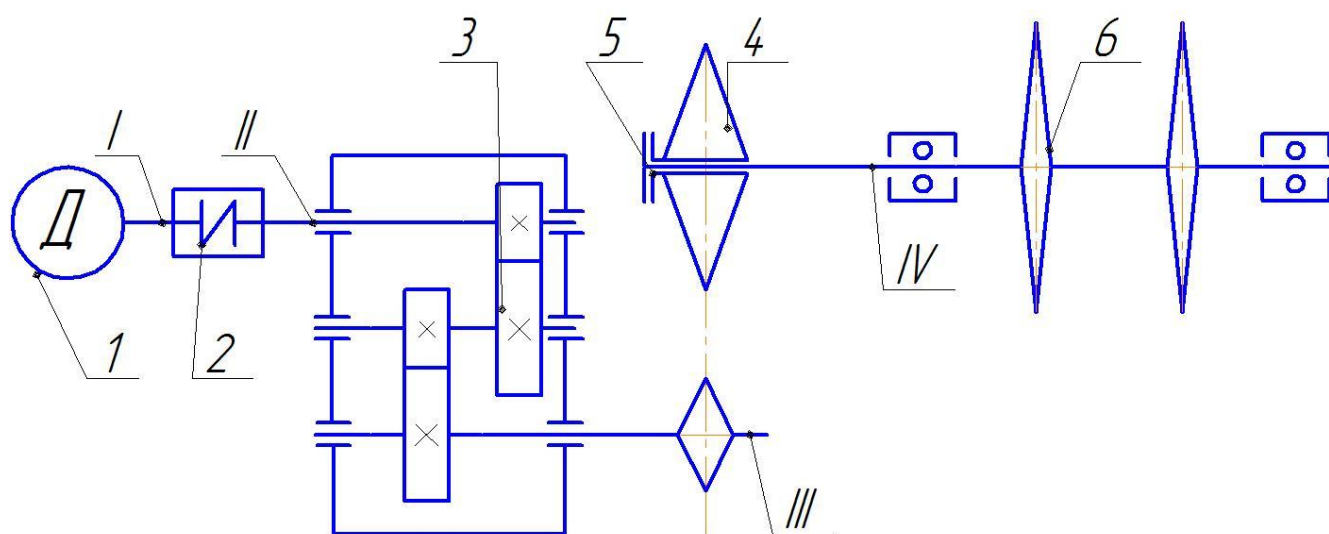
При транспортировании токсичных и газлирующих грузов кожух 2 выполняют герметичным, а если не предъявляется особых требований к защите окружающей среды, несущую конструкцию делают открытой с сетчатым ограждением.

Выводы по разделу один

В данном разделе была рассмотрена классификация и произведен анализ редукторов и конвейеров. Наиболее распространенным и перспективным представляется цилиндрический двухступенчатый редуктор, который имеет ряд неоспоримых преимуществ, эксплуатируемый в составе привода цепного конвейера.

									Лист
									22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ				

## 2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ



*Кинематическая схема привода:*  
 1 – Электродвигатель; 2 – Муфта упругая компенсирующая;  
 3 – Цилиндрический двухступенчатый редуктор; 4 – Открытая цепная передача;  
 5 – Муфта фрикционная; 6 – Исполнительный орган (приводные звездочки).

Рисунок 2.1 – Структурная схема привода цепного конвейера

### 2.1 Определение расчетной мощности на валу исполнительного механизма

Мощность на приводном валу  $P_4$ , кВт:

$$P_4 = \frac{F_t \cdot V_t}{1000} = \frac{10000 \cdot 0,13}{1000} = 1,3 \text{ кВт.}$$

### 2.2 Определение расчётной мощности на валу электродвигателя

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

$$P_1 = \frac{P_4}{\eta} = \frac{1,3}{0,83} = 1,57 \text{ кВт};$$

где  $\eta$  – общий КПД привода:

$$\eta = \eta_1^2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3^2 \cdot \eta_4 = 0,97^2 \cdot 0,93 \cdot 0,98^2 \cdot 0,99 = 0,83;$$

где  $\eta_1 = 0,97$  – КПД закрытой цилиндрической передачи;  $\eta_2 = 0,93$  – КПД открытой цепной передачи;  $\eta_3 = 0,98$  – КПД муфты;  $\eta_4 = 0,99$  – КПД опор валов;

### 2.3 Определение частоты вращения вала исполнительного механизма

Частота вращения приводного вала  $n_4$ , об/мин:

$$n_4 = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot V}{z \cdot P} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 0,13}{17 \cdot 63} = 7,28 \text{ мин}^{-1};$$

где  $z = 17$  – число зубьев звездочки цепного конвейера;  $P = 63$  мм – шаг цепи.

### 2.4 Определение частоты вращения вала электродвигателя

Частота вращения вала электродвигателя  $n_1$ , мин<sup>-1</sup>:

$$n_1 = n_4 \cdot i;$$

где  $n_4 = 7,28$  мин<sup>-1</sup> – частота вращения приводного вала;  $i$  – передаточное отношение привода:

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

Передаточные отношения для заданных передач:

$i_1 = 3 \dots 6$  – передаточное отношение цилиндрической передачи;  $i_2 = 2 \dots 4$  – передаточное отношение цепной передачи:

$$i = (3 \dots 6)^2 \cdot (2 \dots 4) = 18 \dots 144.$$

Тогда:

$$n_1 = 7,28 \cdot (18 \dots 144) = 131 \dots 1048 \text{ мин}^{-1}.$$

Если электродвигатель и редуктор устанавливаются на раме в виде самостоятельных агрегатов, то частоту вращения вала электродвигателя следует увеличить в 1,2...1,3 раза по отношению к среднему значению найденного интервала оптимальных частот примем: [1]

$$n_{дв} = 750 \text{ мин}^{-1}.$$

						Лист
					ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ	24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



## 2.5 Выбор электродвигателя

В приводах общего назначения применяются в основном трёхфазные асинхронные электродвигатели переменного тока серии АИР, отличающиеся простой конструкции и эксплуатации, а также низкой стоимостью. [1]

Выбираем двигатель АИР112МА8 (исполнение IM1081) с  $n_{дв} = 750 \text{ мин}^{-1}$  и  $P_{дв} = 2,2 \text{ кВт}$ .

Номинальная асинхронная частота вращения вала двигателя  $n_1 = 710 \text{ мин}^{-1}$ .

Таблица 2.1 – Габаритные, установочные и присоединительные размеры электродвигателя АИР 112МА8

<i>Tun</i>	$l_{30}^*$	$h_{31}^*$	$d_{24}$	$l_1$	$l_{10}$	$l_3$ <sub>1</sub>	$d_1$	$d_{10}$	$d_{20}$	$d_2$ <sub>2</sub>	$d_{25}$	$b_{10}$	$n$	$h$	$l_{21}^*$	$l_{20}^*$	$h_{10}^*$	$h_5$	$b_1$
АИР 112МА 8	47 5	297	30 0	8 0	14 0	7 0	3 2	12	26 5	14	23 0	19 0	4	11 2	15	4	12	3 5	1 0

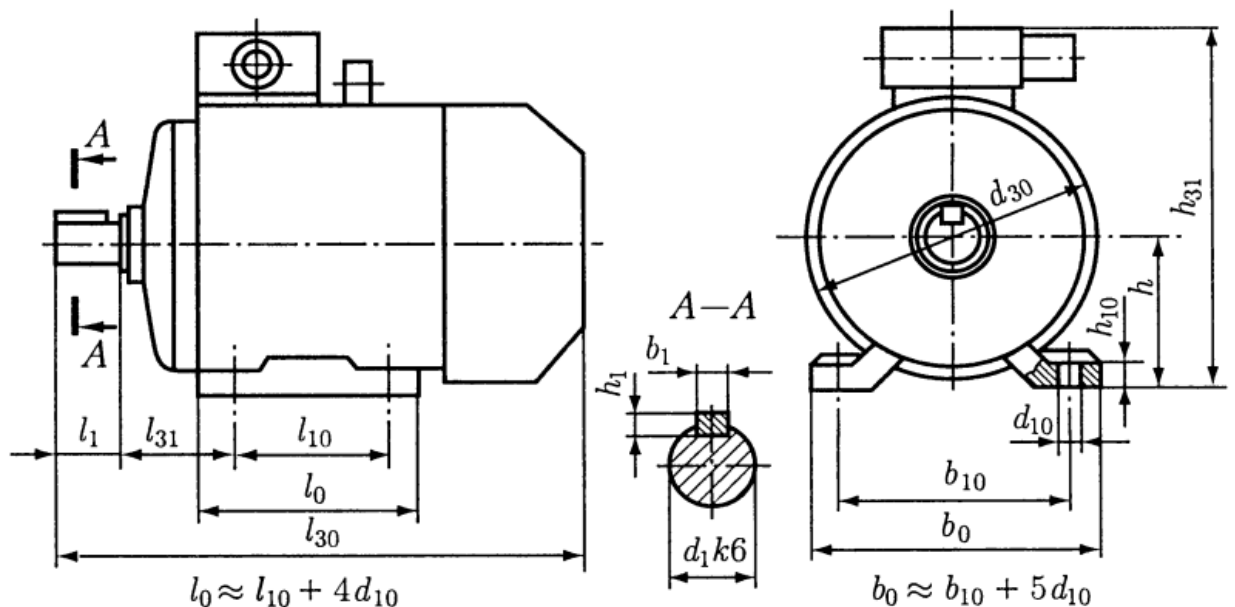


Рисунок 2.2 – Электродвигатель.

## 2.6 Определение передаточного отношения привода

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

$$i = \frac{n_1}{n_4} = \frac{710}{7,28} = 97,53.$$

Передаточное отношение редуктора определим  $i_p = 31,5$  согласно табличным значениям передаточных чисел стандартного цилиндрического двухступенчатого редуктора Ц2У.

Тогда передаточное отношение открытой цепной передачи определим из отношения:

$$i_{\text{ЦП}} = \frac{i}{i_{\text{РЕД}}} = \frac{97,53}{31,5} = 3,1.$$

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

Определение угловых скоростей валов:

$$n_{\text{ов}} = n_1 = 710 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 710}{30} = 74,31 \text{ с}^{-1}.$$

$$n_2 = n_1 = 710 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_2 = \omega_1 = 74,31 \text{ с}^{-1}.$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{\text{РЕД}}} = \frac{710}{31,5} = 22,54 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{\pi \cdot 22,54}{30} = 2,36 \text{ с}^{-1}.$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{\text{ЦП}}} = \frac{22,54}{3,1} = 7,27 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_4 = \frac{\pi \cdot n_4}{30} = \frac{\pi \cdot 7,27}{30} = 0,76 \text{ с}^{-1}.$$

Определение вращающих моментов:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{1,57}{710} = 21,12 \text{ Нм}.$$

$$T_2 = T_1 \cdot \eta_M = 21,12 \cdot 0,98 = 20,7 \text{ Нм};$$

$$T_3 = T_2 \cdot \eta_{\text{ЦП}}^2 \cdot i_{\text{РЕД}} = 20,7 \cdot 0,97^2 \cdot 31,5 = 613,51 \text{ Нм};$$

$$T_4 = T_3 \cdot \eta_M \cdot \eta_{\text{ОВ}} \cdot \eta_{\text{ОП}} \cdot i_{\text{ЦП}} = 613,51 \cdot 0,98 \cdot 0,93 \cdot 0,99 \cdot 3,1 = 1716,05 \text{ Нм}.$$

Определение мощностей:

$$P_1 = 1,57 \text{ кВт};$$

$$P_2 = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{1000} = \frac{20,7 \cdot 74,31}{1000} = 1,54 \text{ кВт};$$

$$P_3 = \frac{T_3 \cdot \omega_3}{1000} = \frac{613,51 \cdot 2,36}{1000} = 1,45 \text{ кВт};$$

$$P_4 = \frac{T_4 \cdot \omega_4}{1000} = \frac{1716,05 \cdot 0,76}{1000} = 1,3 \text{ кВт}.$$

Все полученные данные сводим в таблицу № 2.2.

Таблица 2.2 – Силовые и кинематические параметры привода.

№ вала	T, Н·м	P, кВт	n, мин <sup>-1</sup>	ω, с <sup>-1</sup>
1	21,12	1,57	710	74,31
2	20,7	1,54	710	74,31
3	613,51	1,45	22,54	2,36
4	1716,05	1,3	7,27	0,76

Выводы по разделу два

В данном разделе были произведены подбор оптимального электродвигателя для привода цепного конвейера и расчет силовых и кинематических параметров привода.

									Лист
									27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ				

### 3 РАСЧЕТ РЕДУКТОРА

Проектируемый редуктор цилиндрический двухступенчатый. Прототипом проектируемого редуктора выбирается стандартный согласно ГОСТ 25301-95 [29] согласно следующим параметрам:

- передаточное отношение редуктора  $i = 31,5$ ;
- вращающий момент на тихоходном валу редуктора  $T = 613,51$  Нм.

Соответственно данным параметрам выбираем цилиндрический двухступенчатый редуктор Ц2У-160 с передаточным отношением  $i = 31,5$  и допускаемым вращаемым моментом на выходном валу редуктора  $T_{\max} = 1000$  Нм. Масса редуктора – 95 кг. Объем заливаемого масла 4,5 л.

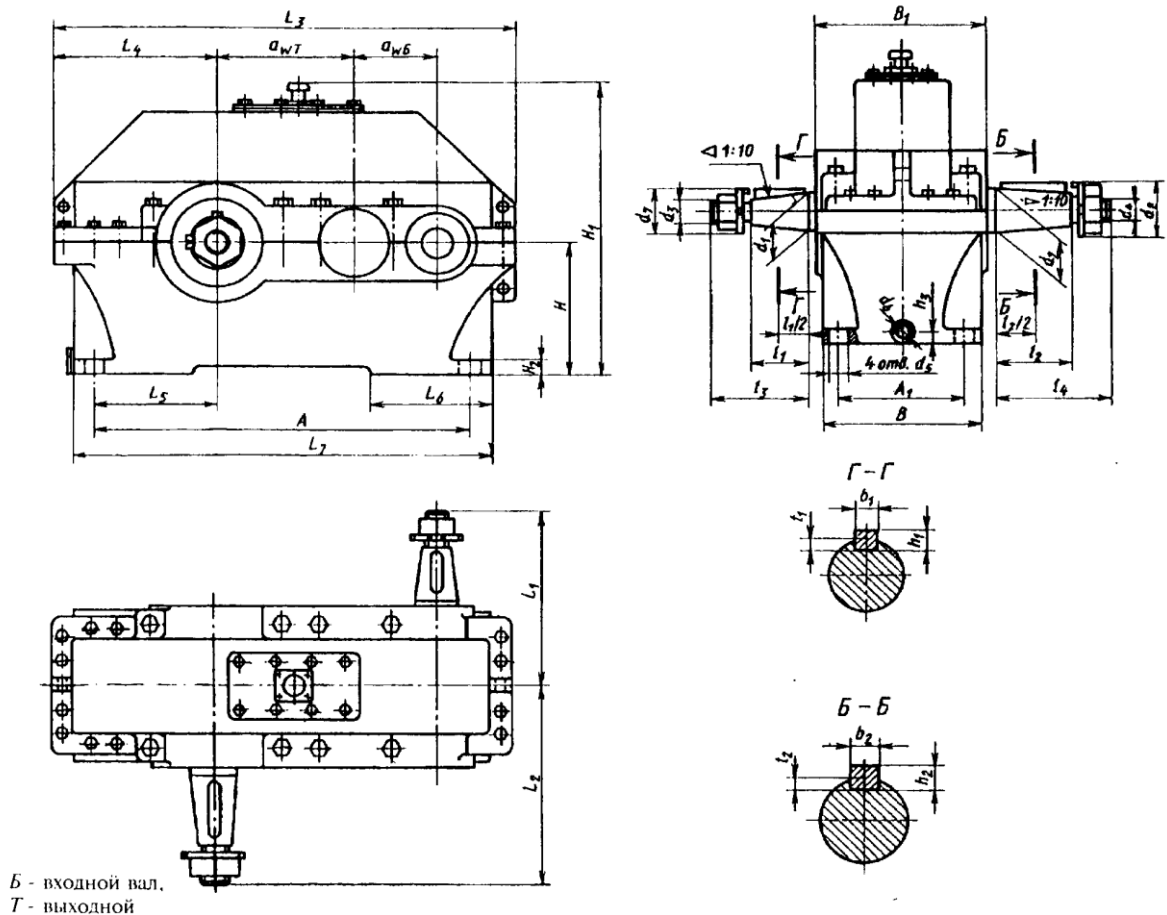


Рисунок 3.1 – Цилиндрический двухступенчатый редуктор Ц2У-160

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ

Лист

28

Таблица 3.1 – Габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора, мм

$a_{WB}$	$a_{WT}$	$A$	$A_1$	$B$	$B_1$	$H$	$H_1$	$H_2$	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$	$L_5$
100	160	425	140	195	206	170	335	24	170	224	545	195	136
$L_6$	$L_7$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$d_6$	$d_7$	$d_8$	$h_1$	$h_2$	$h_3$	$l_1$
125	475	25	55	M16x1, 5	M36x3,0	24	M24x1,5	40	75	7	10	32	42
$l_2$	$l_3$	$l_4$	$t_1$	$t_2$	$b_1$	$b_2$							
82	60	110	4,0	6,0	8	16							

### 3.1 Разбивка общего передаточного числа редуктора по ступеням

От разбивки общего передаточного числа по ступеням в двухступенчатых редукторах в значительной степени зависят удобство смазывания колес и компоновки деталей, а также конструкция корпуса и его габариты. [28]

Воспользуемся таблицей 5.6 [28, с. 74] для разбивки общего передаточного числа. Таким образом для двухступенчатого редуктора с передаточным отношением равным 31,5 выбираем передаточное число первой быстроходной ступени 5(количество зубьев на шестерне 16 и 80 на колесе), а для второй тихоходной ступени – 6,3(количество зубьев на шестерне 14 и 86 на колесе).

### 3.2 Геометрические параметры закрытых передач

Расчет геометрических параметров зубчатых передач производится, отталкиваясь от нормального модуля. Он должен быть больше или равен 2 мм (в расчетах примем  $m_n=2$  мм для быстроходной передачи,  $m_n=3$  мм для тихоходной). Угол наклона зубьев первой и второй ступени  $\beta = 16^\circ 15' 57''$ .

Диаметр вершин зубьев

Быстроходная передача

Шестерня

$$d_{a1}=d_1 + 2 \cdot m_n; d_{a1}=m_n \cdot z_1 / \cos\beta + 2m_n = 2 \cdot 16 / 0,96 + 2 \cdot 2 = 37 \text{ мм}$$

Колесо

$$d_{a2}=d_2 + 2 \cdot m_n; d_{a2}=m_n \cdot z_2 / \cos\beta + 2m_n = 2 \cdot 80 / 0,96 + 2 \cdot 2 = 170,7 \text{ мм}$$

Тихоходная передача

Шестерня

$$d_{a1}=d_1 + 2 \cdot m_n; d_{a1}=m_n \cdot z_1 / \cos\beta + 2m_n = 3 \cdot 14 / 0,96 + 2 \cdot 3 = 49,75 \text{ мм}$$

Колесо

$$d_{a2}=d_2 + 2 \cdot m_n; d_{a2}=m_n \cdot z_2 / \cos\beta + 2m_n = 3 \cdot 86 / 0,96 + 2 \cdot 3 = 274,75 \text{ мм}$$

Диаметр впадин зубьев

Быстроходная передача

Шестерня

$$d_{f1}=d_1 - 2,5 \cdot m_n = 34 - 2,5 \cdot 2 = 29 \text{ мм}$$

Колесо

$$d_{f2}=d_2 - 2,5 \cdot m_n = 166,7 - 2,5 \cdot 2 = 161,7 \text{ мм}$$

Тихоходная передача

Шестерня

$$d_{f1}=d_1 - 2,5 \cdot m_n = 43,75 - 2,5 \cdot 3 = 36,25 \text{ мм}$$

Колесо

$$d_{f2}=d_2 - 2,5 \cdot m_n = 268,75 - 2,5 \cdot 3 = 261,25 \text{ мм}$$

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		30

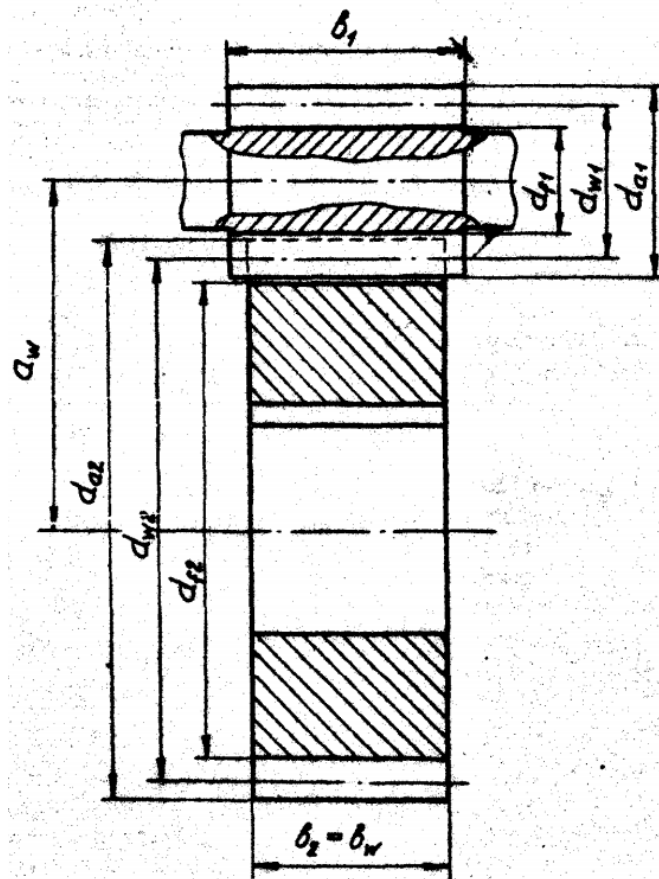


Рисунок 3.2 – Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

С целью увеличения скорости и точности выполним расчеты в программе Компас 3D v18, используя стандартную библиотеку Механика/Валы и механические передачи 2D/Расчеты механических передач [7].

Таблица 3.2 – Данные для геометрического расчета

Параметры	$Z_1$ - число зубьев на ве- дуще колесе	$Z_2$ - число зубьев на ве- домом колесе	b- ширина зубчато- го венца	m- модуль	В-угол наклона зубьев	x1- ко- эфф. смещен исход. контур	x2- ко- эфф. смещен исход. контур
Тихоходная ступень	14	86	40	3	$16^{\circ}15'$	+0,75	-0,597
Быстроходная ступень	16	80	32	2,5	$16^{\circ}15'$	+0,36	-0,36

Таблица 3.3 – Результаты геометрического расчета тихоходной ступени

Наименование и обозначение параметра		Ведущее * <sup>1</sup> колесо	Ведомое * <sup>2</sup> колесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	14	86
Модуль, мм	$m_n$	3	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	16°15'57"	
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	$b$	40	40
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,75	-0,597
Степень точности	—	7-C	7-C
<i>Определяемые параметры</i>			
Передаточное число	$u$	6,143	
Межосевое расстояние, мм	$a_w$	156,709 ± 0,05	
Делительный диаметр, мм	$d$	43,751	268,758
Диаметр вершин зубьев, мм	$d_a$	54,242	271,167
Диаметр впадин зубьев, мм	$d_f$	40,751	257,676
Начальный диаметр, мм	$d_w$	43,878	269,539
Основной диаметр, мм	$d_b$	40,91	251,301
Угол зацепления	$\alpha_{tw}$	21°11'53"	
<i>Контролируемые и измерительные параметры</i>			
Постоянная хорда, мм	$\bar{s}_c$	5,607 <sup>+0,08</sup> <sub>-0,13</sub>	3,01 <sup>+0,1</sup> <sub>-0,19</sub>
Высота до постоянной хорды, мм	$\bar{h}_c$	4,225	0,657
Радиус кривизны разноимённых профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду, мм	$\rho_s$	10,634	49,185
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	$\rho_p$	5,726	38,856
Условие $\rho_s > \rho_p$ (возможность измерения постоянной хорды)	—	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	$z_{W\gamma}$	3	10
Длина общей нормали, мм	$W$	24,341 <sup>+0,055</sup> <sub>-0,125</sub>	86,97 <sup>+0,1</sup> <sub>-0,18</sub>
Максимальная длина общей нормали, мм	$W_b$	151,974	151,974
Возможность измерения длины общей нормали	—	выполнено	выполнено



Продолжение таблицы 3.3

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>*1</sup> колесо	Ведомое <sup>*2</sup> колесо
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали, мм	$\rho_w$	11,741	41,952
Радиус кривизны профиля в точке на окружности вершин, мм	$\rho_a$	17,809	50,939
Условие $\rho_p < \rho_w < \rho_a$ (возможность измерения длины общей нормали)	—	выполнено	выполнено
Диаметр измерительного шарика, мм	$D$	5,159	5,159
Угол профиля на окружности, проходящей через центр шарика	$\alpha_D$	33°06'35"	19°54'51"
Диаметр окружности, проходящей через центр шарика, мм	$d_D$	48,84	267,284
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках контакта поверхности шарика с главными поверхностями зубьев, мм	$\rho_m$	10,851	43,031
Условие $\rho_p < \rho_m < \rho_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Размер по шарикам, мм	$M$	53,999 <sup>-0,122</sup> <sub>-0,217</sub>	272,443 <sup>-0,338</sup> <sub>-0,521</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	$s_n$	6,35 <sup>-0,08</sup> <sub>-0,13</sub>	3,409 <sup>-0,1</sup> <sub>-0,19</sub>
<i>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</i>			
Коэффициент наименьшего смещения	$x_{min}$	0,084	-4,63
Условие отсутствия подрезания зуба исходной производящей рейкой $x \geq x_{min}$	—	выполнено	выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, мм	$\rho_l$	5,64	34,126
Условие отсутствия подрезания $\rho_l \geq 0$	—	выполнено	выполнено
Диаметр положения нижней точки активного профиля зуба, мм	$d_p$	42,482	263,043
Диаметр положения точки пересечения эвольвенты с переходной кривой профиля зуба, мм	$d_{\Pi}$	42,436	260,405
Условие отсутствия интерференции $\rho_l \leq \rho_p$	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	$s_{na}$	0,697	2,526
Минимально рекомендованное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин при поверхностном упрочнении зубьев, мм	$0,4 \cdot m_n$	1,2	
Условие отсутствия заострения $s_{na} \geq 0,4 \cdot m_n$	—	выполнено	выполнено
Удельное скольжение профилей зубьев в нижних точках активных профилей зубьев	$\theta_p$	-0,44831	-1,81545
Коэффициент торцового перекрытия	$\varepsilon_\alpha$	1,316	
Рекомендованное минимальное значение коэффициента торцового перекрытия	—	1	
Коэффициент осевого перекрытия	$\varepsilon_\beta$	1,189	
Коэффициент перекрытия	$\varepsilon_\gamma$	2,505	
Условие отсутствия самопересечения контура выреза зуба	—	выполнено	выполнено

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ

Лист

33

Таблица 3.4 – Результаты геометрического расчета быстроходной ступени

Наименование и обозначение параметра		Ведущее * <sup>1</sup> колено	Ведомое * <sup>2</sup> колено
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	16	80
Модуль, мм	$m_n$	2,5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	16°15'57"	
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	$b$	32	2
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,36	-0,36
Степень точности	—	7-С	7-С
<i>Определяемые параметры</i>			
Передаточное число	$u$	5	
Межосевое расстояние, мм	$a_w$	125,004 ± 0,05	
Делительный диаметр, мм	$d$	41,668	208,339
Диаметр вершин зубьев, мм	$d_a$	48,468	211,539
Диаметр впадин зубьев, мм	$d_f$	37,218	200,289
Начальный диаметр, мм	$d_w$	41,668	208,339
Основной диаметр, мм	$d_b$	38,961	194,807
Угол зацепления	$\alpha_{tw}$	20°45'51"	
<i>Контролируемые и измерительные параметры</i>			
Постоянная хорда, мм	$\bar{s}_c$	4,046 <sup>-0,06</sup> <sub>-0,13</sub>	2,889 <sup>-0,09</sup> <sub>-0,18</sub>
Высота до постоянной хорды, мм	$\bar{h}_c$	2,664	1,074
Радиус кривизны разноимённых профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду, мм	$\rho_s$	9,463	38,413
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	$\rho_p$	3,089	29,901
Условие $\rho_s > \rho_p$ (возможность измерения постоянной хорды)	—	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	$z_{W_T}$	3	8
Длина общей нормали, мм	$W$	19,696 <sup>-0,055</sup> <sub>-0,125</sub>	57,884 <sup>-0,08</sup> <sub>-0,18</sub>
Максимальная длина общей нормали, мм	$W_b$	121,579	7,599
Возможность измерения длины общей нормали	—	выполнено	выполнено



Продолжение таблицы 3.4

Наименование и обозначение параметра		Ведущее * <sup>1</sup> колесо	Ведомое * <sup>2</sup> колесо
Радиус кривизны разноименных профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали, мм	$\rho_w$	9,501	27,922
Радиус кривизны профиля в точке на окружности вершин, мм	$\rho_a$	14,415	41,228
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	$\alpha_D$	30°09'24"	21°10'02"
Диаметр окружности, проходящей через центр шарика, мм	$d_D$	45,06	208,902
Радиус кривизны разноименных профилей зубьев в точках контакта поверхности шарика с главными поверхностями зубьев, мм	$\rho_m$	9,148	35,546
Условие $\rho_p < \rho_m < \rho_a$ (возможность измерения размера по шарикам)	—	выполнено	выполнено
Размер по шарикам, мм	$M$	49,56 <sup>-0,132</sup> <sub>0,235</sub>	213,402 <sup>-0,261</sup> <sub>0,434</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	$s_n$	4,582 <sup>-0,06</sup> <sub>0,13</sub>	3,272 <sup>-0,09</sup> <sub>0,18</sub>
<i>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</i>			
Коэффициент наименьшего смещения	$x_{min}$	-0,047	-4,237
Условие отсутствия подрезания зуба исходной производящей рейкой $x \geq x_{min}$	—	выполнено	выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, мм	$\rho_l$	2,873	27,34
Условие отсутствия подрезания $\rho_l \geq 0$	—	выполнено	выполнено
Диаметр положения нижней точки активного профиля зуба, мм	$d_p$	39,448	203,78
Диаметр положения точки пересечения эвольвенты с переходной кривой профиля зуба, мм	$d_{II}$	39,383	202,336
Условие отсутствия интерференции $\rho_l \leq \rho_p$	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	$s_{na}$	1,303	2,077
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	$\theta_p$	-1,66956	-1,41039
Коэффициент торцового перекрытия	$\varepsilon_\alpha$	1,481	
Рекомендованное минимальное значение коэффициента торцового перекрытия	—	1	
Коэффициент осевого перекрытия	$\varepsilon_\beta$	0,071	
Коэффициент перекрытия	$\varepsilon_\gamma$	1,552	
Условие отсутствия самопересечения контура выреза зуба	—	выполнено	выполнено

				Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
				35

ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ

### 3.3 Проверочные расчеты тихоходной передачи редуктора

Проверочный расчет передачи на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

Находим коэффициент ширины зубчатого венца в долях диаметра шестерни  $\Psi_{bd}$

$$\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}} = \frac{40}{43,75} = 0,912$$

где  $b_w$  – рабочая ширина зубчатого венца,  $b_w = b_2 = 40$  мм ;

$d_{w1}$  – начальный диаметр шестерни;

Находим коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. Принимается по графику в зависимости от параметра  $\Psi_{bd}$

$$K_{H\beta} = 1,13 \text{ (при } \Psi_{bd} = 0,912 \text{ и } H_2 \leq 350 \text{ НВ)}$$

Окружная скорость в зацеплении

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_j}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 43,75 \cdot 22,54}{60 \cdot 1000} = 0,0516 \text{ м/с}$$

Выбор степени точности передачи проводится по таблице в зависимости от окружной скорости в зацеплении: 9 (степень пониженной точности) по ГОСТ 1643-81.

Коэффициент перекрытия

Перекрытие зубьев характеризуется коэффициентом торцового перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  и коэффициентом осевого перекрытия  $\varepsilon_\beta$ .

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})] \cdot \cos\beta = [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{14} + \frac{1}{86})] \cdot 0,96 = 1,55$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin\beta}{\pi \cdot m_n} = \frac{40 \cdot 0,28}{3,14 \cdot 3} = 1,2$$

Суммарный коэффициент перекрытия

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,55 + 1,2 = 2,75$$

					ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ	Лист
						36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Коэффициент  $K_{H\alpha}$ , учитывающий распределение нагрузки между зубьями в связи с погрешностями изготовления. Он определяется в зависимости от степени точности передачи и суммарного коэффициента перекрытия. При  $\varepsilon_\gamma = 2,75$  и 9-ой степени точности  $K_{H\alpha}=1,17$ .

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении

$$K_{HV} = 1 + \frac{w_{HV} \cdot b_w \cdot d_1}{2000 \cdot T_3} = 1 + \frac{0,038 \cdot 40 \cdot 43,75}{2000 \cdot 613,51} = 1,0$$

где  $w_{HV}$  – удельная окружная динамическая сила

$$w_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,002 \cdot 73 \cdot 0,0516 \cdot \sqrt{\frac{160}{6,3}} = 0,038 \text{ Н/мм}$$

$\delta_H$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев,  $\delta_H=0,002$ ;

$g_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса, при модуле до 3,5 мм и 9-ой степени точности, коэффициент  $g_0 = 73$ ;

$a_w$  – межосевое расстояние передачи,  $a_w = 160$  мм;

$u$  – передаточное отношение,  $u=6,3$ .

Удельная расчетная окружная сила

$$w_{Ht} = \frac{2000 \cdot T_3}{b_w \cdot d_1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{2000 \cdot 613,51}{40 \cdot 43,75} \cdot 1,17 \cdot 1,13 \cdot 1 = 927 \text{ Н/мм}$$

Коэффициент  $Z_\varepsilon$ , учитывающий суммарную длину контактных линий. Для косозубых передач с коэффициентом  $\varepsilon_\beta \geq 1$  определяется по формуле

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,55}} = 0,8$$

Расчетные контактные напряжения

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} = 2,4 \cdot 190 \cdot 0,8 \cdot \sqrt{\frac{927}{43,75} \cdot \frac{6,3+1}{6,3}} = 1018 \leq \sigma_{HP}$$

						Лист
					ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ	37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где  $Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, определяемый по графику зависимости от угла наклона зубьев, при  $\beta=16^\circ$  коэффициент  $Z_H=2,4$ ;

$Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, для стальных колес  $Z_E=190$ ;

$\sigma_{HP}$  – допускаемые контактные напряжения.

$$\sigma_{HP} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_{Hmin}} \cdot Z_N = 0,9 \cdot \frac{1380}{1,2} \cdot 1 = 1035 \text{ МПа}$$

где  $\sigma_{Hlimb}$  – пределы контактной выносливости поверхностей зубьев шестерни и колеса,  $\sigma_{Hlimb} = 23HRC$  (для материала Сталь 25ХГМ HRC=57...63);

$S_{Hmin}$  – минимальный коэффициент запаса прочности;  $S_{Hmin}=1,2$  при закалке ТВЧ;

$Z_N$  – коэффициент долговечности шестерни и колеса;  $Z_N=1$ .

Коэффициент  $K_{F\beta}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете зубьев на выносливость при изгибе. Определяется по зависимости от параметра  $\Psi_{bd}$ , твердости и расположения зубчатых колес относительно опор.

При твердости  $H_{1,2} \leq 350 \text{ HV}$  и  $\Psi_{bd}=0,912$  коэффициент  $K_{F\beta}=1,18$ .

Коэффициент  $K_{F\alpha}$ , учитывающий распределение нагрузки между зубьями. При расчете на изгибную прочность полагают, что влияние погрешностей изготовления на распределение нагрузки между зубьями то же, что и в расчетах на контактную прочность, т.е.  $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,17$ .

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении

$$K_{FV} = 1 + \frac{W_{FV} \cdot b_w \cdot d_1}{2000 \cdot T_3} = 1 + \frac{0,114 \cdot 40 \cdot 43,75}{2000 \cdot 613,51} = 1,0$$

где  $W_{FV}$  – удельная окружная динамическая сила при расчете на изгиб

$$W_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,006 \cdot 73 \cdot 0,0516 \cdot \sqrt{\frac{160}{6,3}} = 0,114$$

						Лист
					ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ	38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$\delta_F$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификацию профиля зубьев, при твердости  $H_{1,2} \leq 350$  HV и непрямым зубьях  $\delta_F = 0,006$ ;

$q_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса, при модуле до 3,5 мм и 9-ой степени точности, коэффициент  $q_0 = 73$ .

Удельная расчетная окружная сила

$$w_{Ft} = \frac{2000 \cdot T_3}{b_w \cdot d_1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{2000 \cdot 613,51}{40 \cdot 43,75} \cdot 1,17 \cdot 1,18 \cdot 1 = 968 \text{ Н/мм}$$

Коэффициент  $Y_{FS}$ , учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, определяется отдельно для шестерни и колеса в зависимости от эквивалентного числа зубьев

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{14}{0,89} = 15,73$$

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{86}{0,89} = 96,63$$

Исходя из этого  $Y_{FS1} = 4,3$  и  $Y_{FS2} = 3,6$ .

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев для косозубых передач при  $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,55} = 0,645$$

Коэффициент, учитывающий наклон зуба

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - 1,2 \cdot \frac{16^\circ}{120^\circ} = 0,84 \geq 0,7$$

Расчётное напряжение изгиба на переходной поверхности зуба

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{w_{Ft}}{m_n} \leq \sigma_{FP}$$

Допускаемые напряжения изгиба  $\sigma_{FP}$ , не вызывающие усталостного разрушения материала, определяется как для шестерни, так и для колеса каждой из рассчитываемых передач

$$\sigma_{FPj} = \frac{\sigma_{Flimbj}}{S_{Fminj}} \cdot Y_{Nj} \cdot Y_A;$$

						Лист
					ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ	39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где  $\sigma_{Flimbj}$  – предел выносливости материала шестерни и колеса;

$S_{Fminj}$  – минимальный коэффициент запаса прочности,  $S_{Fminj} = 1,7$  ;

$Y_{Nj}$  – коэффициент долговечности, вычисляемый отдельно для шестерни и колеса

$$Y_{Nj} = \sqrt[q_F]{\frac{N_{Flim}}{N_{FEj}}};$$

$q_F$  – показатель степени, для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью при твердости поверхности зубьев  $H_{1,2} \leq 350\text{HB}$ ,  $q_F=6$ ;

$N_{F\ lim}$  – базовое число циклов напряжений изгиба, соответствующее перегибу кривой усталости,  $N_{F\ lim} = 4 \cdot 10^6$ ;

$N_{FEj}$  – эквивалентное число циклов напряжений изгиба на зубьях шестерни или колеса, определяемое в зависимости от режима нагружения и продолжительности работы привода, рассчитываемое по формуле

$$N_{FEj} = \mu_F \cdot N_{\Sigma j};$$

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot C_1 \cdot n_{\pi} \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 1 \cdot 142 \cdot 16000 = 136,3 \cdot 10^6$$

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot C_1 \cdot n_3 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 1 \cdot 22,54 \cdot 16000 = 21,6 \cdot 10^6$$

$\mu_F$  – коэффициент, характеризующий интенсивность типового режима нагружения при расчете на изгиб, принимаемый в зависимости от типового режима нагружения зубчатой передачи, при среднем нормальном режиме и  $q_F=9$  получим  $\mu_F=0,065$ ;

$Y_A$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения (реверсирования) нагрузки на зубьях, принимаемый в зависимости от условий нагружения и от термообработки зубьев,  $Y_A=0,75$ .

Коэффициент долговечности

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{0,065 \cdot 136,3 \cdot 10^6}} = 0,88$$

						Лист
					ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ	40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{0,065 \cdot 21,6 \cdot 10^6}} = 1,19$$

Допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса

$$\sigma_{FP1} = \frac{1000}{1,7} \cdot 0,88 \cdot 0,75 = 388,2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{1000}{1,7} \cdot 1,19 \cdot 0,75 = 525 \text{ МПа}$$

Этот расчёт проводится для менее прочного зубчатого колеса передачи, которое определяется из сравнения отношений для шестерни и колеса

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} = \frac{388,2}{4,3} = 90,3$$

$$\frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}} = \frac{525}{3,6} = 145,8$$

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} < \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}}$$

Следовательно, шестерня менее прочное зубчатое колесо.

Расчетное напряжение изгиба

$$\sigma_F = 4,3 \cdot 0,645 \cdot 0,84 \cdot \frac{968}{3} = 352 \leq 388,2 \text{ МПа}$$

Условие выполняется.

Выполним прочностные расчеты быстроходной и тихоходной ступеней редуктора в программе Компас 3D v18, используя стандартную библиотеку Механика/Валы и механические передачи 2D/Расчеты механических передач. [7] Результаты расчетов представлены в таблицах 3.5 и 3.6.

					ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 3.5 – Результаты прочностного расчета быстроходной ступени

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>*1</sup> колесо	Ведомое <sup>*2</sup> колесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	16	80
Модуль, мм	$m_n$	2,5	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	16°15'57"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	32	32
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,36	-0,36
Степень точности	—	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	*1	Сталь 25ХГМ ГОСТ 4543-2016	
	*2	Сталь 25ХГМ ГОСТ 4543-2016	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	60	60
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	$T_{max}$	20,7	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	$n_1$	710	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	$v$	1,549	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	2,736	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	1,456	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Hv}$	1,047	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_{tH}$	993,572	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Hi}$	147,935	
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	777,594	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HPmax}$	1035	1035
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$n_H$	1,331	1,331
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	2,214	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Fv}$	2,184	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Fv}$	1,07	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_{tF}$	993,572	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Fi}$	122,406	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	101,214	104,723
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FPmax}$	555,95	544,864
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$n_F$	5,493	5,203

Таблица 3.6 – Результаты прочностного расчета тихоходной ступени

Наименование и обозначение параметра		Ведущее <sup>*1</sup> колесо	Ведомое <sup>*2</sup> колесо
<i>Исходные данные</i>			
Число зубьев	$z_1, z_2$	14	86
Модуль, мм	$m_n$	3	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	16°15'57"	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	40	40
Коэффициент смещения исходного контура	$x$	+0,75	-0,597
Степень точности	—	7-C	7-C
Вариант схемы расположения передачи	—	5	
Марка материала	$*^1$	Сталь 25ХГМ ГОСТ 4543-2016	
	$*^2$	Сталь 25ХГМ ГОСТ 4543-2016	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	62	62
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	$T_{max}$	100,4	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	$n_1$	142	
<i>Определяемые параметры</i>			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	$v$	0,325	
<i>Расчёт на контактную прочность</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,627	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Hv}$	0,309	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Hv}$	1,003	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_{tH}$	4589,583	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ht}$	235,021	
Расчётное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hmax}$	987,322	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	$\sigma_{HPmax}$	1035	1035
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	$n_H$	1,048	1,048
<i>Расчёт на прочность при изгибе</i>			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,354	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$w_{Fv}$	0,463	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	$K_{Fv}$	1,004	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	$F_{tF}$	4589,583	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	$w_{Ft}$	195,906	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{Fmax}$	122,703	159,022
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	$\sigma_{FPmax}$	548,343	533,578
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	$n_F$	4,469	3,355

### 3.4 Проектный расчет валов

Определение диаметра выходного конца быстроходного и тихоходного валов

$$d_j \geq \sqrt[3]{\frac{T_j}{0,2 \cdot [\tau]}}$$

где  $T$  – крутящий момент на валу;  $[\tau]$

$[\tau]$  – допускаемое напряжение на кручение. Для определения диаметра выходных концов валов принимаем  $[\tau] = 20 \dots 30$  МПа.

Диаметр выходного конца быстроходного вала

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{20,7 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 16,06 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_1 = 25$  мм по стандартным значениям из ряда линейных размеров.

Диаметр выходного конца тихоходного вала

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{613,51 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 49,69 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_2 = 50$  мм по стандартным значениям из ряда линейных размеров.

Промежуточный вал не имеет выходного конца, поэтому для него определяем диаметр под колесом. Для определения диаметра под колесом принимаем  $[\tau] = 10 \dots 20$  МПа.

$$d_{\text{п}} \geq \sqrt[3]{\frac{T_{\text{п}}}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{100,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 32,23 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{\text{п}} = 34$  мм по стандартным значениям из ряда линейных размеров.

Вывод по разделу три

В данном разделе был выполнен расчет цилиндрического двухступенчатого редуктора, а именно: разбивка передаточного отношения редуктора по его ступеням, геометрический расчет ступеней редуктора, прочностной расчет закрытых

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		44

передаточных редукторов, определены диаметры выходного конца быстроходного и тихоходного валов.

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		45

## 4 РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

### 4.1 Описание цепной передачи

Цепная передача — это передача механической энергии при помощи гибкого элемента — цепи, за счёт сил зацепления. Цепная передача состоит из ведущей и ведомой звездочек и цепи. Цепь состоит из подвижных звеньев. В замкнутое кольцо для передачи непрерывного вращательного движения концы цепи соединяются с помощью специального разборного звена.

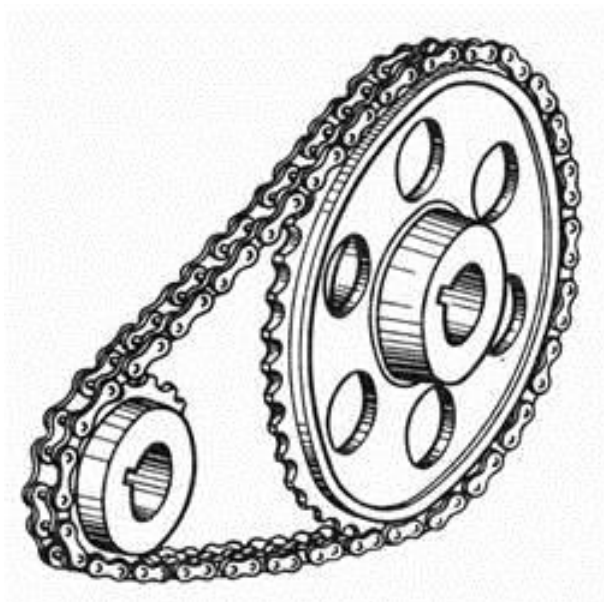


Рисунок 4.1 – Цепная передача

Цепные передачи универсальны, просты и экономичны. По сравнению с зубчатыми передачами они менее чувствительны к неточностям расположения валов, ударным нагрузкам, допускают практически неограниченные межцентровые расстояния, обеспечивают более простую компоновку, большую подвижность валов друг относительно друга. В сравнении с ремёнными передачами они характеризуются следующими достоинствами: отсутствие проскальзывания и постоянство среднего передаточного отношения; отсутствие предварительного натяжения и связанных с ним дополнительных нагрузок на валы и подшипники; передача большой мощности как при высоких, так и при низких скоростях.

К недостаткам цепной передачи можно отнести сравнительно высокую стоимость цепей, сложность подвода смазочного материала к шарнирам цепи, скорость движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек, не постоянна, что вызывает колебания передаточного отношения.

## 4.2 Расчет параметров цепной передачи

### 4.2.1 Предварительное значение шага однорядной цепи:

$$t_{\text{ЦЕПИ}} = 4,5\sqrt[3]{T_1} = 4,5\sqrt[3]{613,51} = 38,24 \text{ мм};$$

где  $T_1 = 613,51$  Нм – вращающий момент на ведущей звездочке, расположенной на тихоходном валу редуктора.

Выбираем приводную роликовую однорядную цепь ПР – 38,1 – 127 по ГОСТ 13568 – 97. [10]

### 4.2.2 Числа зубьев ведущей и ведомой звездочек:

$$z_1 = 29 - 2 \cdot i_{\text{ОП}} = 29 - 2 \cdot 3,1 = 22,8 \rightarrow z_1 = 23;$$

$$z_2 = z_1 \cdot i_{\text{ОП}} = 23 \cdot 3,1 = 71,3 \rightarrow z_2 = 71.$$

### 4.2.3 Делительный диаметр малой и большой звездочек:

$$d_1 = \frac{t_{\text{ЦЕПИ}}}{\sin\left(\frac{180}{z_1}\right)} = \frac{38,1}{\sin\left(\frac{180}{23}\right)} = 279,8 \text{ мм}.$$

$$d_2 = \frac{t_{\text{ЦЕПИ}}}{\sin\left(\frac{180}{z_2}\right)} = \frac{38,1}{\sin\left(\frac{180}{71}\right)} = 861,34 \text{ мм}.$$

### 4.2.4 Окружная сила на звездочках:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 613,51}{279,8} = 4385,35 \text{ Н}.$$

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ</i>	Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



#### 4.2.5 Сила, действующая на валы передачи:

$$F_B = k_B \cdot F_t = 1,15 \cdot 4385,35 = 5043H;$$

где  $k_B = 1,15$  – коэффициент, учитывающий массу цепи.

#### 4.2.6 Диаметры окружностей выступов звездочек:

$$d_{a1} = t_{\text{ЦЕПИ}} \cdot \left( 0,5 + \text{ctg} \frac{180}{z_1} \right) = 38,1 \cdot \left( 0,5 + \text{ctg} \frac{180}{23} \right) = 296,27 \text{ мм}.$$

$$d_{a2} = t_{\text{ЦЕПИ}} \cdot \left( 0,5 + \text{ctg} \frac{180}{z_2} \right) = 38,1 \cdot \left( 0,5 + \text{ctg} \frac{180}{71} \right) = 879,54 \text{ мм}.$$

#### 4.2.7 Ширина зуба звездочки

$$b_{\text{зуба}} = 0,9 \cdot B_{\text{вн}} - 0,15 = 0,9 \cdot 25,4 - 0,15 = 22,71 \text{ мм}.$$

#### 4.2.8 Число звеньев цепи:

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{t_{\text{ЦЕПИ}}} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right) \cdot \frac{t_{\text{цепи}}}{a} = \frac{23 + 71}{2} + \frac{2 \cdot 1500}{38,1} + \left( \frac{71 - 23}{2\pi} \right) \cdot \frac{38,1}{1500} = 126$$

где  $a = (30 \dots 50)t_{\text{ЦЕПИ}} = (30 \dots 50) \cdot 38,1 = 1143 \dots 1905 \approx 1500 \text{ мм}$  – межосевое расстояние.

#### 4.2.9 Межосевое расстояние:

$$a^* = \frac{t_{\text{ЦЕПИ}}}{4} \left[ W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right];$$

$$a^* = \frac{38,1}{4} \cdot \left[ 126 - \frac{23 + 71}{2} + \sqrt{\left( 130 - \frac{23 + 71}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{71 - 23}{2\pi} \right)^2} \right] = 1515,76 \text{ мм}.$$

Полученное значение уменьшается на  $\Delta = 0,003 \cdot a^* = 0,003 \cdot 1515,76 = 4,55 \text{ мм}$ .

Окончательное значение межосевого расстояния  
 $a = a^* - \Delta = 1515,76 - 4,55 = 1511,21 \text{ мм}$ .



Конструирование ведомой звездочки цепной передачи, выполненной заодно с фрикционной муфтой. Рассчитаем геометрические параметры ведомой звездочки:

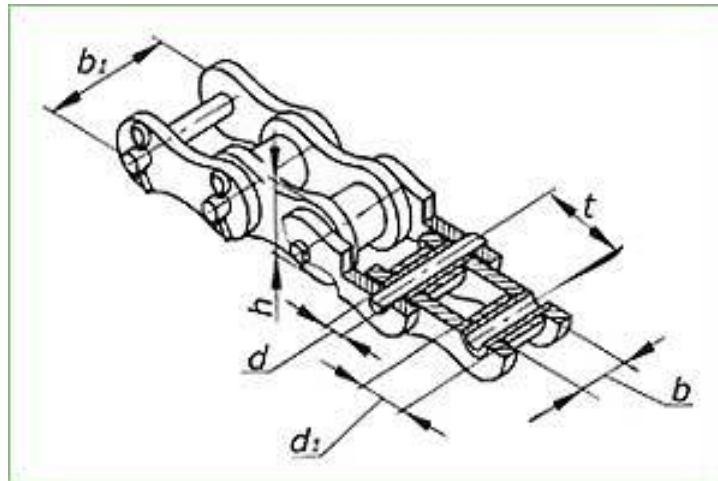


Рисунок 4.2 – Геометрические параметры приводной роликовой цепи

$t = 38,1$  мм – шаг цепи;

$z = 71$  – число зубьев ведомой звездочки;

$h = 36,2$  мм – ширина пластины;

$b_3 = 25,4$  мм – расстояние между внутренними пластинами;

$D_{ц} = d_3 = 11,12$  мм – диаметр элемента зацепления;

$\lambda = \frac{t}{D_{ц}} = \frac{38,1}{11,12} = 3,43$  - геометрическая характеристика зацепления.

Параметры зубчатого венца:

$b_f = 0,9 \cdot b_3 - 0,15 = 0,9 \cdot 25,4 - 0,15 = 22,71$  - ширина зуба звездочки;

$b = 0,75 \cdot b_f = 0,75 \cdot 22,71 = 17,03$  - ширина вершины зуба;

$\alpha = 10 \dots 15^\circ$  - угол скоса зуба;

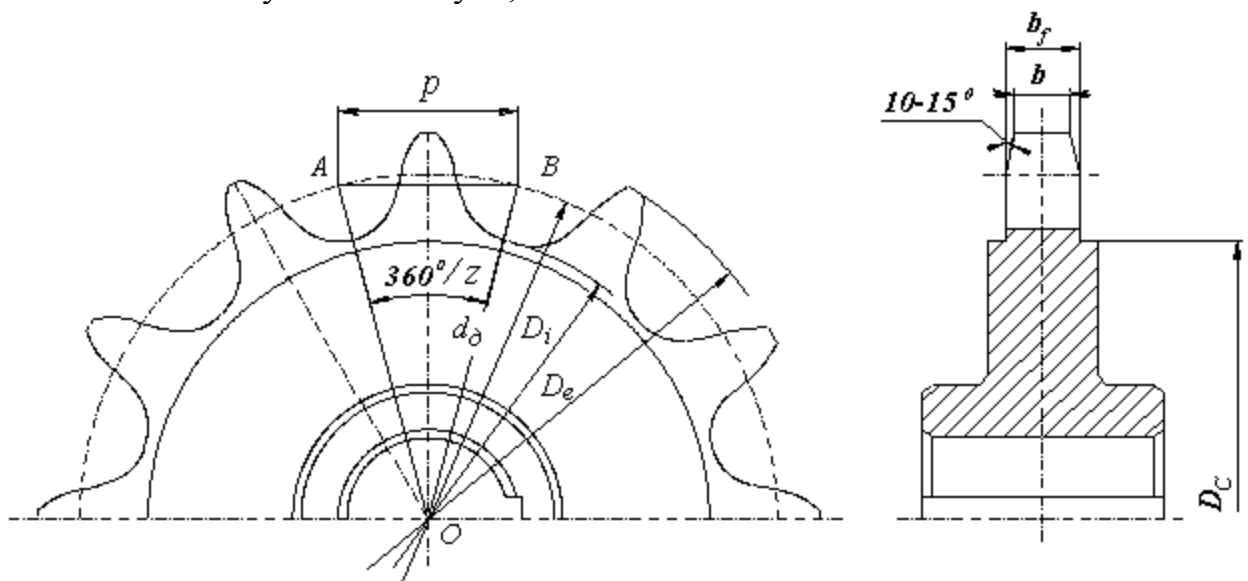


Рисунок 4.3 – Звездочки приводной цепи

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

$$D_c = t \cdot ctg \frac{180}{z} - 1,3 \cdot h = 38,1 \cdot ctg \frac{180}{71} - 1,3 \cdot 36,2 = 813,43 \text{ мм} - \text{ диаметр венца};$$

$$D_e = 879,54 \text{ мм} - \text{ диаметр окружности выступов};$$

$$d_d = 861,34 \text{ мм} - \text{ делительный диаметр};$$

$$D_i = d_d - (D_y + 0,75 \cdot \sqrt{d_d}) = 861,34 - (11,12 + 0,75 \cdot \sqrt{861,34}) = 828,21 \text{ мм} - \text{ диаметр окружности впадин};$$

Вывод по разделу четыре

В данном разделе был произведен расчет параметров цепной передачи, выбрана приводная однорядная роликовая цепь по ГОСТ 13568 – 97. [10]

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		50

## 5 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА

### 5.1 Проектный расчет вала

Определим диаметр выходного конца вала  $d$ , мм:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{1716,05 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 75,42 \text{ мм};$$

где  $T = 1716,05 \cdot 10^3$  Нмм – вращающий момент на приводном валу ;  $[\tau] = 20$  МПа – допускаемое напряжение на кручение.

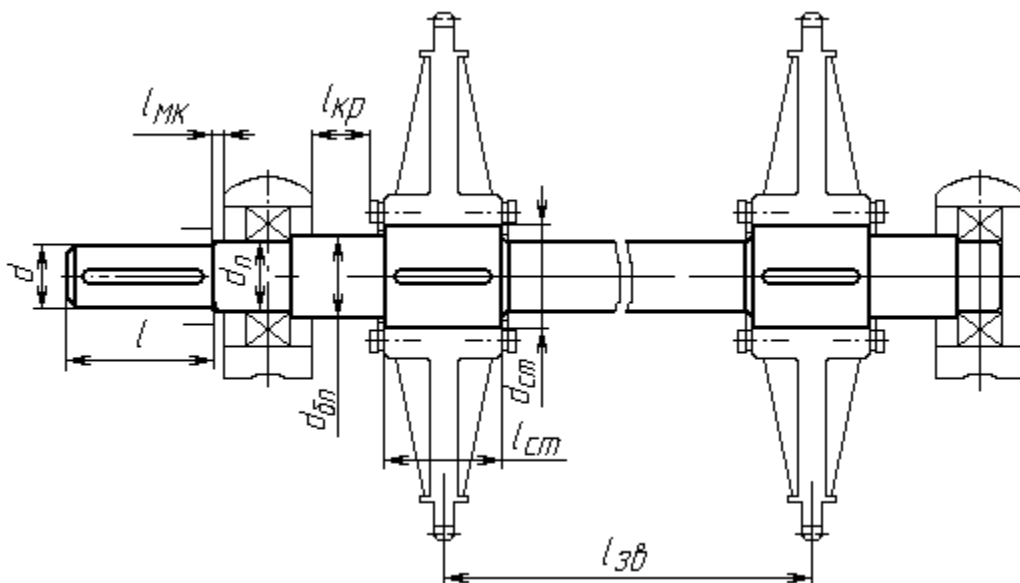


Рисунок 5.1 – Конструкция вала приводных звездочек

Округляем до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 6636-69  $d = 75 \text{ мм}$ .

[11]

Диаметр цапф вала в местах установки подшипников:

$$d_{\Pi} = d + 2 \cdot t = 75 + 2 \cdot 3,5 = 82 \text{ мм};$$

где  $t = 3,5$  – высота бурта подшипника.

Округляем до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 6636-69  $d_n = 85 \text{ мм}$ .

[11]

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

$$d_{\text{БП}} = d_n + 3 \cdot r;$$

где  $r = 3,5$  – величина радиуса фаски кольца подшипника;

$$d_{\text{БП}} = 85 + 3 \cdot 3,5 = 95,5 \text{ мм.}$$

Округляем до стандартного значения по ГОСТ 6636-69  $d_{\text{БП}} = 95 \text{ мм.}$  [11]

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

$$d_{\text{СТ}} = d_{\text{БП}} + 3 \cdot f = 95 + 3 \cdot 2,5 = 102,5 \text{ мм;}$$

где  $f = 2,5$  – величина фаски кольца подшипника.

Округляем до стандартного значения по ГОСТ 6636-69  $d_{\text{СТ}} = 105 \text{ мм.}$  [11]

Остальные размеры вала принимаем из проектного вычерчивания.

## 5.2 Выбор подшипника

Выберем для барабана шарикоподшипники радиальные двухрядные сферические (рисунок 5.2). Они воспринимают радиальные и небольшие осевые нагрузки; фиксируют вал в осевом направлении в обе стороны; благодаря сферической дорожке на внутренней поверхности наружного кольца подшипники самоустанавливаются, допускают перекосы ( $2-3^\circ$ ) осей вала и отверстия корпуса, подшипники с коническими отверстиями и закрепительными втулками устанавливаются на гладкие валы без заплечиков. [5]

Выбираем подшипник легкой серии по диаметру вала  $d_{\text{П}} = 85 \text{ мм}$  – соответствует подшипник 1217 по ГОСТ 28428-90. [12]

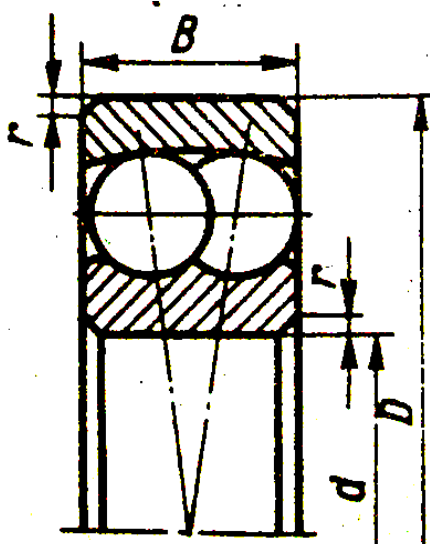


Рисунок 5.2 – Подшипник шариковый радиальный сферический двухрядный (из ГОСТ 28428-90)

Таблица 5.1 – Параметры подшипника 1217 по ГОСТ 28428-90 [12]

Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
d	D	B	r	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>
85	150	28	3,0	49,0	28,5

### 5.3 Выбор опор вала

Опоры размещены в разных корпусах, поэтому неизбежны погрешности изготовления деталей и сборки, которые приводят к перекосу и смещению осей посадочных отверстий корпусов подшипников относительно друг друга. Поэтому, для обеспечения хорошей собираемости зафиксируем одну опору, которая расположена рядом со звездочкой цепной передачи, а вторую опору сделаем плавающей, т.е. по обоим торцам наружного кольца оставим зазоры 3...4 мм. [6]

### 5.4 Выбор корпуса для подшипника качения и подбор крышек

Корпуса предназначены для применения в оборудовании с отдельной установкой опор валов. Зная диаметр внешнего кольца подшипника D, выберем стандартный корпус ШМ 150 по ГОСТ 13218.1-80 [13] (рисунок 5.3, таблица 5.2). [4]

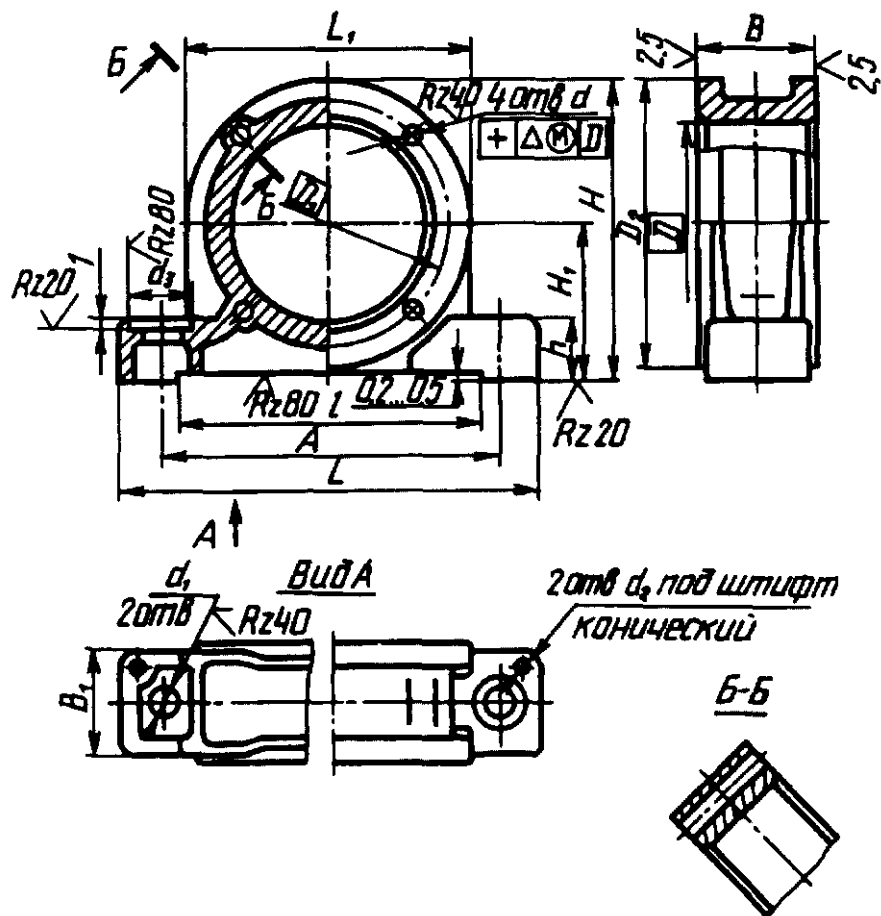


Рисунок 5.3 – Эскиз корпуса ШМ-150

Таблица 5.2 – Основные размеры корпуса ШМ-150

D, мм	D <sub>1</sub> , мм	d, мм	d <sub>1</sub> , мм	d <sub>2</sub> , мм	d <sub>3</sub> , мм	A, мм	B, мм	B <sub>1</sub> , мм	L, мм	L <sub>1</sub> , мм	l, мм	H, мм	H <sub>1</sub> , мм	h, мм
150	180	13	22	10	40	250	70	66	305	210	228	215	110	40

Для герметизации подшипниковых узлов, осевой фиксации подшипников и восприятия осевых нагрузок применяются крышки. Крышки подшипников изготавливаются, как правило, из чугуна СЧ15. Крышки конструируют привертными и закладными, глухими и с отверстиями для выхода выступающего конца вала. [3]

Определяющим для конструирования крышки является диаметр  $D$  отверстия в корпусе под подшипник. Основные конструктивные параметры даны в таблице 5.3 в зависимости от диаметра  $D$ .

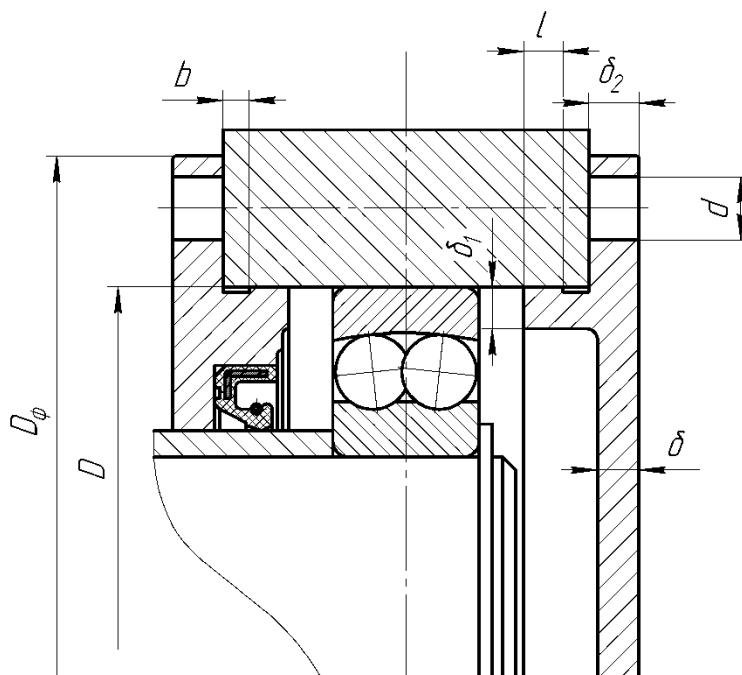


Рисунок 5.4 – Крышки подшипниковых узлов

Таблица 5.3 - Размеры конструктивных элементов крышек

Параметры	Конструктивные элементы, мм
Толщина стенки $\delta$	8
Толщина $\delta_1$ центрирующего пояска	$(0,9 \dots 1,0) \cdot \delta = 8$
Толщина $\delta_2$ фланца	$1,2 \cdot \delta = 9,6$
Длина $l$ центрирующего пояска крышки	$(1,2 \dots 1,5) \cdot b = 4,5$
Ширина канавки $b$	5
Диаметр $d$ винтов крепления	12
Число $z$ винтов крепления	6
Диаметр $D_\phi$ фланца крышки	$D + (4,0 \dots 4,4) \cdot d = 200$

### 5.5 Выбор манжетного уплотнения

Манжеты в крышках выбраны по ГОСТ 8752-79 исходя из посадочного диаметра  $d = 95$  мм. На рисунке 5.5 приведена манжета 1.1-95×120-1 ГОСТ 8752-79. [14]

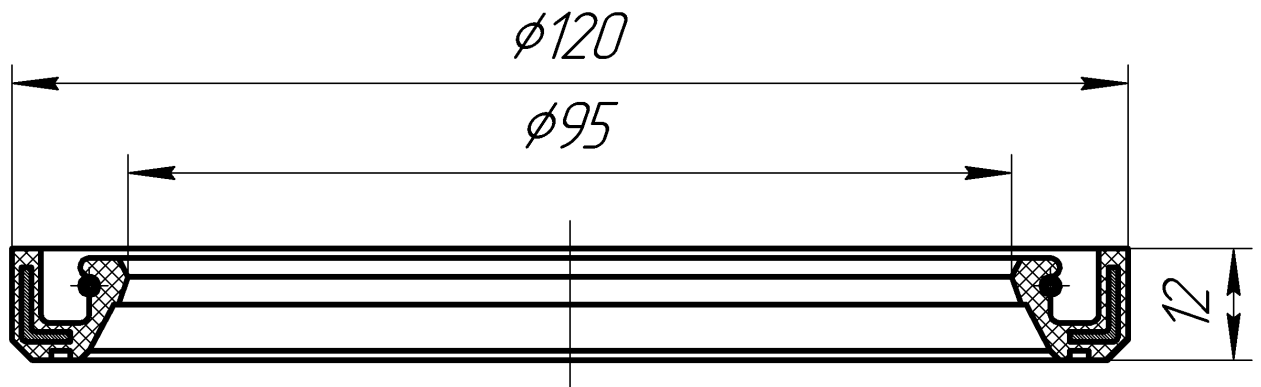
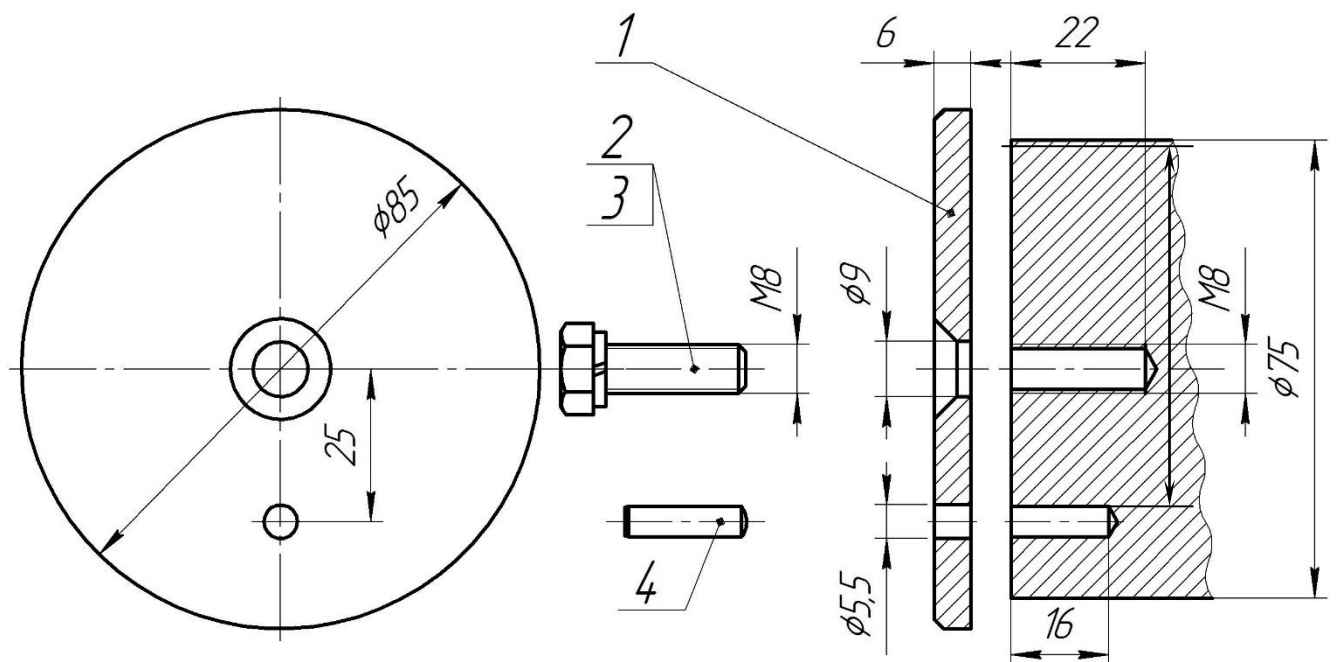


Рисунок 5.5 – Манжета 1.1-95×120-1 ГОСТ 8752-79

### 5.6 Выбор шайб

Для конца вала, на котором находится ведомая звездочка цепной передачи, скомпонованная с фрикционной муфтой, выберем шайбу 7019-0642 ГОСТ 14734-69, штифт 5×20 ГОСТ 3129-70, болт М8-6g×25 ГОСТ 7805-70, шайба 8Н ГОСТ 6402-70. Приведем ниже на рисунке 4.6. [15 – 16]



1 – шайба 7019-0642 ГОСТ 14734-69; 2 – болт М8-25 ГОСТ 7805-70; 3 – шайба 8Н ГОСТ 6402-70; 4 – штифт 5×20 ГОСТ 3129-70.

Рисунок 5.6 – Шайба концевая

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата



## 5.7 Проверочный расчет вала на статическую прочность по эквивалентному моменту при кратковременных перегрузках

Составляем расчетную схему.

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

$$l_1 = 137 \text{ мм};$$

$$l_2 = 160 \text{ мм};$$

$$l_3 = 300 \text{ мм};$$

$$l_4 = 160 \text{ мм}.$$

Определим силы, действующие на вал приводных звездочек:

$F_T = 10000 \text{ Н}$  – сила тяги троса;

так как барабан имеет две точки опоры на валу, то будет две реакции, действующие в одном направлении,  $F_T/2 = 5000 \text{ Н}$ .

Сила, действующая на валы от ведомой звездочки открытой цепной передачи:

$$F_{\text{ЦП}} = 5043 \text{ Н}.$$

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

Реакции опор в плоскости  $YZ$ :

$$\sum M_A = -F_{\text{ЦП}} \cdot l_1 - \frac{F_q}{2} \cdot l_2 - \frac{F_q}{2} \cdot (l_3 + l_2) + R_{By} \cdot (l_4 + l_2 + l_3) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{5043 \cdot 0,137 + 5000 \cdot 0,16 + 5000 \cdot (0,16 + 0,3)}{0,16 + 0,3 + 0,16} = 6114 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = \frac{F_q}{2} \cdot l_4 + \frac{F_q}{2} \cdot (l_3 + l_4) - R_{Ay} \cdot (l_4 + l_2 + l_3) - F_{\text{ЦП}} \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{5000 \cdot 0,16 + 5000 \cdot (0,3 + 0,16) - 5043 \cdot (0,137 + 0,16 + 0,3 + 0,16)}{0,16 + 0,3 + 0,16} = -1157 \text{ Н}$$

Максимальное эквивалентное напряжение в опасном сечении.

Найдем значение момента в опасном сечении посадки левой звездочки на вал:

$$M_{\text{max}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{0^2 + 1313^2} = 1313 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

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

Найдем  $\sigma_{\text{из}}$ :

						Лист
					ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ	57
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sigma_{из} = \frac{M_{max} \cdot 10^3}{0,1 \cdot d^3} = \frac{1313 \cdot 1000}{0,1 \cdot 105^3} = 11,34 \text{ МПа}.$$

Предполагая, что крутящий момент распределен по валу равномерно, примем  $T_{кр} = 1716,05 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , отсюда найдем касательные напряжения  $\tau_{кр}$ :

$$\tau_{кр} = \frac{T_{кр} \cdot 10^3}{0,2 \cdot d^3} = \frac{1716,05 \cdot 1000}{0,2 \cdot 105^3} = 7,41 \text{ МПа}.$$

Зная  $\sigma_{из}$  и  $\tau_{кр}$ , найдем эквивалентное напряжение  $\sigma_3$ :

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4 \cdot \tau_{кр}^2} = \sqrt{11,34^2 + 4 \cdot 7,41^2} = 18,66 \text{ МПа}.$$

Вычислим допускаемые напряжения  $[\sigma]$ :

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

где  $[n] = 2$  – запас прочности;

$K_n = 2$  – эксплуатационный коэффициент;

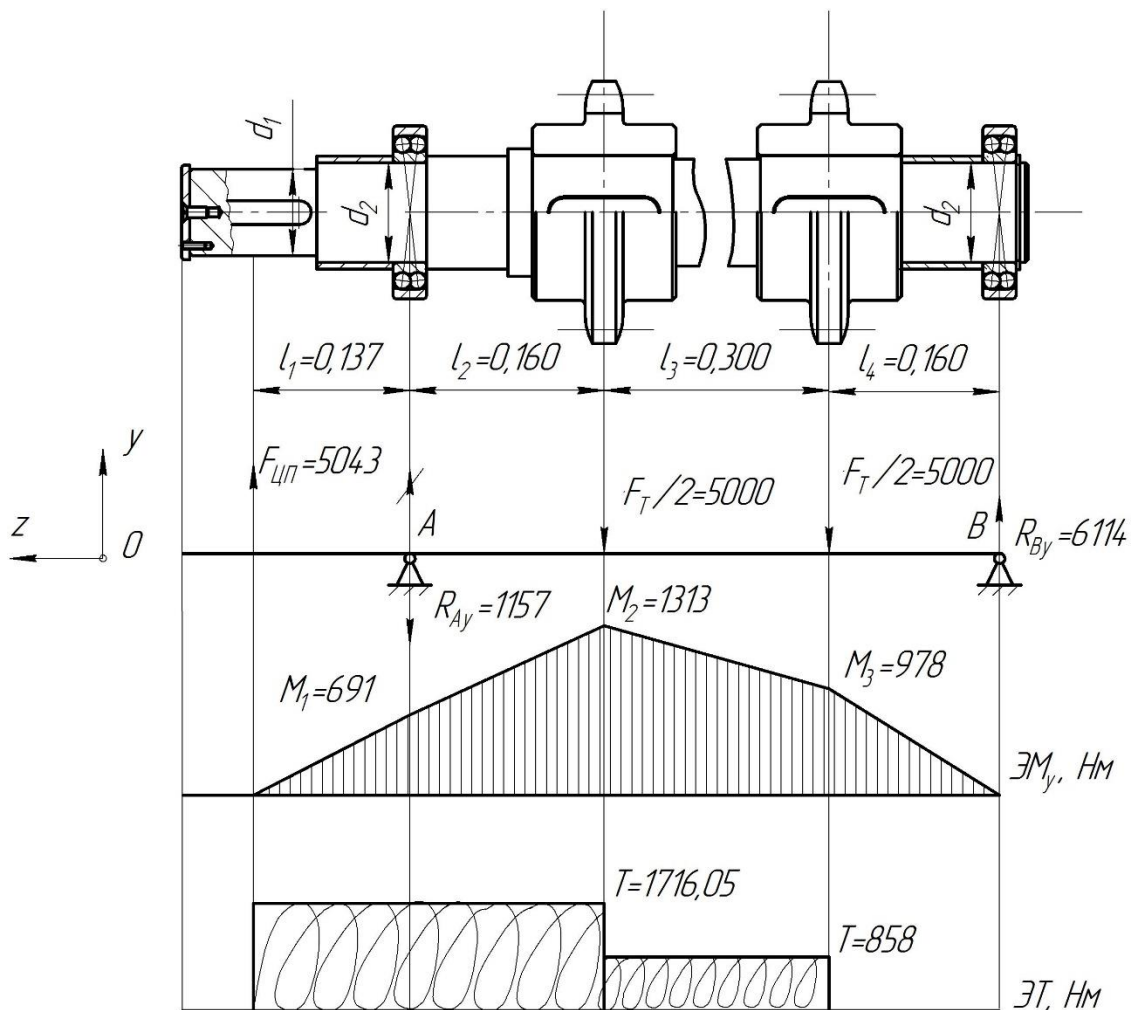
$\sigma_T = 450 \text{ МПа}$  – предел текучести материала Сталь 45.

Сравним:

$$\sigma_3 = 18,66 \text{ МПа} < [\sigma] = 112,5 \text{ МПа};$$

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

						Лист
					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ</i>	58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



$$M_1 = F_{цп} \cdot l_1 = 5043 \cdot 0,137 = 691 \text{ Нм};$$

$$M_2 = F_{цп} \cdot (l_1 + l_2) - R_{Ay} \cdot l_2 = 5043 \cdot (0,137 + 0,16) - 1157 \cdot 0,16 = 1313 \text{ Нм};$$

$$M_3 = R_{By} \cdot l_4 = 6114 \cdot 0,16 = 978 \text{ Нм}.$$

Рисунок 5.7 – Расчетная схема вала исполнительного органа

### 5.8 Расчет вала на сопротивление усталости

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

$$\sigma_{из} = \frac{M_{\max} \cdot 10^3}{0,1 \cdot d^3} = \frac{1313 \cdot 1000}{0,1 \cdot 105^3} = 11,34 \text{ МПа}.$$

Касательные напряжения найдем из выражения:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

$$\tau_{кр} = \frac{T_{кр} \cdot 10^3}{0,2 \cdot d^3} = \frac{1716,05 \cdot 1000}{0,2 \cdot 105^3} = 7,41 \text{ МПа}.$$

Эквивалентные напряжения находятся по четвертой гипотезе пластичности:

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2} = \sqrt{11,34^2 + 3 \cdot 7,41^2} = 17,13 \text{ МПа}$$

Если выполняется условие:

$$\sigma_{экр} = 17,13 \text{ МПа} \leq \frac{\varepsilon \cdot \sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot [s]} = \frac{0,65 \cdot 380}{1,85 \cdot 1,5} = 89 \text{ МПа};$$

то расчет на сопротивление усталости не проводится;

где  $\varepsilon = 0,65$  – масштабный коэффициент, для углеродистой стали с диаметром вала  $d = 105$  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.

## 5.9 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:

$$s_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ЭКВ}} = \frac{\sigma_T}{\sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2}} \geq [s_T]$$

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;

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

$$\sigma_{max} = \frac{M \cdot 10^3 \cdot K_{II}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{1313 \cdot 1000 \cdot 1,4}{0,1 \cdot 105^3} = 15,88 \text{ МПа};$$

$$\tau_{max} = \frac{T_{кр} \cdot 10^3 \cdot K_{II}}{0,2 \cdot d^3} = \frac{1716,05 \cdot 1000 \cdot 1,4}{0,2 \cdot 105^3} = 10,38 \text{ МПа};$$

					ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{max}}^2} = \sqrt{15,88^2 + 3 \cdot 10,38^2} = 24 \text{ МПа} .$$
$$s_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{\sigma_T}{\sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{max}}^2}} = \frac{650}{24} = 27,08 \geq [s_T] = 1,3 \dots 1,8 .$$

Условие выполняется.

### 5.10 Проверочный расчет шпоночных соединений

Для посадки муфты на вал выберем шпонку  $20 \times 12 \times 110$  ГОСТ 23360-78 (рисунок 5.8), для посадки ступицы звездочки на вал – шпонку  $20 \times 12 \times 110$  ГОСТ 23360-78. [17]

Условие работоспособности шпонки:

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

где  $T = 1716,05$  Нм – передаваемый момент.

Шпонка для посадки муфты на вал диаметром  $d = 75$  мм:

$l_p = 90$  мм – рабочая длина шпонки;

$k$  – глубина врезания шпонки:

$$k = h - t_1 = 12 - 7,5 = 4,5 \text{ мм};$$

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

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1716,05}{75 \cdot 90 \cdot 4,5} = 113 \text{ МПа} \leq 150 \text{ МПа} .$$

Условие выполняется.

Шпонка для посадки приводной звездочки на вал диаметром  $d = 105$  мм:

$l_p = 90$  мм – рабочая длина шпонки;

$k$  – глубина врезания шпонки:

$$k = h - t_1 = 12 - 7,5 = 4,5 \text{ мм};$$

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

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1716,05}{105 \cdot 90 \cdot 4,5} = 80,71 \text{ МПа} \leq 150 \text{ МПа} .$$

Условие выполняется.

									Лист
									61
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ				

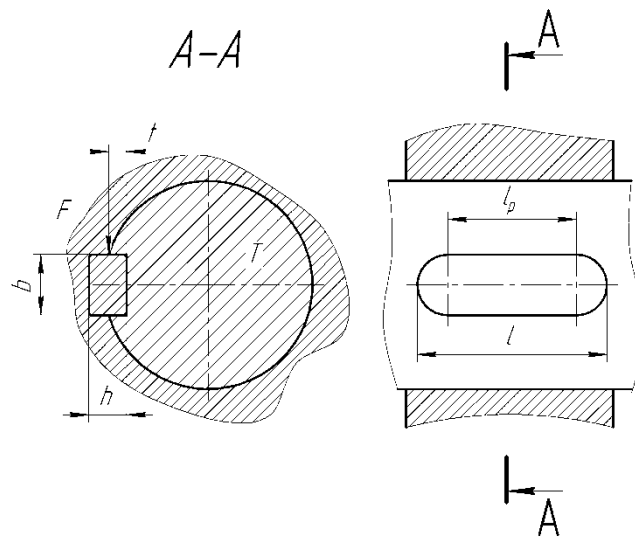


Рисунок 5.8 – Эскиз соединения призматической шпонкой

Таблица 5.4 – Размеры шпонки 20×12×110 ГОСТ 23360-78, мм

l	b	h	k	l <sub>p</sub>	R
110	20	12	4,5	90	10

### 5.11 Проверочный расчет подшипников качения на долговечность

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  $R_B = 9447$  Н) и рассчитаем эквивалентную динамическую нагрузку:

$$P_T = R_B \cdot V \cdot K_B \cdot K_T = 6114 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 7337 \text{ Н};$$

где  $V = 1$  – коэффициент вращения кольца;  $K_B = 1,2$  – коэффициент безопасности;  $K_T = 1$  температурный коэффициент;  $R_B = 6114$  Н – радиальная нагрузка на подшипник.

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

$$L_{sah} = \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left( \frac{49000}{7337} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 7,27} = 680000 \text{ ч},$$

где  $C_r = 49000 \text{ Н}$  – базовая динамическая грузоподъемность подшипника;  $P_r$  – эквивалентная динамическая нагрузка;  $k = 3$  – показатель степени для шариковых подшипников;  $n = 7,27 \text{ мин}^{-1}$  – частота вращения кольца, равная частоте вращения вала.

Сравним полученный результат с заданным ресурсом всего механизма ( $L_{прив.} = 12000 \text{ ч}$ ):

$$L_{sah} = 680000 \text{ ч} < L_{прив} = 12000 \text{ ч}.$$

Неравенство соблюдается, значит, подшипник нам подходит.

## 5.12 Конструирование тяговой звездочки

В цепных конвейерах тяговым элементом являются цепи, движение которых осуществляется за счет приводных звездочек.

Цепь подбирают по расчетному разрушающему усилию в цепи:

$$[F_p] = [n] \cdot F_t = 6 \cdot 10000 = 60000 \text{ Н};$$

где  $[n] = 5 \dots 6$  – коэффициент запаса прочности;  $F_t = 10000$  – окружная сила на звездочках.

Выбираем тяговую пластинчатую Цепь М80 – 2 – 63 – 1 ГОСТ 588-81.[18] Такая цепь является очень прочным тяговым элементом, которая имеет максимальную гибкость, минимальный вес и служит для перемещения материалов в горизонтальном положении. Параметры цепи:

$t = 63 \text{ мм}$  – шаг цепи;

$h = 35 \text{ мм}$  – ширина пластины;

$b_3 = 27 \text{ мм}$  – расстояние между внутренними пластинами;

$D_{ц} = d_3 = 25 \text{ мм}$  – диаметр элемента зацепления (ролика);

$\lambda = \frac{t}{D_{ц}} = \frac{63}{25} = 2,52$  - геометрическая характеристика зацепления. [18]

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ				63

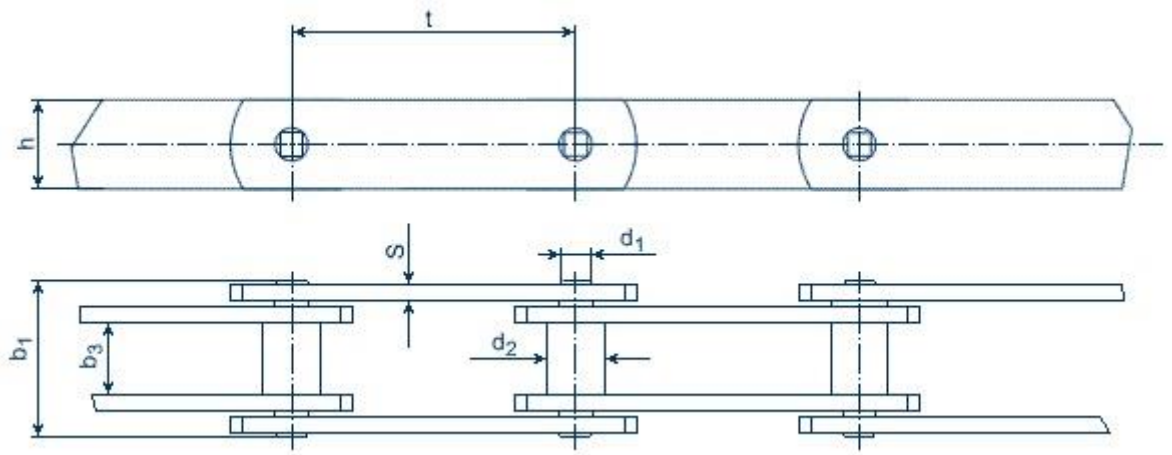


Рисунок 5.9 – Конструкция тяговой пластинчатой цепи

Параметры зубчатого венца:

$$b = 0,9 \cdot b_3 - 1 = 0,9 \cdot 27 - 1 = 23,3 \text{ - ширина зуба звездочки;}$$

$$b_f = 0,75 \cdot b = 0,75 \cdot 23,3 = 17,48 \text{ - ширина вершины зуба;}$$

$$\alpha = 10...15^\circ \text{ - угол скоса зуба;}$$

$$D_c = t \cdot \operatorname{ctg} \frac{180}{z} - 1,3 \cdot h = 63 \cdot \operatorname{ctg} \frac{180}{17} - 1,3 \cdot 35 = 291,55 \text{ - диаметр венца;}$$

$$D_e = t \cdot \left( K + \operatorname{ctg} \frac{180}{z} - \frac{0,31}{\lambda} \right) = 63 \cdot \left( 0,46 + \operatorname{ctg} \frac{180}{17} - \frac{0,31}{2,52} \right) = 358,28 \text{ - диаметр окружности выступов, где } K = 0,46 \text{ - коэффициент высоты зуба;}$$

$$d_d = \frac{t}{\sin\left(\frac{180}{z}\right)} = \frac{63}{\sin\left(\frac{180}{17}\right)} = 342,86 \text{ - делительный диаметр;}$$

$$D_i = d_d - (D_u + 0,75 \cdot \sqrt{d_d}) = 342,86 - (25 + 0,75 \cdot \sqrt{342,86}) = 303,97 \text{ - диаметр окружности впадин;}$$

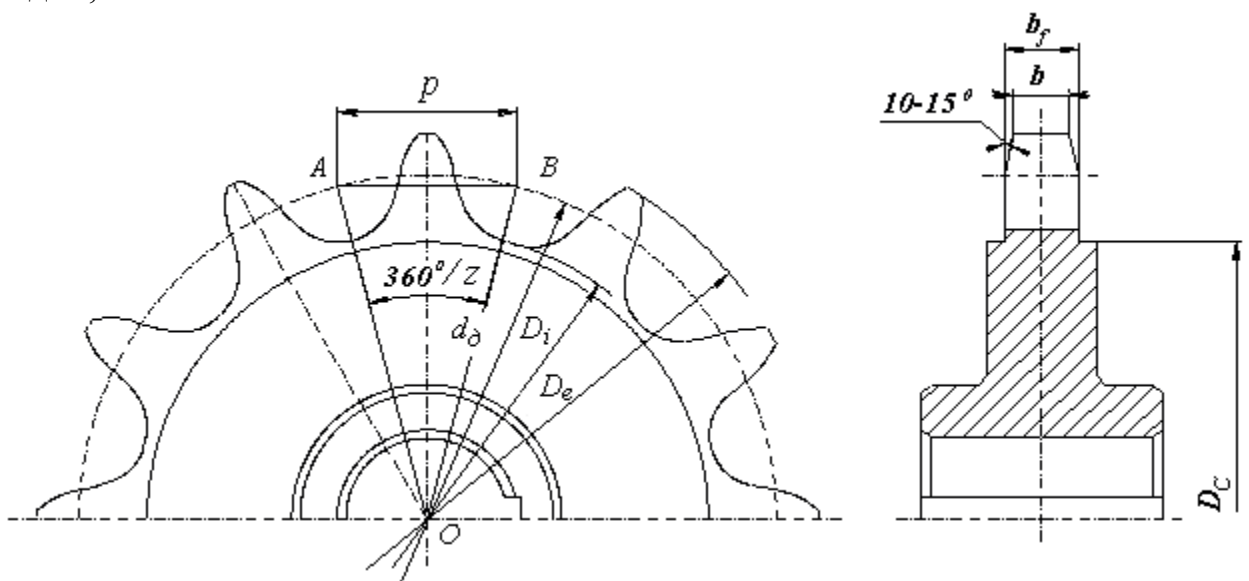


Рисунок 5.10 – Геометрические параметры тяговой звездочки

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата



$d_{cm} = (1,4...1,6) \cdot d = (1,4...1,6) \cdot 105 \approx 147...168 \rightarrow d_{cm} = 150$  – диаметр ступицы звездочки;

$l_{cm} = (1,8...2,4) \cdot d = 1,8 \cdot 105 \approx 190$  - длина ступицы звездочки.

Вывод по разделу пять

В данном разделе было выполнено проектирование исполнительного органа привода цепного конвейера, а именно произведен проектный и проверочный расчеты вала, выбраны подшипники и опоры вала, произведены проверочные расчеты шпоночных соединений и подшипника качения, сконструирована тяговая звездочка привода цепного конвейера.

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		65

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1) Согласно заданию, были выполнены расчет и проектирование двухступенчатого цилиндрического редуктора, из которого мы получили следующие параметры: передаточное отношение  $i=31,5$ , вращающий момент на тихоходном валу  $T=613,51$  Нм, межосевое расстояние  $a_w=160$  мм.

2) Были разработаны муфта фрикционная, комбинированная с ведомой звездочкой открытой цепной передачи, номинальный вращающий момент на приводном валу составил 1716,05 Нм, а частота вращения  $7,27$  мин<sup>-1</sup>; приводные звездочки, делительный диаметр которых равняется 342,86 мм, число зубьев звездочки – 17, привод цепного конвейера.

3) Был выбран согласно заданным параметрам и кинематическому расчету электродвигатель АИР112МА8 (исполнение IM1081) с частотой вращения вала  $n_{дв}=750$  мин<sup>-1</sup> и мощностью  $P_{дв}=2,2$  кВт. Спроектированы и проверены на пригодность шпоночные соединения, подшипники; произведен расчет цепной передачи, из которого мы получили следующие параметры: межосевое расстояние 1515,76 мм, числа зубьев ведущей 23 и ведомой 71 звездочек, делительный диаметр малой 276,8мм и большой 861,34 мм звездочек.

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

5) Шпоночные соединения были проверены на смятие. Пригодность подшипников была оценена по требуемой долговечности.

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

7) По результатам проведенных расчетов разработаны следующие чертежи: чертеж вала, чертеж ведомой звездочки цепной передачи, чертеж тихоходного вала редуктора, чертеж пары шестерен, сборочный чертеж исполнительного механизма и комбинированной муфты, чертеж общего вида привода.

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		66

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Землянский, Ю.М. Конструкция и расчет исполнительного механизма привода: Учебное пособие / Ю.М. Землянский. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2014. – 60 стр.
- 2 Устиновский, Е. П. Проектирование передач зацеплением с применением ЭВМ: Компьютеризированное учебное пособие с программами расчета передач / Е.П. Устиновский, Ю.А. Шевцов, Е.В. Вайчулис. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2002. – 193 с.
- 3 Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. О.П. – М.: Изд-во Высшая школа, 1978.–352с.
- 4 Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. И.3. / под ред. И.Н. Жестковой, – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во Машиностроение. 2001 – 864 с.
- 5 Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во Машиностроение, 1984. – 560 с., ил.
- 6 Сохрин, П.П., Проектирование валов: Учебное пособие / П.П. Сохрин, В.В. Кулешов. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2000. – 94с.
- 7 Система трехмерного твердотельного моделирования КОМПАС–3D V18: Библиотека машиностроение М.: ЗАО АСКОН, 2014-2018.
- 8 Ряховский, О.А. Справочник по муфтам / О.А. Ряховский, С.С. Иванов. – Л.: Изд-во Политехника, 1991. – 384с.
- 9 Электронные справочники.
- 10 ГОСТ 13568-97. (ИСО 606-94). Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2003 год.
- 11 ГОСТ 6636-69 Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры (с Изменениями N 1, 2). – М.: ИПК Издательство стандартов, 2004 год.

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		67

12 ГОСТ 28428-90 Подшипники радиальные шариковые сферические двухрядные. Технические условия. – М.: Стандартинформ, 2005 год.

13 ГОСТ 13218.1-80 Корпуса типа ШМ подшипников качения диаметром от 47 до 150 мм. Конструкция и размеры. – М.: Издательство стандартов, 1988 год.

14 ГОСТ 8752-79 Манжеты резиновые, армированные для валов. Технические условия (с Изменениями N 1, 2, 3). – М.: ИПК Издательство стандартов, 1997 год.

15 ГОСТ 14734-69 Шайбы концевые. Конструкция (с Изменениями N 1, 2). – М.: ИПК Издательство стандартов, 2005 год.

16 ГОСТ 7805-70 Болты с шестигранной головкой класса точности А. Конструкция и размеры (с Изменениями N 2-6). – М.: Стандартинформ, 2010 год.

17 ГОСТ 23360-78 Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки (с Изменениями N 1, 2). – М.: ИПК Издательство стандартов, 2005 год.

18 ГОСТ 588-81 Цепи тяговые пластинчатые. Технические условия (с Изменением N 1). – М.: ИПК Издательство стандартов, 2002 год.

19 ГОСТ 4543-2016Metalлопродукция из конструкционной легированной стали. Технические условия. – М.: Стандартинформ, 2019 год.

20 ГОСТ 22281-76 Конвейеры пластинчатые стационарные общего назначения. Технические условия. – М.: Издательство стандартов 1979 год.

21 ГОСТ 15150-69 Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды (с Изменениями N 1, 2, 3, 4, 5). – М.: Стандартинформ, 2010 год.

22 Карталис, Н.И. Особенности проектирования корпусных деталей типовых конструкций редукторов: Учеб.-метод. Пособие / Н.И. Карталис, В.А. Проппин. – СПб.: Изд-во НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013 – 46 с.

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		68

23 Водейко, В.Ф. Редукторы зубчатые: методические указания к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» / В.Ф. Водейко, Д.Г. Эфрос. – М.: Изд-во МАДИ, 2014. – 48 с.

24 О заводе «Челябинск-редуктор» – <http://chel-reduktor.ru/kompaniya> [дата обращения 25.05.2020]

25 О компании «Кременкульский редукторный завод ЕвроПривод» – <https://www.evoprivod.ru/about/> [дата обращения 25.05.2020]

26 Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины: Учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» / А.А. Вайнсон. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989 – 536 с.

27 Ромакин, Н.Е. Машины непрерывного транспорта: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Н.Е. Ромакин. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 432 с.

28 Кузьмин, А.В. Расчеты деталей машин: Справ. Пособие / А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов. – 3-е изд., перераб. и доп. – Мн.: Изд-во Выш.шк., 1986. – 400 с.

29 ГОСТ 25301-95 Редукторы цилиндрические. Параметры. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2000 год.

30 СТО ЮУрГУ 04–2008 Стандарт организации. Курсовое и дипломное проектирование. Общие требования к содержанию и оформлению / составители: Т.И. Парубочая, Н.В. Сырейщикова, В.И. Гузеева, Л.В. Винокурова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. –56 с.

					<i>ЮУрГУ-23.03.02.2020.030.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						69
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		