

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Факультет «Автотранспортный»
Кафедра «Колесных и гусеничных машин»
Направление подготовки 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические
комплексы»

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

к.т.н., профессор

_____ В.Н.Бондарь
" _ " _____ 2019 г.

Проектирование привода ленточного конвейера с усилием 7500 Н для
перемещения сыпучих грузов

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
ЮУрГУ23.03.02.2019.013.00.00.00 ПЗ ВКР

Руководитель работы

к.т.н., доцент

_____ В.И. Дуюн
" _ " _____ 2019 г.

Автор работы

студент группы П-405

_____ А.И.Балмашнов
" _ " _____ 2019 г.

Нормоконтролер

к.т.н., доцент

_____ В.И.Дуюн
" _ " _____ 2019 г.

АННОТАЦИЯ

Балмашнов А.И. Проектирование привода ленточного конвейера с усилием 7500 Н для перемещения сыпучих грузов - Челябинск: ЮУрГУ, ПИ; 2019, 70 с., 29 ил., библиогр. список -47 наим., 4л. чертежей ф. А1.

Целью выпускной квалификационной работы является проектирование привода ленточного конвейера, необходимого в технологическом процессе для перемещения сыпучих грузов. Задачи, поставленные в выпускной квалификационной работы:

- обзор и анализ существующих конструкций.
- выбор электродвигателя.
- проектирование редуктора и разработка чертежей.
- компоновка исполнительного механизма.
- расчет фрикционной муфты и разработка чертежей.
- расчет открытой цилиндрической зубчатой передачи, разработка чертежей.

					23.03.02.2019.013.00 ПЗ			
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	Проектирование привода ленточного конвейера с усилием 7500 Н для перемещения сыпучих грузов	<i>Литера</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Разраб.</i>		<i>Балмашнов А.И.</i>					3	
<i>Проверил</i>		<i>Дуюн В.И.</i>				ЮУрГУ		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Дуюн В.И.</i>				Кафедра «КГМ»		
<i>Утвердил.</i>		<i>Бондарь В.Н.</i>						

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 АНАЛИТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.....	6
2 ОСНОВНОЙ МАТЕРИАЛ ПО СПЕЦИАЛЬНОЙ ЧАСТИ.....	11
2.1 Кинематический и силовой расчет привода.....	11
2.2 Проектный расчет редуктора.....	17
2.3 Выбор и расчет упругой компенсирующей муфт.....	33
2.4 Выбор и расчет фрикционной муфты.....	35
2.5 Выбор и расчет пружины.....	38
2.6 Описание и расчет цепной передачи.....	44
2.7 Проектирование исполнительного органа.....	51
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	67
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	69

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

ВВЕДЕНИЕ

Высокопроизводительная работа современного предприятия невозможна без правильно организованных и надежно работающих средств промышленного транспорта. Например, в угольных шахтах, карьерах открытых разработок ежедневно транспортируют тысячи тонн добытого угля и вскрышной породы.

Современное массовое и крупносерийное производство продукции разнообразных отраслей промышленности выполняется поточным методом с широким использованием автоматических линий. Поточный метод производства и работа автоматической линии основаны на конвейерной передаче изделий от одной технологической операции к другой. Следовательно, конвейеры являются составной и неотъемлемой частью современного технологического процесса – они устанавливают и регулируют темп производства труда и увеличению выпуска продукции. Конвейеры являются основными средствами комплексной механизации и автоматизации транспортных и погрузочно-разгрузочных работ и поточных технологических операций.

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

Целью для выполнения выпускной квалификационной работы является проектирование привода ленточного конвейера с усилием 7500 Н, для транспортировки сыпучих грузов.

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1 АНАЛИТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Благодаря своей универсальности ленточные конвейеры получили наиболее широкое распространение. Эти устройства применяют для транспортировки сыпучих, штучных и кусковых грузов по горизонтальным комбинированным трассам, они представляют собой непрерывно движущуюся конвейерную ленту, транспортирующую различные грузы как в таре, так и навалом.

Популярность ленточных конвейеров достигается благодаря таким свойствам, как высокая производительность, обеспечиваемая скоростью движения ленты; низкие энергозатраты, простота конструкции, высокая надежность при продолжительной эксплуатации.

На российском рынке наиболее популярным видом являются резиноканевые транспортные ленты – их доля составляет примерно 95% всего количества конвейерных лент, реализуемых на рынке. Популярность этого типа лент объясняется не только широкой областью их применения – практически для любых видов сыпучих, штучных и кусковых грузов, но и целым рядом потребительских свойств: повышенной эластичностью и гибкостью, пониженной массой (на 25...30% ниже массы резиновых, что позволяет экономить электроэнергию при эксплуатации), снижением риска самовоспламенения лент (при повреждении резиновой ленты происходит искрение металлических тросов) и т.д.

Классификация ленточных конвейеров.

Ленточные конвейеры можно условно разделить на группы: общего назначения – такие конвейеры применяются в основном в качестве внутризаводского транспорта; конвейеры большой мощности – данные конвейеры используются для транспортирования груза (уголь, руда, нерудные ископаемые) на сравнительно дальние расстояния. В свою очередь такие конвейеры подразделяются на предназначенные для открытых и подземных горных работ.

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

Ленточные конвейеры для открытых работ предназначены для транспортировки пород и ископаемых крупностью до 400 мм в сложных горно-геологических и климатических условиях. Для поддержания холостой ветви ленты применяют подвесные гирляндные роlikоопоры, которые улучшают центрирование и очистку ленты; обеспечивается возможность компоновки приводов в правом и левом, одно приводном и двух приводном исполнениях.

Наиболее мощные ленточные конвейеры тяжелого типа с жестким ставом для доставки абразивных скальных пород повышенной плотности и крупностью до 500 мм обеспечивают производительность 4000 м³/ч.

Ленточные конвейеры общего назначения выполняют стационарными и передвижными. Они предназначены для транспортирования в горизонтальном и наклонном направлениях различных сыпучих (крупностью до 400 мм), штучных грузов. В комплектацию таких конвейеров, как правило, входят привод, натяжное устройство, барабаны приводные и натяжные, роlikоопоры желобчатые и прямые, предохранительные и разгрузочные устройства. Применяют обычно резинотканевые ленты (рисунок 1). [26]

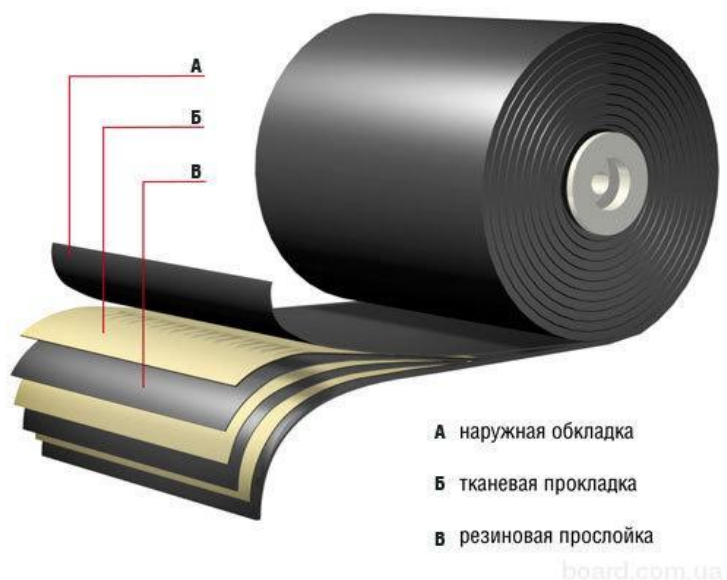


Рисунок 1 – Резинотканевая лента

Помимо основных узлов, ленточные конвейеры имеют вспомогательное оборудование, обеспечивающее их эксплуатацию в заданном режиме и создающее условия для нормальной и надежной работы всех механизмов. К такому оборудованию относятся загрузочные, центрирующие и очистные устройства, устройства для контроля пробуксовки, целостности, обрыва ленты, уборки просыпи и пылеподавления; аппаратура автоматического управления и сигнализации.

По типу тягового органа различают конвейеры со стальной, с проволочной и тканевой лентами, а также канатно-ленточные и ленточно-цепные.

По профилю трассы ленточные конвейеры разделяют на горизонтальные, наклонные (рисунок 2) и комбинированные, т.е. горизонтально-наклонные с одним или двумя перегибами. [27]



Рисунок 2 – Ленточный конвейер наклонного типа

По углу наклона трассы конвейеры делятся на пологонаклонные, крутонаклонные (более 22°) и вертикальные.

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

По форме ленты и размещению груза на ней бывают конвейеры с плоской и желобчатой лентой (рисунок 3), с верхней (основной тип) и нижней или обеими несущими ветвями. [28]



Рисунок 3 – Ленточный конвейер с желобчатой лентой

Вывод по разделу

Проведя анализ различных конструкций ленточных конвейеров, пришел к выводу, что выбранная мной конструкция будет актуальная для транспортировки сыпучих грузов. Привод данного механизма включает в себя электродвигатель, муфту упругую компенсирующую, редуктор цилиндрический двухступенчатый, фрикционную муфту, открытую цепную передачу и исполнительный механизм (приводной барабан). Система передач предназначена для передачи мощности от электродвигателя к исполнительному механизму, с уменьшением угловой скорости и увеличением вращающего момента и состоит из цилиндрического двухступенчатого редуктора и открытой цепной передачи.

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

Упругие муфты применяются в приводах, испытывающих ударные нагрузки.

Редуктора используется для понижения угловой скорости и повышения вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Назначение предохранительных муфт заключается в автоматическом размыкании приводной линии, для предохранения приводных устройств от повреждений при возникновении случайных перегрузок, превышающих расчетную нагрузку.

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

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

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

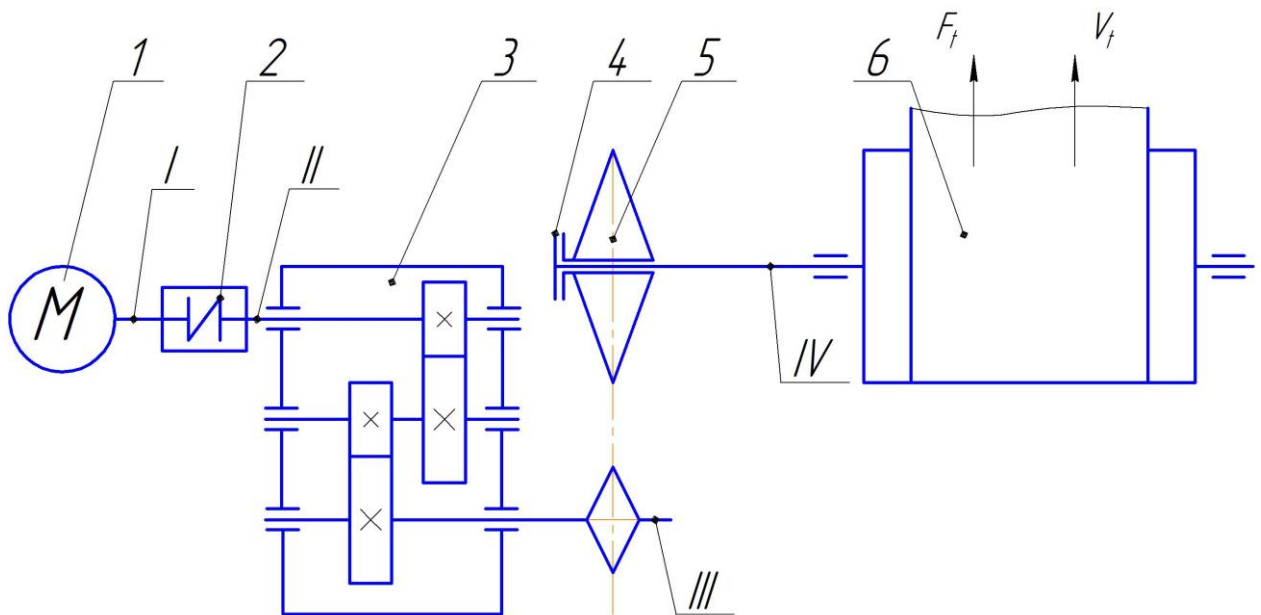
2 ОСНОВНОЙ МАТЕРИАЛ ПО СПЕЦИАЛЬНОЙ ЧАСТИ

Проведя аналитику всего выше изложенного, и изучив подобные устройства была разработана кинематическая схема привода (рисунок 4). [29]

Рассмотрим пункты расчетов подробнее.

2.1 Кинематический и силовой расчеты привода

Разработка кинематической схемы привода.



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

Рисунок 4 – Кинематическая схема привода

Мощность на приводном валу P_4 , кВт:

$$P_4 = \frac{F_t \cdot V_t}{1000} = 1,875 \text{ кВт.} \quad (1)$$

Определение расчётной мощности на валу электродвигателя.

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

$$P_1 = \frac{P_4}{\eta} = 2,26 \text{ кВт.} \quad (2)$$

где η – общий КПД привода:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_3^2 \cdot \eta_4 = 0,83. \quad (3)$$

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

Определение частоты вращения вала исполнительного механизма.

Частота вращения приводного вала n_4 , об/мин:

$$n_4 = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot V_t}{\pi \cdot D} = 9,55 \text{ мин}^{-1}. \quad (4)$$

Определение частоты вращения вала электродвигателя.

Частота вращения вала электродвигателя n_1 , мин⁻¹:

$$n_1 = n_4 \cdot i; \quad (5)$$

где $n_4 = 9,55 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения приводного вала; i – передаточное отношение привода:

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3. \quad (6)$$

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
						12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Передаточные отношения для заданных передач:

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

$$i = (2...4) \cdot (3...6) \cdot (3...6) = 18...144. \quad (7)$$

Тогда:

$$n_1 = 9,55 \cdot (18...144) = 172...1375 \text{ мин}^{-1}.$$

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:

$$n_1 = 750 \text{ мин}^{-1}.$$

Выбор электродвигателя.

В приводах общего назначения применяются в основном трёхфазные асинхронные электродвигатели переменного тока серии АИР, отличающиеся простотой конструкции, отличной ремонтпригодностью, невысокой ценой, низким уровнем шума, высокой степенью защиты от влаги, оптимальной компактностью и высоким КПД.

Выбираем двигатель АИР112МВ8 (исполнение IM1081) с $n_{дв} = 750 \text{ мин}^{-1}$ и $P_{дв} = 3 \text{ кВт}$ (таблица 1, рисунок 5). [30]

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

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
						13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 1 – Габаритные, установочные и присоединительные размеры двигателя.

Эл. двигатель	Число полюсов	Размеры, мм															
		I ₃₀	h ₃₁	d ₂₄	I ₁	I ₁₀	I ₃₁	d ₁	d ₁₀	d ₂₀	d ₂₂	d ₂₅	b ₁₀	n	h	h ₅	b ₁
АИР	2;4;6;8	4	2	3	8	1	7	3	1	2	1	2	1	4	1	3	1
112		7	9	0	0	4	0	2	6	4	3	9	4	1	5	3	1
МВ8		5	7	0	0	0	0	2	5	4	0	0	0	2	5	0	0

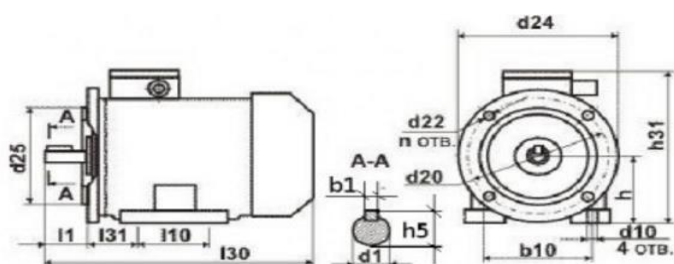


Рисунок 5 – Электродвигатель АИР112МВ8.

Определение передаточного отношения привода.

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

$$i = \frac{n_1}{n_4} = 74,35. \quad (8)$$

Передаточное отношение редуктора определим $i_p = 25$ согласно табличным значениям передаточных чисел стандартного цилиндрического двухступенчатого редуктора.

Тогда передаточное отношение ременной передачи определим из отношения:

$$i_{\text{цп}} = \frac{i}{i_{\text{ред}}} = 2,97. \quad (9)$$

Определение мощностей, вращающих моментов и частот вращения валов.

Скорость вращения первого вала:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = 74,31 \text{ с}^{-1}. \quad (10)$$

где n_1 - частота вращения электродвигателя.

Скорость вращения второго вала:

$$\omega_2 = \omega_1 = 74,31 \text{ с}^{-1}. \quad (11)$$

Скорость вращения третьего вала:

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = 2,97 \text{ с}^{-1}. \quad (12)$$

Скорость вращения четвертого вала:

$$\omega_4 = \frac{\pi \cdot n_4}{30} = 1 \text{ с}^{-1}. \quad (13)$$

Частота вращения первого вала:

$$n_{\text{дв}} = n_1 = 710 \text{ мин}^{-1}. \quad (14)$$

Частота вращения второго вала:

$$n_2 = n_1 = 710 \text{ мин}^{-1}. \quad (15)$$

Частота вращения третьего вала:

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{ред}} = 28,4 \text{ мин}^{-1}. \quad (16)$$

Частота вращения четвертого вала:

$$n_3 = \frac{n_3}{i_{цп}} = 9,56 \text{ мин}^{-1}. \quad (17)$$

Мощность на первом валу:

$$P_1 = P_{дв} = 2,26 \text{ кВт}. \quad (18)$$

Мощность на втором валу:

$$P_2 = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{1000} = 2,21 \text{ кВт}. \quad (19)$$

Мощность на третьем валу:

$$P_3 = \frac{T_2 \cdot \omega_3}{1000} = 2,08 \text{ кВт}. \quad (20)$$

Мощность на четвертом валу:

$$P_4 = \frac{T_4 \cdot \omega_4}{1000} = 1,878 \text{ кВт}. \quad (21)$$

Вращающий момент на первом валу:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 30,4 \text{ Нм}. \quad (22)$$

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Вращающий момент на втором валу:

$$T_2 = T_1 \cdot \eta_m = 29,79 \text{ Нм.} \quad (23)$$

Вращающий момент на третьем валу:

$$T_3 = T_2 \cdot \eta_{цп} \cdot \eta_{цп} \cdot i_{ред} = 700,74 \text{ Нм.} \quad (24)$$

Вращающий момент на четвертом валу:

$$T_4 = T_3 \cdot \eta_m \cdot \eta_{ов} \cdot \eta_{цп} \cdot i_{цп} = 1878 \text{ Нм.} \quad (25)$$

Все полученные данные сводим в таблицу 2.

Таблица 2 – Силовые и кинематические параметры привода.

№ вала	T, Н·м	P, кВт	n, мин ⁻¹	ω, с ⁻¹
1	30,4	2,26	710	74,31
2	29,79	2,21	710	74,31
3	700,74	2,08	28,4	2,97
4	1878	1,878	9,56	1

2.2 Проектный расчет редуктора.

Подготовка исходных данных:

Материал зубчатых колес должен обеспечить: для закрытых передач – высокую сопротивляемость выкрашиванию поверхностных слоев зубьев,

для открытых передач – высокую прочность на изгиб и износостойкость передачи. Этим требованиям отвечают термически обрабатываемые углеродистые и легированные стали. В малонагруженных передачах иногда применяют чугуны и пластмассы.

Допускаемые контактные напряжения, вычисляются отдельно для шестерни и колеса каждой из рассчитываемых передач:

$$\sigma_{HP} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{H \text{ limb}}}{S_{H \text{ min}}} \cdot Z_N \quad (26)$$

Где $\sigma_{H \text{ limb}}$ - пределы контактной выносливости поверхностей зубьев шестерни и колеса, соответствующие базовому числу циклов напряжений;

$S_{H \text{ min}}$ - минимальный коэффициент запаса прочности: при поверхностном упрочнении зубьев (закалка ТВЧ) $S_{H \text{ min}} = 1,2$;

Z_N - коэффициент долговечности.

Марка стали для шестерни: 40Х ГОСТ 4543-71 [10]; Твердость зубьев: поверхности (HRC=50), сердцевины (HB=250). Термообработка - поверхностная закалка с нагревом ТВЧ.

Марка стали для колеса: 45 ГОСТ 1050-88 [11]; Твердость зубьев: поверхности (HRC=250), сердцевины (HB=210). Термообработка - поверхностная закалка с нагревом ТВЧ.

Предел контактной выносливости:

$$\sigma_{H \text{ limb}} = 17H_{HRC} + 200 = 1050. \quad (27)$$

Изгибной:

$$\sigma_{F \text{ limb}} = 390. \quad (28)$$

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

Расчетные допускаемые контактные напряжения передачи определяются:

- для косозубых передач

$$\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}). \quad (29)$$

Эквивалентное число циклов контактных напряжений для типового режима нагружения определяется по формуле:

$$N_{HE} = \mu_H \cdot N_{\Sigma}. \quad (30)$$

где μ_H - коэффициент, характеризующий интенсивность типового режима нагружения при расчете на контактную прочность;

N_{Σ} - число циклов нагружения зуба шестерни или колеса за весь срок службы передачи.

Расчет допускаемых контактных напряжений на быстроходном валу.

Число циклов нагружения шестерни:

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot C_i \cdot n_i \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 1 \cdot 710 \cdot 8000 = 3408 \cdot 10^5. \quad (31)$$

где C_i - число циклов нагружения зуба за один оборот зубчатого колеса;

n_i - частота вращения зубчатого колеса в относительном движении, мин^{-1} ;

t_{Σ} - время работы (ресурс) передачи за весь срок службы привода определяемое техническим заданием, ч.

Эквивалентное число циклов контактных напряжений шестерни:

$$N_{HE} = \mu_H \cdot N_{\Sigma} = 0,250 \cdot 3408 \cdot 10^5 = 852 \cdot 10^5. \quad (32)$$

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

Коэффициент долговечности для шестерни:

$$Z_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{H \text{ limb}}}{N_{HE}}} = \sqrt[20]{\frac{170 \cdot 10^5}{852 \cdot 10^5}} = 0,922, \quad (33)$$

$$q_H = 20 \text{ т.к. } N_{HE} > N_{H \text{ limb}},$$

где $N_{H \text{ limb}}$ - базовое число циклов контактных напряжений шестерни и колеса, в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев.

Расчетные допускаемые контактные напряжения для шестерни:

$$\sigma_{HP} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{H \text{ limb}}}{S_{H \text{ min}}} \cdot Z_n = 0,9 \cdot \frac{1050}{1,2} \cdot 0,922 = 726. \quad (34)$$

Число циклов нагружения зубчатого колеса:

$$N_\Sigma = 60 \cdot C_i \cdot n_i \cdot t_\Sigma = 60 \cdot 1 \cdot 125 \cdot 8000 = 600 \cdot 10^5. \quad (35)$$

Эквивалентное число циклов контактных напряжений зубчатого колеса:

$$N_{HE} = \mu_H \cdot N_\Sigma = 0,250 \cdot 600 \cdot 10^5 = 150 \cdot 10^5. \quad (36)$$

Коэффициент долговечности для зубчатого колеса:

$$Z_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{H \text{ limb}}}{N_{HE}}} = \sqrt[20]{\frac{110 \cdot 10^5}{150 \cdot 10^5}} = 0,984. \quad (37)$$

Расчетные допускаемые контактные напряжения для зубчатого колеса:

$$\sigma_{HP} = 0,9 \frac{\sigma_{H \text{ limb}}}{S_{H \text{ min}}} \cdot Z_n = 0,9 \cdot \frac{1050}{1,2} \cdot 0,984 = 774,9. \quad (38)$$

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

Расчет допускаемых контактных напряжений на тихоходном валу.

Число циклов нагружения зубчатого колеса:

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot C_i \cdot n_i \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 1 \cdot 28,4 \cdot 8000 = 13632 \cdot 10^3. \quad (39)$$

Эквивалентное число циклов контактных напряжений зубчатого колеса:

$$N_{HE} = \mu_H \cdot N_{\Sigma} = 0,250 \cdot 13632 \cdot 10^3 = 3408 \cdot 10^3. \quad (40)$$

Коэффициент долговечности для зубчатого колеса:

$$Z_N = \sqrt[20]{\frac{N_{H \text{ limb}}}{N_{HE}}} = \sqrt[20]{\frac{110 \cdot 10^5}{3408 \cdot 10^3}} = 1,215. \quad (41)$$

Расчетные допускаемые контактные напряжения для зубчатого колеса:

$$\sigma_{HP} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{H \text{ limb}}}{S_{H \text{ min}}} \cdot Z_n = 0,9 \cdot \frac{1050}{1,2} \cdot 1,215 = 956,81. \quad (42)$$

Число циклов нагружения шестерни:

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot C_i \cdot n_i \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 1 \cdot 125 \cdot 8000 = 600 \cdot 10^5. \quad (43)$$

Эквивалентное число циклов контактных напряжений шестерни:

$$N_{HE} = \mu_H \cdot N_{\Sigma} = 0,250 \cdot 600 \cdot 10^5 = 150 \cdot 10^5. \quad (44)$$

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

Коэффициент долговечности для шестерни:

$$Z_N = \sqrt[20]{\frac{N_{H \text{ limb}}}{N_{HE}}} = \sqrt[20]{\frac{170 \cdot 10^5}{150 \cdot 10^5}} = 1,021. \quad (45)$$

Расчетные допускаемые контактные напряжения для шестерни:

$$\sigma_{HP} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{H \text{ limb}}}{S_{H \text{ min}}} \cdot Z_n = 0,9 \cdot \frac{1050}{1,2} \cdot 1,021 = 804,037. \quad (46)$$

Расчет цилиндрических зубчатых передач.

Цилиндрические зубчатые передачи рассчитываются в два этапа:

- проектный расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев (для закрытых хорошо смазываемых передач при модуле $m > 1\text{ мм}$) или на выносливость зубьев по изгибу.

- проверочные расчеты на контактную и изгибную выносливость зубьев, а также на контактную и изгибную прочность при действии кратковременных пиковых перегрузок после определения геометрических размеров передачи.

Цель расчета – определение основных геометрических размеров зубчатых колес из условия предотвращения усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев. Основной расчетный параметр межосевое расстояние передачи. Вычисление межосевого расстояния предшествуют выбор материалов, термообработки и определения допускаемых напряжений в зубчатой передаче, выбор ряда расчетных коэффициентов.

Коэффициент ширины зубчатого венца в долях диаметра шестерни:

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}} = 0,45. \quad (47)$$

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

В формуле:

$b_w = b_2$ - рабочая ширина зубчатых венцов, равная ширине зубчатого венца колеса, являющегося более узким звеном.

d_{w1} - начальный диаметр шестерни.

Затем определяют коэффициент ширины зубчатого венца в долях межосевого расстояния передачи:

$$\psi_{ba} = \frac{2 \cdot \psi_{bd}}{u + 1}, \quad (48)$$

Где u - передаточное число передачи – отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни.

При ведущей шестерне оно равно абсолютному значению передаточного отношения от шестерни к колесу:

$$u = |i_{12}| > 1.$$

Коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий.

При выполнении расчетов без оптимизации редуктора расчетное значение межосевого расстояния, мм, определяют по формуле:

$$a_w \geq K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}}, \quad (49)$$

где K_a - вспомогательный коэффициент, $K_a=430$ – для стальных косозубых и шевронных колес;

T_2 - вращающий момент на колесе рассчитываемой передачи, Нм;

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

σ_{HP} - допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость активных поверхностей зубьев, МПа.

Расчет межосевого расстояния для быстроходной ступени.

Коэффициент ширины зубчатого венца в долях межосевого расстояния передачи:

$$\psi_{ba} = \frac{2 \cdot \psi_{bd}}{u + 1} = \frac{2 \cdot 0,45}{5,68 + 1} = 0,134. \quad (50)$$

Коэффициент K_{HP} , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий будет равен 1,025 для обеих ступеней.

Расчетное значение межосевого расстояния:

$$a_w \geq 430 \cdot (5,68 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{164,13 \cdot 1,025}{5,68^2 \cdot 0,134 \cdot 675,5^2}} = 126,38 \text{ мм}. \quad (51)$$

Вычисленное по формуле значение межосевого расстояния передачи желательно округлить до ближайшего значения по ГОСТ 2185-66 [12]. Это будет значение равное 125 мм.

Расчет межосевого расстояния для тихоходной ступени.

Коэффициент ширины зубчатого венца в долях межосевого расстояния передачи:

$$\psi_{ba} = \frac{2 \cdot \psi_{bd}}{u + 1} = \frac{2 \cdot 0,45}{4,4 + 1} = 0,166. \quad (52)$$

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

Расчетное значение межосевого расстояния:

$$a_w \geq 430 \cdot (4,4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{700,74 \cdot 1,025}{4,4^2 \cdot 0,166 \cdot 792,38^2}} = 164,56 \text{ мм.} \quad (53)$$

Округляя до ближайшего значения -160мм.

Расчет ширины зубчатых венцов.

Ширина зубчатого венца колеса есть рабочая ширина зубчатых венцов:

$$b_2 = b_w = \psi_{ba} \cdot a_w. \quad (54)$$

Ширина зубчатого венца шестерни:

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 5). \quad (55)$$

Перекрытие по ширине 2...5 мм гарантирует работу колеса по всей ширине венца; меньшие значения перекрытия принимают для малогабаритных редукторов летательных аппаратов.

Полученные значения ширины округляют по ГОСТ 6639-69 [13] до нормальных линейных размеров.

Расчет ширины зубчатых венцов для быстроходной ступени.

Ширина зубчатого венца колеса:

$$b_2 = b_w = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,134 \cdot 125 = 16,75 \text{ мм.} \quad (56)$$

Ширина зубчатого венца шестерни:

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 5) = 16,75 + 2 = 18,75 \text{ мм.} \quad (57)$$

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

Значения округляем по ГОСТ 6636-69 [13], следовательно:

$$b_1 = 20\text{мм}, \quad b_2 = 18\text{мм}.$$

Расчет ширины зубчатых венцов для тихоходной ступени.

Ширина зубчатого венца колеса:

$$b_2 = b_w = \psi_{ba} * a_w = 0,166 * 160 = 26,56 \text{ мм.} \quad (58)$$

Ширина зубчатого венца шестерни:

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 5) = 28,56 + 2 = 28,56 \text{ мм.} \quad (59)$$

Значения округляем по ГОСТ 6639-69, следовательно:

$$b_1 = 30 \text{ мм}, \quad b_2 = 26 \text{ мм}.$$

Модуль зацепления.

Нормальный модуль зацепления рекомендуется принимать в пределах:

$$m_n = (0,016 \dots 0,0315)a_w.$$

- при твердости $H > 350 \text{ НВ}$.

Меньшие значения модуля в указанном диапазоне следует принимать для быстроходных малонагруженных ступеней редуктора, большие значения модуля – для тихоходных высоконагруженных передач.

Полученное значение модуля уточняют в соответствии с ГОСТ 9563-80 [14].

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

Модуль зацепления для быстроходной ступени.

Нормальный модуль зацепления рекомендуется принимать в пределах:

$$m_n = (0,016 \dots 0,0315)a_w = 125 \cdot 0,016 = 2 \text{ мм.} \quad (60)$$

$$m_n = (0,016 \dots 0,0315)a_w = 125 \cdot 0,0315 = 3,93 \text{ мм.} \quad (61)$$

Уточняем значение модуля в соответствии с ГОСТ 9563-80 [14] :

$$m_n = 2,5 \text{ мм.}$$

Модуль зацепления для тихоходной ступени.

Нормальный модуль зацепления рекомендуется принимать в пределах:

$$m_n = 2,56 \text{ мм.}$$

$$m_n = 5,04 \text{ мм.}$$

Уточняем значение модуля в соответствии с ГОСТ 9563-80 [14] :

$$m_n = 3,5 \text{ мм.}$$

Число зубьев зубчатых колес.

Сумма чисел зубьев зубчатых колес для внешнего зацепления, или разность: – для внутреннего зацепления, с округление до целого,

$$Z_c = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos\beta}{m_n}, \quad (62)$$

где β – угол наклона зубьев; в косозубых передачах $\beta=8\dots 18^\circ$.

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

Причем большие значения угла назначают в быстроходных малонагруженных передачах, что обеспечивает плавность работы.

Число зубьев шестерни, с округлением до целого:

$$z_1 = \frac{z_c}{u_{\text{ступени}} + 1}. \quad (63)$$

Число зубьев колеса определяется по формуле:

$$z_2 = z_1 \cdot u_{\text{ступени}}. \quad (64)$$

Число зубьев зубчатых колес для быстроходной ступени.

Сумма чисел зубьев колес для внешнего зацепления, с округлением до целого:

$$z_c = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 125 \cdot 0,978}{2,25} = 108. \quad (65)$$

Число зубьев шестерни с округлением до целого:

$$z_1 = \frac{z_c}{u_{\text{ступени}} + 1} = \frac{98}{6,68} = 16. \quad (66)$$

Число зубьев колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot u_{\text{ступени}} = 16 \cdot 5,68 = 91. \quad (67)$$

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

Число зубьев зубчатых колес для тихоходной ступени.

Сумма чисел зубьев колес для внешнего зацепления, с округлением до целого:

$$Z_c = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 0,978}{3,5} = 90. \quad (68)$$

Число зубьев шестерни с округлением до целого:

$$z_1 = \frac{z_c}{u_{\text{ступени}} + 1} = \frac{90}{5,4} = 17. \quad (69)$$

Число зубьев колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot u_{\text{ступени}} = 17 \cdot 4,4 = 75. \quad (70)$$

Далее определяем остальные характеристики, пользуясь ЭВМ с помощью программы КОМПАС 3D .

См приложение 2.

Силы зацепления в тихоходной передаче.

Схематично изобразим силы в зацеплении передачи (рисунок 6). [31]

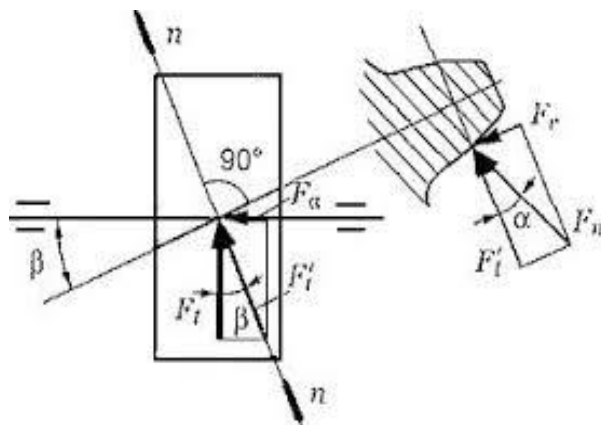


Рисунок 6 – Силы в зацеплении передачи

Определим окружную силу на колесе:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 164.13}{60,829} = 5396,4 \text{ Н.} \quad (71)$$

Определим радиальную силу:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \text{tg}(a_w)}{\cos(\beta)} = \frac{5396,4 \cdot \text{tg}(20)}{\cos(12)} = 2008 \text{ Н.} \quad (72)$$

Определим осевую силу:

$$F_a = F_t \cdot \cos(\beta) = 5396,4 \cdot \cos(12) = 5278,5 \text{ Н.} \quad (73)$$

Определим консольную нагрузку на вал:

$$F_m = 250 \cdot \sqrt{T_2} = 250 \cdot \sqrt{724,1} = 6727 \text{ Н.} \quad (74)$$

Проверочный расчет тихоходного вала на статическую прочность.

Изобразим эпюру нагруженного вала (рисунок 7). [32]

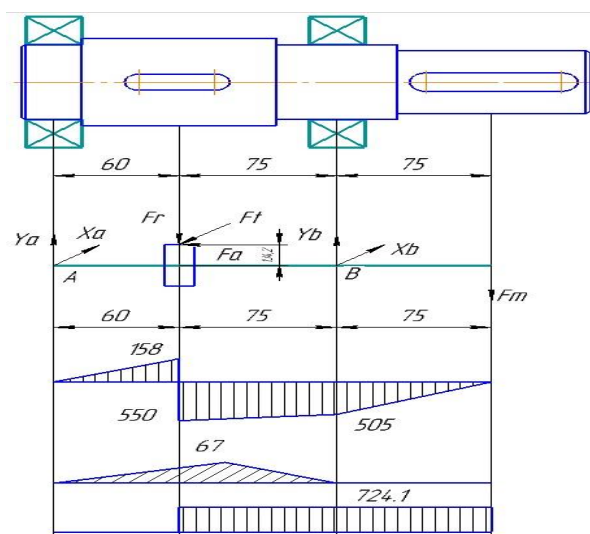


Рисунок 7 – Схема нагруженного вала

Определим реакции в подшипниках:

В плоскости Oyz:

$$\Sigma M_a = -F_r \cdot 0,06 + F_a \cdot 0,1342 - F_m \cdot 0,21 + Y_B \cdot 0,135 = 0. \quad (75)$$

$$Y_B = \frac{120.5 - 708.4 + 1412.7}{0,135} = 6109.4 \text{ Н}. \quad (76)$$

$$\Sigma M_B = F_r \cdot 0,075 + F_a \cdot 0,1342 - F_m \cdot 0,075 - Y_A \cdot 0,135 = 0. \quad (77)$$

$$Y_A = \frac{150.6 + 708.4 - 504}{0,135} = 2625 \text{ Н}. \quad (78)$$

В плоскости Oux:

$$\Sigma M_a = -F_t \cdot 0,06 + X_B \cdot 0,135 = 0. \quad (79)$$

$$X_B = \frac{120.5}{0,135} = 892 \text{ Н}. \quad (80)$$

$$\Sigma M_B = F_t \cdot 0,075 - X_A \cdot 0,135 = 0. \quad (81)$$

$$X_A = \frac{150.6}{0,135} = 1115 \text{ Н}. \quad (82)$$

Рассмотрим два сечения, где изгибающий момент достигает максимального значения:

$$M_{\text{ЭКВ}}^{\text{max}} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2 + T^2}. \quad (83)$$

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

$$M_{\text{ЭКВ1}}^{\text{max}} = \sqrt{550^2 + 67^2 + 724,1^2} = 911,7 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (84)$$

$$M_{\text{ЭКВ2}}^{\text{max}} = \sqrt{M_X^2 + T^2}. \quad (85)$$

$$M_{\text{ЭКВ2}}^{\text{max}} = \sqrt{505^2 + 724,1^2} = 882,8 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (86)$$

Максимальный эквивалентный момент в первом сечении.

Эквивалентное напряжение находим по формуле:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{ЭКВ1}} &= \frac{M_{\text{ЭКВ1}} \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot h \cdot (2d - h)^2}{16 \cdot d}} = \frac{911,7 \cdot 10^3}{\frac{3,14 \cdot 75^3}{32} - \frac{14 \cdot 12 \cdot (2 \cdot 75 - 12)^2}{16 \cdot 75}} = \\ &= 23,5 \text{ МПа}. \end{aligned} \quad (87)$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ2}} = \frac{M_{\text{ЭКВ2}} \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{882,8 \cdot 10^3}{\frac{3,14 \cdot 65^3}{32}} = 32,7 \text{ МПа}. \quad (88)$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \max(\sigma_{\text{ЭКВ1}}; \sigma_{\text{ЭКВ2}}) = 32,7 \text{ МПа}. \quad (89)$$

Допускаемое напряжение $[\sigma]$, МПа:

$$[\sigma] = \frac{[\sigma_{\text{н}}]}{K_p}. \quad (90)$$

где K_p – коэффициент режима работы.

Допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma_{\text{н}}] = \frac{\sigma_{\text{T}}}{[n]}. \quad (91)$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{K_p \cdot [n]} = \frac{280}{2,3 \cdot 1,7} = 71,6 \text{ МПа.} \quad (92)$$

$$32,7 < 71,6.$$

Где $K_p=2.3$ – коэффициент перегрузки машины.

Фактический коэффициент запаса прочности:

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\text{ЭКВ}}} = \frac{71,6}{32,7} = 2,19. \quad (93)$$

2.3 Выбор и расчет упругой компенсирующей муфты.

В качестве упругой муфты выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую (МУВП). Упругим элементом служат гофрированные резиновые втулки.

Муфты упругие втулочно-пальцевые (МУВП) получили широкое распространение благодаря относительной простоте конструкции и удобству замены упругих элементов. Однако их характеризует невысокая компенсирующая способность, а при соединении несоосных валов – достаточно большое силовое воздействие на валы и опоры, при этом резиновые втулки быстро разрушаются. МУВП также способна амортизировать толчки и удары, демпфировать небольшие колебания и предупреждать резонанс.

Муфты данного типа обладают большой радиальной и угловой жесткостью (рисунок 8). Во фланце полумуфты 1 коническими хвостовиками закреплены пальцы 2, на которые надеты резиновые втулки 3. Втулки входят в отверстия, расположенные во фланце полумуфты 4.

Типоразмер МУВП [33] выбираем согласно ГОСТ 21424-93 [15] по диаметру вала и по величине расчетного вращающего момента.

									Лист
									33
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ

$$T_{\text{РАСЧ}} = k \cdot T_{\text{НОМ}} = 37 \text{ Нм}. \quad (94)$$

Где $T_{\text{НОМ}} = 30,4 \text{ Нм}$ – вращающий момент на соединяемых валах; $k = 1,0 \dots 1,2$ – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации; $[T] = 250 \text{ Нм}$ – допускаемое значение вращающего момента выбранной муфты.

Основные геометрические размеры: $d = 32 \text{ мм}$, $D = 140 \text{ мм}$, $L = 121 \text{ мм}$.

Материал полумуфт: чугун СЧ 20.

Материал пальцев: сталь 45 ГОСТ 1050-88 [11].

Проверочный расчет резиновых втулок выполняется по условию их прочности на смятие, а самих пальцев – по условию прочности на изгиб.

Усилие приходящееся на один палец:

$$F_n = \frac{2000 \cdot T_{\text{РАСЧ}}}{D_0 \cdot z} = 118 \text{ Н}. \quad (95)$$

Где $D_0 = 105 \text{ мм}$ – диаметр расположения пальцев; $z = 6$ – количество пальцев.

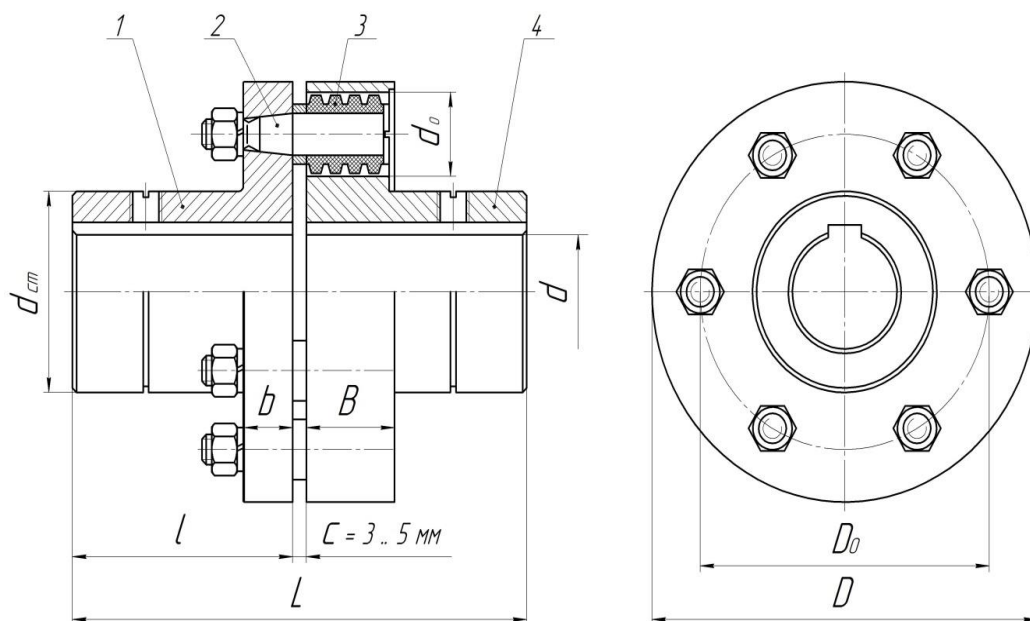


Рисунок 8 – Муфта упругая втулочно-пальцевая

Условие прочности втулок муфты:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_n}{d_n \cdot l_b} = 0,3 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 1,8 \dots 2,0 \text{ МПа}. \quad (96)$$

Где $d_n = 14$ мм – диаметр пальца; $l_b = 28$ мм – длина втулки; $[\sigma_{\text{см}}] = 1,8 \dots 2,0$ МПа – допускаемое напряжение смятия.

Условие прочности пальцев на изгиб:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{32 \cdot F_n \cdot (0,5 \cdot l_b + c)}{\pi \cdot d_n^3} = 8,33 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{и}}] = 60 \dots 70 \text{ МПа}. \quad (97)$$

Где $c = 3 \dots 5$ мм – зазор между полумуфтами; $[\sigma_{\text{и}}] = 60 \dots 70$ МПа – допускаемое напряжение изгиба для пальцев.

Условие прочности пальцев на изгиб выполнено.

2.4 Выбор и расчет фрикционной полумуфты.

Для предохранения приводных устройств от повреждений при возникновении случайных перегрузок, превышающих расчетную нагрузку, применяют муфту (рисунок 9), автоматически размыкающие приводную линию.

В передачах, испытывающих переменные нагрузки, следует устанавливать предохранительные муфты многократного действия: при критической нагрузки они должны срабатывать, а при снижении передаваемого момента до расчетной величины – автоматически включать передачу. [34]

Данный привод ленточного конвейера включает комбинированную фрикционную, цепную муфту.

Диаметр выходного конца вала барабана $d = 80$ мм.

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

Расчетный вращающий момент на валу исполнительного механизма:

$$T_{\text{РАСЧ}} = k \cdot T_{\text{НОМ}} = 2254 \text{ Нм}. \quad (98)$$

Где $T_{\text{НОМ}} = 1878 \text{ Нм}$ – вращающий момент на соединяемых валах; $k = 1,2$ – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации.

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

$$[F_a] \leq \frac{0,25 \cdot 3,14 \cdot (D_1^2 - D_2^2)}{4}. \quad (99)$$

Где $[p] = 0,25 \text{ МПа}$ для несмазываемых муфт с асбестовыми обкладками на дисках; $D_1 = (3,5 \dots 4) \cdot d = (3,5 \dots 4) \cdot 80 = 280 \text{ мм}$ – наружный диаметр кольцевой поверхности трения дисков; $D_2 = (0,5 \dots 0,6) \cdot D_1 = (0,5 \dots 0,6) \cdot 280 = 150 \text{ мм}$ – внутренний диаметр кольцевой поверхности трения дисков.

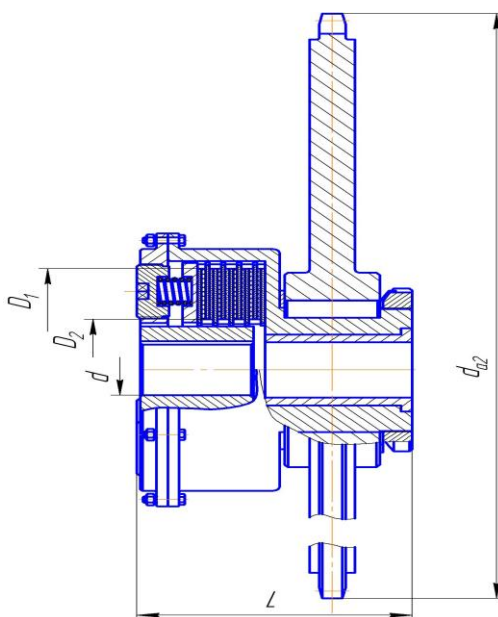


Рисунок 9 – Муфта предохранительная фрикционная, цепная

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

$$[F_a] \leq \frac{0,25 \cdot 3,14 \cdot (280^2 - 150^2)}{4} = 10970 \text{ Н.} \quad (100)$$

Предельный момент начала срабатывания муфты определяется из условия равенства его момента от сил трения на дисках:

$$T_{\text{ПР}} = f \cdot F_A \cdot R \cdot z. \quad (101)$$

Где $f = 0,3$ – коэффициент трения для дисков с асбестовой обкладкой.

R – приведенный радиус кольца трения:

$$R = 0,33 \frac{D_1^3 - D_2^3}{D_1^2 - D_2^2} = 110 \text{ мм.} \quad (102)$$

z – искомое число пар трения:

$$z = \frac{T_{\text{ПР}}}{f \cdot R \cdot F_A} = 6,63. \quad (103)$$

Где $T_{\text{ПР}} = T_p + (5...10\%) \cdot T_p = 2254 + (5...10\%) \cdot 2254 = 2400 \text{ Нм}$ – предельный момент.

Полученный результат округляем до четного числа $z = 8$ и находим:

- число ведущих дисков $z_1 = 0,5 \cdot z = 0,5 \cdot 8 = 4$;
- число ведомых дисков $z_2 = z_1 + 1 = 4 + 1 = 5$.

Уточняем F_A :

$$F_A = \frac{T_{\text{ПР}}}{f \cdot R \cdot z} = \frac{2400 \cdot 10^3}{0,3 \cdot 110 \cdot 8} = 9091 \text{ Н.} \quad (104)$$

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Условие выполнено.

2.5 Выбор и расчет пружины.

Для расчета пружины используем максимальное осевое усилие, рассчитанное в пункте 3.2: $F_a = 9091$ Н. Примем величину осадки $\lambda = 17$ мм и количество пружин $n = 8$.

Условие прочности пружины:

$$\tau = k \cdot \frac{8 \cdot F \cdot D_0}{\pi \cdot d^3} \leq [\tau]. \quad (105)$$

Где τ – расчетное напряжение в поперечном сечении витка; F – сила, сжимающая пружину; D_0 – средний диаметр пружины; d – диаметр проволоки; k – коэффициент, учитывающий влияние поперечной силы и кривизну витков:

$$k = \frac{4c + 2}{4c - 3}. \quad (106)$$

Примем $c = 6$ – индекс пружины, тогда:

$$k = \frac{4c + 2}{4c - 3} = \frac{4 \cdot 6 + 2}{4 \cdot 6 - 3} = 1,24. \quad (107)$$

Сила, действующая на одну пружину:

$$F = \frac{F_a}{n} = \frac{9091}{8} = 1136,38 \text{ Н}. \quad (108)$$

Выбираем для пружин стальную углеродистую проволоку II класса по ГОСТ 9389-75. Временное сопротивление при растяжении $\sigma_s = 1400$ МПа.

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

Допускаемое касательное напряжение в поперечном сечении витка:

$$[\tau] = 0,4 \cdot \sigma = 0,4 \cdot 1400 = 560 \text{ МПа.} \quad (109)$$

Определим диаметр проволоки d :

$$d \geq \sqrt{\frac{k \cdot 8 \cdot F \cdot c}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt{\frac{1,24 \cdot 8 \cdot 1136,38 \cdot 6}{3,14 \cdot 560}} = 6,2 \text{ мм.} \quad (110)$$

Принимаем $d = 6,3$ мм – диаметр проволоки, тогда $D = c \cdot d = 6 \cdot 6,3 = 37,8$ мм – средний диаметр пружины.

Число рабочих витков:

$$z = \frac{\lambda \cdot G \cdot d}{8 \cdot F \cdot C^3} = \frac{17 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 6,3}{8 \cdot 1136,38 \cdot 6^3} = 4,36. \quad (111)$$

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

Полученное значение округляем до ближайшего целого $z = 4$.

Число полных витков:

$$z_0 = z + (1,5 \dots 2) = 4 + 2 = 6. \quad (112)$$

Определим длину пружины, сжатой до соприкосновения витков:

$$H_1 = (z_0 - 0,5) \cdot d = 5,5 \cdot 6,3 = 34,65 \text{ мм.} \quad (113)$$

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

Зазор между витками пружины:

$$s = 0,1 \cdot d = 0,63 \text{ мм.} \quad (114)$$

Регулировочный ход пружины:

$$\lambda_p = z \cdot s = 4 \cdot 0,63 = 2,52 \text{ мм.} \quad (115)$$

Полный ход пружины до соприкосновения витков:

$$\lambda_1 = \lambda \cdot \lambda_p = 17 + 2,52 = 19,52 \text{ мм.} \quad (116)$$

Определим длину пружины в свободном состоянии:

$$H_0 = H_1 + \lambda_1 = 22,05 + 19,52 = 41,57 \text{ мм.} \quad (117)$$

Наружный и внутренний диаметры пружины:

$$D_1 = D + d = 37,8 + 6,3 = 44,1 \text{ мм.} \quad (118)$$

$$D_2 = D - d = 37,8 - 6,3 = 31,5 \text{ мм.} \quad (119)$$

Определим шаг пружины в свободном состоянии:

$$t = d + \frac{\lambda}{z} + s = 6,3 + \frac{17}{4} + 0,63 = 11,18 \text{ мм.} \quad (120)$$

Найдем отношение:

$$\frac{H_0}{D} = \frac{41,57}{37,8} = 1,1. \quad (121)$$

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Так как условие $H_0/D \leq 2,6$ выполнено, то проверка пружины (рисунок 10) на устойчивость не требуется. [35]

Сила, сжимающая пружину до соприкосновения витков:

$$F_1 = F \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda} = 1136,38 \cdot \frac{19,52}{17} = 1305 \text{ Н.} \quad (122)$$

Определим максимальное фактическое напряжение в витках пружины:

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot k \cdot F_1 \cdot D}{\pi \cdot d^3} = 623,25 \text{ МПа.} \quad (123)$$

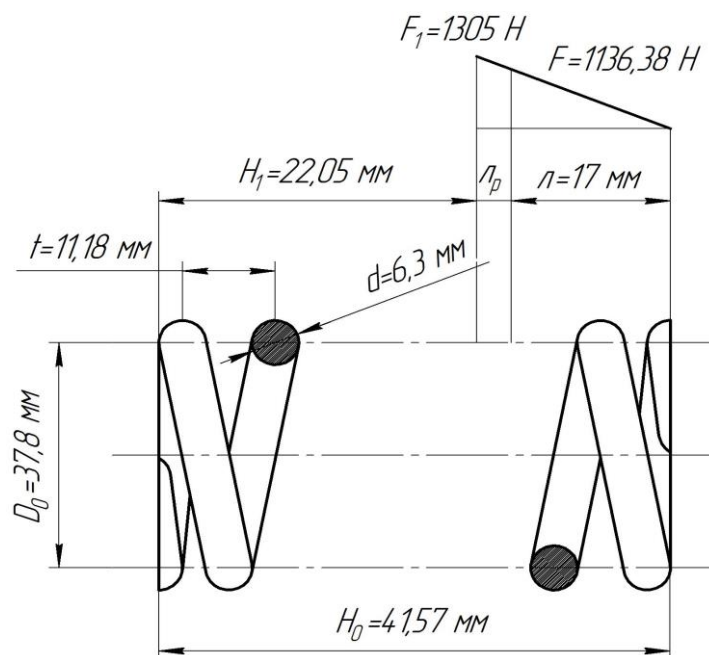


Рисунок 10 – Характеристика пружины

Расчет шлицевого соединения.

Внутренние шлицы (рисунок 11) принимаются по ГОСТ 1139-80 [16] по диаметру $D_B = 150$, назначается соединение $i \times d \times D \times b$, где i – число шлицев, d – внутренний диаметр, D – наружный диаметр, b – ширина шлица, и размер фаски f .

Получилось $10 \times 140 \times 150 \times 18$ и фаска $f = 0,5 \text{ мм}$. [36]

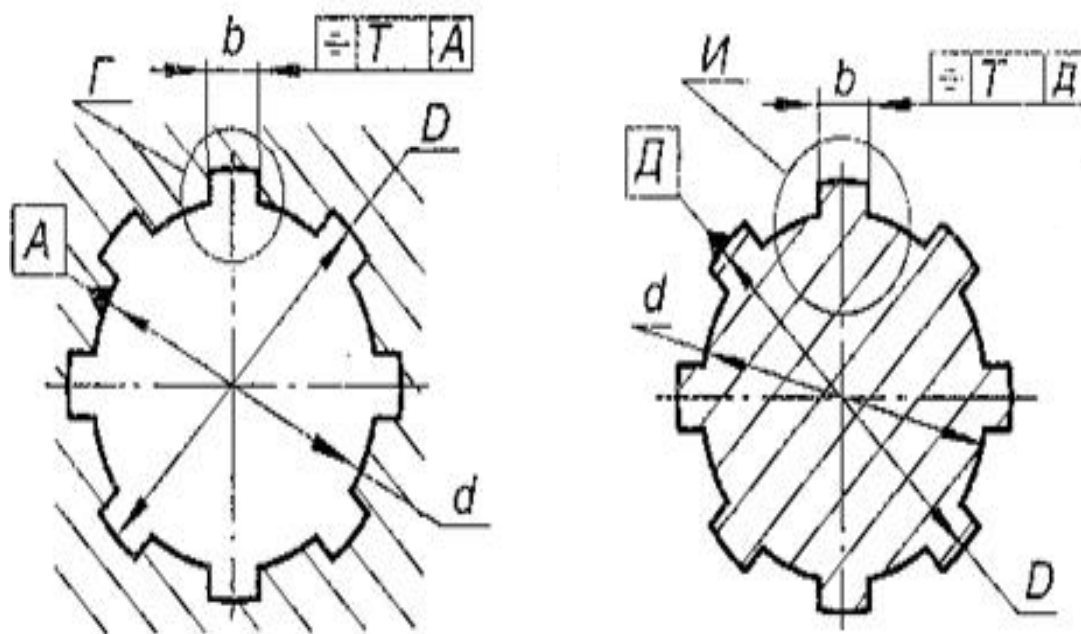


Рисунок 11 – Основные размеры шлицевых соединений по D_2 и D_1

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

$$d_{\text{cp}} = \frac{D + d}{2} = \frac{150 + 140}{2} = 145 \text{ мм.} \quad (124)$$

$$h = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot f = \frac{150 - 140}{2} - 2 \cdot 0,5 = 4 \text{ мм.} \quad (125)$$

Определим суммарную толщину внутренних дисков:

$$\delta_{\Sigma B} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_p \cdot k_{pH}}{d_{\text{cp}} \cdot i \cdot h \cdot [\sigma_{\text{см}}]} = 10,36 \text{ мм.} \quad (126)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

При этом толщина одного диска будет равна:

$$\delta = \frac{\delta_{\Sigma}}{z_B} = 2,5 \text{ мм.} \quad (127)$$

Внешние шлицы принимаются также по ГОСТ 1139-80 [16] по диаметру $D_1 = 280$ мм соединение $10 \times 280 \times 290 \times 18$

$$d_{\text{ср}} = \frac{280 + 290}{2} = 285 \text{ мм.} \quad (128)$$

$$h = \frac{290 - 280}{2} - 2 \cdot 0,5 = 4 \text{ мм.} \quad (129)$$

Толщина наружного диска равняется толщине внутреннего:

$$\delta = 2,5 \text{ мм.}$$

Суммарная толщина внешних дисков:

$$\delta_{\Sigma H} = \delta \cdot z_1 = 2,5 \cdot 4 = 10 \text{ мм.} \quad (130)$$

Проверим выполнение условия прочности:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_p \cdot k_{\text{рн}}}{d_{\text{ср}} \cdot i \cdot h \cdot \delta_{\Sigma B}} \leq [\sigma]_{\text{см}}. \quad (131)$$

$$\sigma_{\text{см}} = 47,45 \text{ МПа} \leq 90 \text{ МПа.}$$

Условие выполняется.

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

2.6 Описание и расчет цепной передачи

Цепные передачи (рисунок 12) 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. [37]

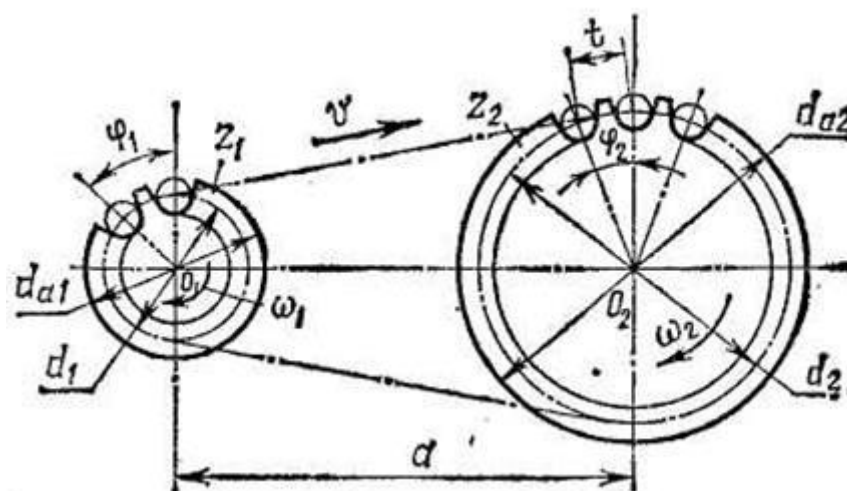


Рисунок 12 – Геометрические параметры открытой цепной передачи

Достоинства:

- большая прочность стальной цепи по сравнению с ремнем позволяет передать цепью большие нагрузки с постоянным передаточным числом и при значительно меньшем межосевом расстоянии (передача более компактна);
- по сравнению с зубчатыми передачами — возможность передачи вращательного движения на большие расстояния (до 7 м);
- сравнительно высокий КПД ($> 0,9 \div 0,98$);
- отсутствие скольжения;
- малые силы, действующие на валы, так как нет необходимости в большом начальном натяжении;
- возможность легкой замены цепи.

Недостатки:

- удлинение цепи с износом;
- сравнительно высокая 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.

По назначению цепи бывают:

- приводные цепи;
- тяговые цепи;
- грузовые цепи.

Основные размеры роликовой цепи (рисунок 13). [38]

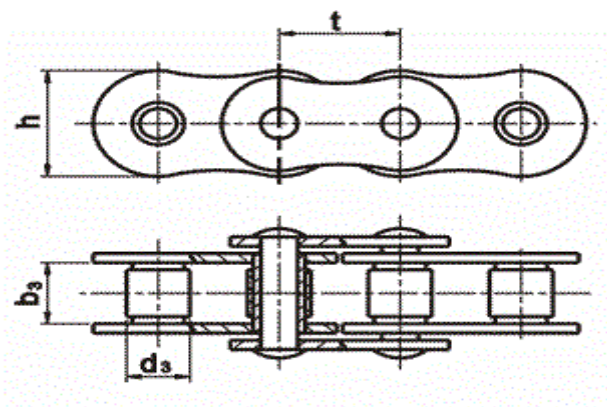


Рисунок 13 – Роликовая цепь

Расчет цепной передачи.

Предварительное значение шага однорядной цепи:

$$t_{\text{цепи}} = 4,5\sqrt[3]{T_1} = 40 \text{ мм.} \quad (132)$$

где $T_1 = 700,74$ Нм – вращающий момент на ведущей звездочке, расположенной на тихоходном валу редуктора.

Выбираем приводную роликовую однорядную цепь ПР – 44,45 – 172,4 по ГОСТ 13568 – 97 [17].

Числа зубьев ведущей и ведомой звездочек:

$$z_1 = 29 - 2 \cdot i_{0П} = 23 . \quad (133)$$

$$z_2 = z_1 \cdot i_{0П} = 68 . \quad (134)$$

Делительный диаметр малой и большой звездочек:

$$d_1 = \frac{t_{цепи}}{\sin\left(\frac{180}{z_1}\right)} = 324,44 \text{ мм} . \quad (135)$$

$$d_2 = \frac{t_{цепи}}{\sin\left(\frac{180}{z_2}\right)} = 962,47 \text{ мм} . \quad (136)$$

Окружная сила на звездочках:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} = 4293,22 \text{ Н} . \quad (137)$$

Сила, действующая на валы передачи:

$$F_B = k_B \cdot F_t = 4937 \text{ Н} . \quad (138)$$

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

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
						46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Диаметры окружностей выступов звездочек:

$$d_{a1} = t_{\text{цепи}} \cdot \left(0,5 + \text{ctg} \frac{180}{z_1} \right) = 345,62 \text{ мм.} \quad (139)$$

$$d_{a2} = t_{\text{цепи}} \cdot \left(0,5 + \text{ctg} \frac{180}{z_2} \right) = 983,68 \text{ мм.} \quad (140)$$

Ширина зуба звездочки:

$$b_{\text{зуба}} = 0,9 \cdot B_{\text{вн}} - 0,15 = 22,71 \text{ мм.} \quad (141)$$

Число звеньев цепи:

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2 \cdot a}{t_{\text{цепи}}} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{t_{\text{цепи}}}{a} = 127. \quad (142)$$

Где $a = (30 \dots 50) t_{\text{цепи}} = (30 \dots 50) \cdot 44,45 = 1334 \dots 2223 \approx 1800 \text{ мм}$ – межосевое расстояние.

Межосевое расстояние:

$$a^* = \frac{t_{\text{цепи}}}{4} \cdot \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_2 - z_1}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right]. \quad (143)$$

$$a^* = \frac{44,45}{4} \cdot \left[127 - \frac{23 + 68}{2} + \sqrt{\left(127 - \frac{23 - 68}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{68 - 23}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 1760 \text{ мм.}$$

Полученное значение уменьшается на $\Delta = 0,003 \cdot a^* = 0,003 \cdot 1760 = 5,28 \text{ мм}$.

Окончательное значение межосевого расстояния:

$$a = a^* - \Delta = 1760 - 5,28 = 1754,72 \text{ мм}. \quad (144)$$

Конструирование ведомой звездочки [39] цепной передачи (рисунок 14), выполненной заодно с фрикционной муфтой. Рассчитаем геометрические параметры ведомой звездочки:

$t = 44,45 \text{ мм}$ – шаг цепи;

$z = 68$ – число зубьев ведомой звездочки;

$h = 42,4 \text{ мм}$ – ширина пластины;

$b_3 = 25,4 \text{ мм}$ – расстояние между внутренними пластинами;

$D_{\text{ц}} = d_3 = 12,72 \text{ мм}$ – диаметр элемента зацепления;

$\lambda = \frac{t}{D_{\text{ц}}} = \frac{44,45}{12,72} = 3,5$ - геометрическая характеристика зацепления.

Параметры зубчатого венца.

Ширина зуба звездочки:

$$b_f = 0,9 \cdot b_3 - 0,15 = 22,74 \text{ мм}. \quad (145)$$

Ширина вершины зуба:

$$b = 0,75 \cdot b_f = 17,03 \text{ мм}. \quad (146)$$

Угол скоса зуба:

$$\alpha = 10 \dots 15^\circ. \quad (147)$$

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

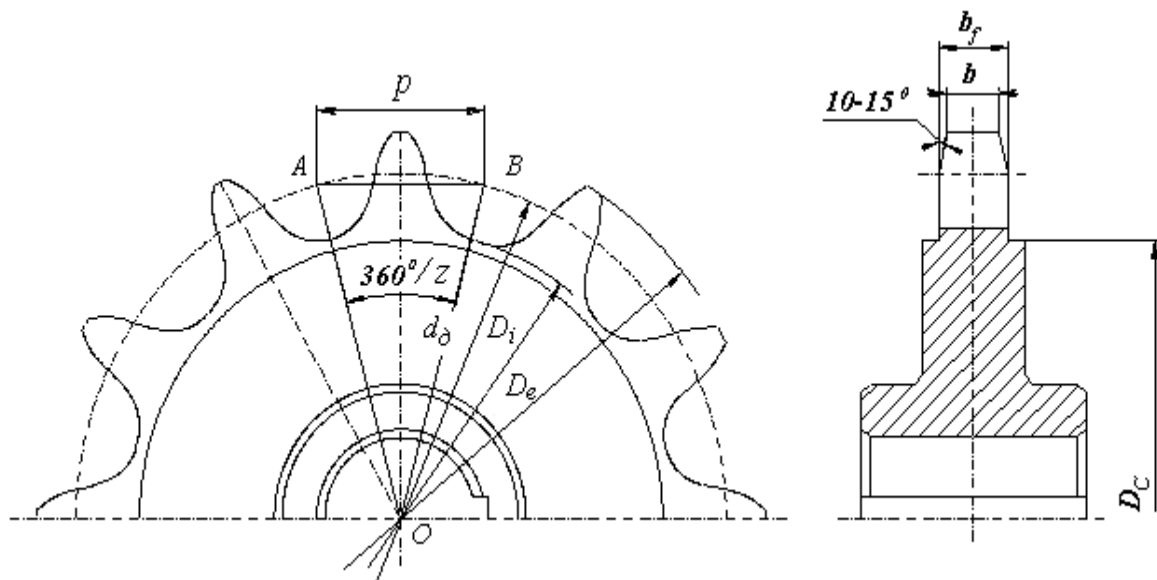


Рисунок 14 – Звездочки приводной цепи

Диаметр венца:

$$D_c = t \cdot \operatorname{ctg} \frac{180}{z} - 1,3 \cdot h = 906,3 \text{ мм.} \quad (148)$$

Диаметр окружности выступов:

$$D_B = 986,68 \text{ мм.} \quad (149)$$

Делительный диаметр:

$$d_D = 962,47 \text{ мм.} \quad (150)$$

Диаметр окружности впадин:

$$D_i = d_D - \left(D_y + 0,75 \cdot \sqrt{d_D} \right) = 926,74 \text{ мм.} \quad (151)$$

Коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{Q}{K_d \cdot F_t \cdot F_{ц} + F_0} \geq [S]. \quad (152)$$

Где $Q = 172,4$ кН – разрушающая нагрузка; $[S] = 7,6$ – коэффициент запаса прочности; $K_d = 1,2 \dots 1,5$ – коэффициент динамичности нагрузки; $F_t = 4293$ Н – окружная сила на звездочках.

$F_{ц}$ – натяжение цепи от центробежных сил:

$$F_{ц} = m \cdot V^2 = 7,5 \cdot 0,48^2 = 1,76 \text{ Н}. \quad (153)$$

$$V = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{23 \cdot 44,45 \cdot 28,4}{60 \cdot 10^3} = 0,48 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (154)$$

где $m = 7,5$ кг – масса одного метра цепи; V – средняя скорость движения цепи.

F_0 – натяжение цепи от силы тяжести:

$$F_0 = K_f \cdot m \cdot g \cdot a = 6 \cdot 2,6 \cdot 9,81 \cdot 1,754 = 268,43 \text{ Н}. \quad (155)$$

где $K_f = 6$ – коэффициент, зависящий от стрелы провисания и расположения передачи; a – межосевое расстояние.

Получаем:

$$S = \frac{172,4 \cdot 10^3}{1,2 \cdot 4293 + 1,76 + 268,43} = 31,8 \geq [S] = 7,6.$$

Условие прочности соблюдается.

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

2.7 Проектирование исполнительного органа

Определим диаметр выходного конца вала d , мм:

$$D = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{1878 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 77,72 \text{ мм.} \quad (156)$$

Где $T = 1878 \cdot 10^3$ Нм – вращающий момент на валу барабана; $[\tau]=20$ МПа – допускаемое напряжение на кручение. Спроектируем компоновочную схему исполнительного механизма (рисунок 15). [40]

Округляем до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 6636-69 [13]:

$$D = 80 \text{ мм.}$$

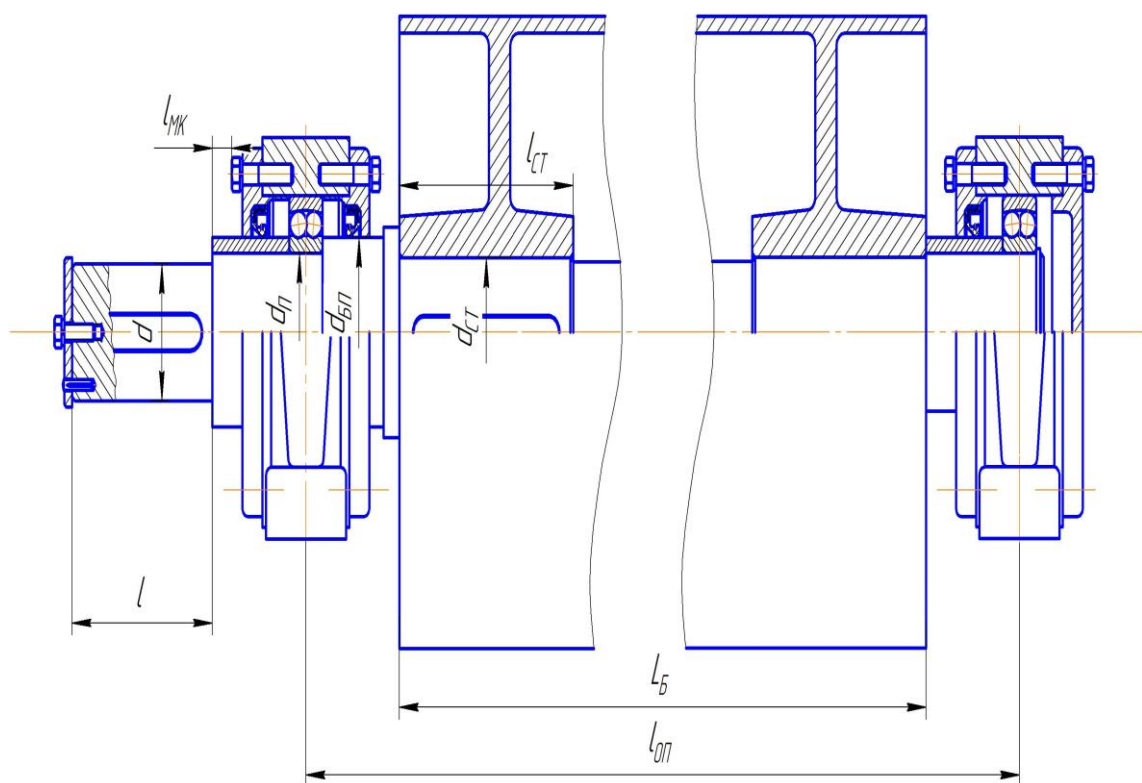


Рисунок 15 – Компоновочная схема исполнительного механизма

Диаметр цапф вала в местах установки подшипников:

$$d_{\pi} \geq d + 2 \cdot t = 87 \text{ мм.} \quad (157)$$

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

Округляем до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 6639-69 [26]

$$d_{\pi} = 90 \text{ мм.}$$

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

$$d_{\text{БП}} = d_{\pi} + 3 \cdot r. \quad (158)$$

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

$$d_{\text{БП}} = 90 + 3 \cdot 3,5 = 100,5 \text{ мм.}$$

Округляем до стандартного значения по ГОСТ 6639-69 [13]:

$$d_{\text{БП}} = 100 \text{ мм.}$$

Диаметр вала под ступицу барабана,:

$$d_{\text{СТ}} = 105 \text{ мм.}$$

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

$$d_{\text{БК}} \geq d_{\text{СТ}} + 10 = 115 \text{ мм.} \quad (159)$$

Округляем до стандартного значения по ГОСТ 6639-69 [13] $d_{\text{БК}} = 120 \text{ мм.}$

Остальные размеры вала принимаем из проектного вычерчивания.

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
						52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Подбор подшипников.

Выберем для барабана шарикоподшипники радиальные двухрядные сферические (рисунок 16). 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. [41]

Выбираем подшипник легкой серии по диаметру вала; берем подшипник 1218 по ГОСТ 28428-90 [18].

Таблица 3 – Параметры подшипника 1218 по ГОСТ 28428-90 [18]

<i>Размеры, мм</i>				<i>Грузоподъемность, кН</i>	
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>
90	160	30	3,0	44,7	32,0

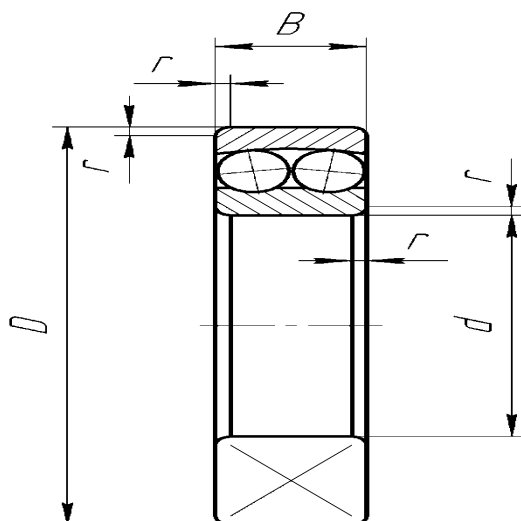
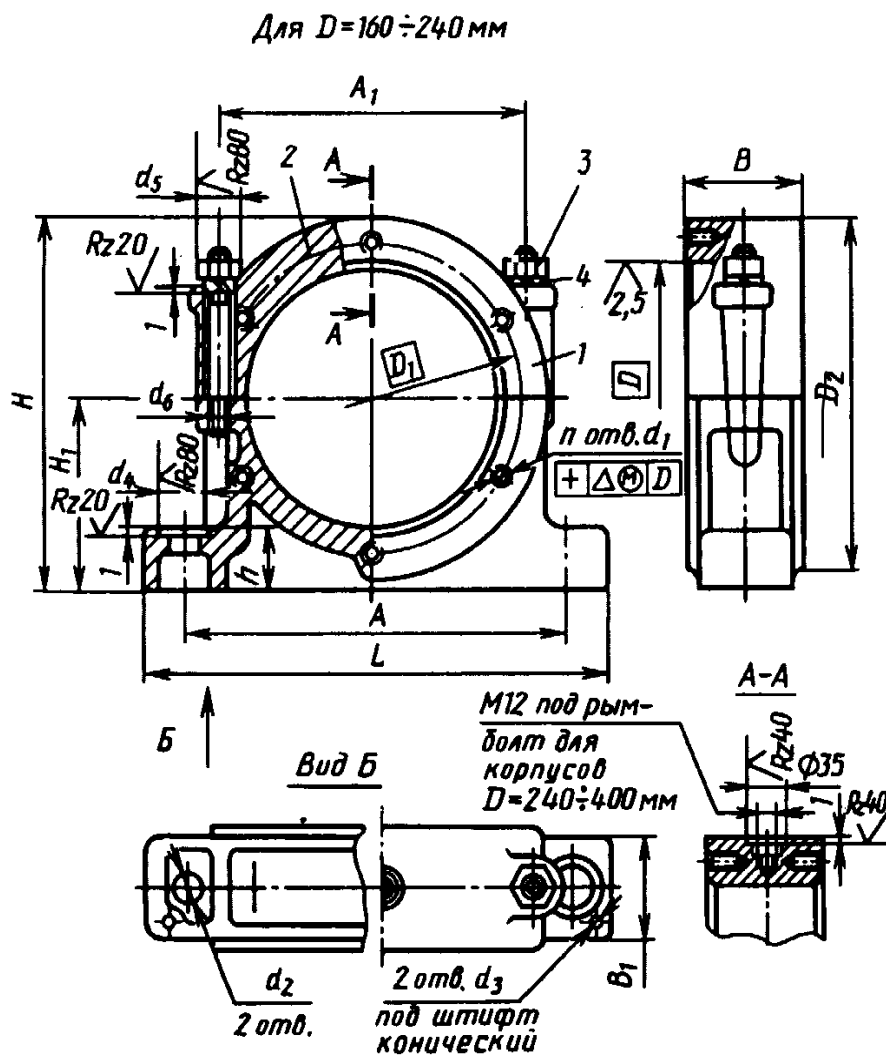


Рисунок 16 – Подшипник шариковый радиальный сферический двухрядный

Подбор корпуса подшипника и крышек.

Корпус подшипника подбирается по внешнему диаметру подшипника. Выбираем корпус РШ-160 (рисунок 17) по ГОСТ 13218.9-80 [19] как наиболее подходящий. Эскиз корпуса приведён на рисунке 18. В таблице 4 отображаются основные размеры. [42]



1 — основание корпуса; 2 — крышка; 3 — гайка; 4 — шайба

Рисунок 17 – Эскиз корпуса РШ-160

Таблица 4 – Основные размеры корпуса РШ-160

D	D_1	D_2	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	A	A_1	B	B_1	L	H	H_1	h	d_6
160	190	220	M12	22	13	40	30	260	200	75	62	335	230	120	40	M16

Для герметизации подшипниковый узлов, осевой фиксации подшипников и восприятия осевых нагрузок применяются крышки. Крышки подшипников (рисунок 18) изготавливаются, как правило, из чугуна СЧ15. Крышки конструируют привертными и закладными, глухими и с отверстиями для выхода выступающего конца вала. [43]

Определяющим для конструирования крышки является диаметр D отверстия в корпусе под подшипник. Основные конструктивные параметры даны в таблице 5 в зависимости от диаметра D .

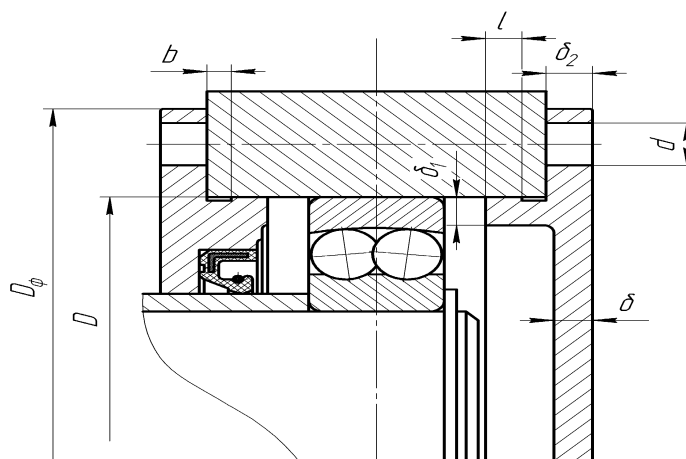


Рисунок 18 – Крышки подшипниковых узлов

Таблица 5 - Размеры конструктивных элементов крышек

<i>Параметры</i>	<i>Конструктивные элементы, мм</i>
Толщина стенки δ	8
Толщина δ_1 центрирующего пояска	$(0,9 \dots 1,0) \cdot \delta = 8$
Толщина δ_2 фланца	$1,2 \cdot \delta = 9,6$
Длина l центрирующего пояска крышки	$(1,2 \dots 1,5) \cdot b = 12$
Ширина канавки b	8
Диаметр d винтов крепления	12
Число z винтов крепления	6
Диаметр D_ϕ фланца крышки	$D + (4,0 \dots 4,4) \cdot d = 230$

Выбор манжетного уплотнения.

Манжеты (рисунок 19) в крышках выбраны по ГОСТ 8752-79 [20] исходя из посадочного диаметра $d = 100\text{мм}$. На рисунке 19 приведена манжета 1.1-100×125-1 ГОСТ 8752-79. [44]



Рисунок 19 – Манжета 1.1-100×125-1 ГОСТ 8752-79 [20]

Выбор шайб.

Для конца вала, на котором находится ведомая звездочка цепной передачи, скомпонованная с фрикционной муфтой, выберем шайбу (рисунок 20) [45] 7019-0644 ГОСТ 14734-69 [21], штифт 5×20 ГОСТ 3128-70 [22], болт М8-6g×25 ГОСТ 7805-70 [23], шайба 8Н ГОСТ 6402-70 [24].

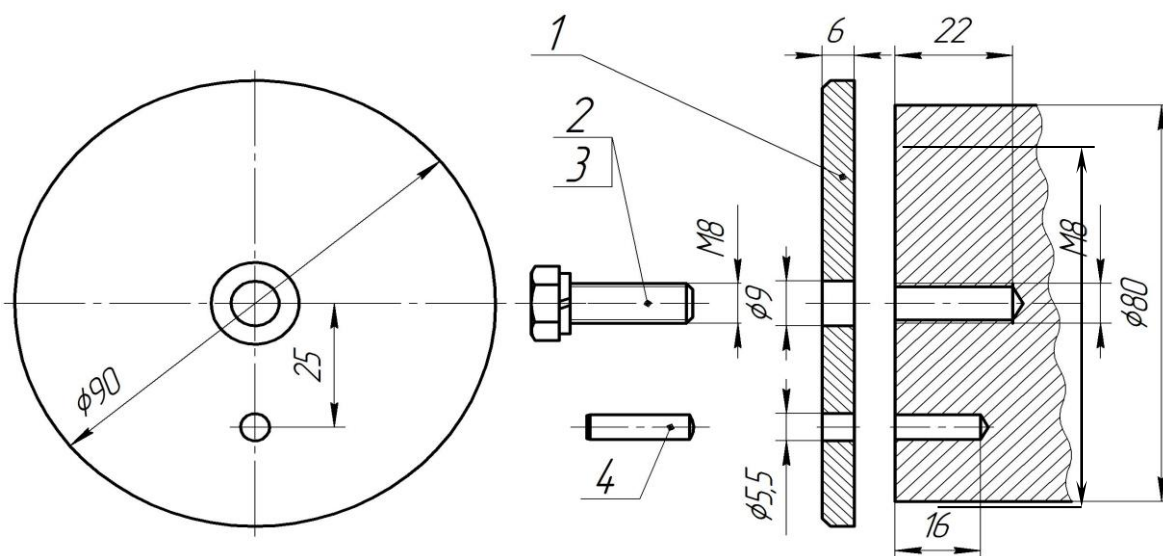


Рисунок 20 – Шайба концевая

1- шайба 7019-0644 ГОСТ 14734-69 [21]; 2 - болт М8-25 ГОСТ 7805-70[23];
3 - шайба 8Н ГОСТ 6402-70 [24]; 4 - штифт 5×20 ГОСТ 3128-70 [22].

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ

Лист

56

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 :

$$l_1 = 140 \text{ мм};$$

$$l_2 = 175 \text{ мм};$$

$$l_3 = 600 \text{ мм};$$

$$l_4 = 175 \text{ мм}.$$

Определим силы, действующие на барабан.

Крутящая сила:

$$F_t = F_1 - F_2 . \quad (160)$$

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

Тогда $F_t \approx 0,75 F_1$.

Следовательно, сила, действующая на ведущую ветвь, равна:

$$F_1 = \frac{F_t}{0,75} = 10000 \text{ Н} . \quad (161)$$

на ведомую:

$$F_2 = 0,25 \cdot F_1 = 2500 \text{ Н} . \quad (162)$$

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

Сила, действующая на вал барабана:

$$F_q = F_1 + F_2 = 12500 \text{ Н.} \quad (163)$$

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

$$F_{\text{цп}} = 4937 \text{ Н.} \quad (164)$$

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

Реакции опор в плоскости YZ:

$$\sum M_A = -F_{\text{цп}} \cdot l_1 - \frac{F_q}{2} \cdot l_2 - \frac{F_q}{2} \cdot (l_3 + l_2) + R_{By} \cdot (l_4 + l_2 + l_3) = 0. \quad (165)$$

$$R_{By} = 6978 \text{ Н.}$$

$$\begin{aligned} \sum M_B &= \frac{F_q}{2} \cdot l_4 + \frac{F_q}{2} \cdot (l_3 + l_2) - R_{Ay} \cdot (l_4 + l_2 + l_3) - F_{\text{цп}} \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = \\ &= 0. \end{aligned} \quad (166)$$

$$R_{Ay} = 582 \text{ Н.}$$

Определим эквивалентный момент в опасном сечении:

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{M^2 + T^2} = \sqrt{1658^2 + 1878^2} = 2505 \text{ Нм.} \quad (167)$$

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

Определим диаметр вала под ступицу барабана:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma_{\text{И}}]}} = \sqrt[3]{\frac{2505 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 79,43 \text{ мм.} \quad (168)$$

где $[\sigma_{\text{И}}] = 50 \dots 80 \text{ МПа}$.

Окончательно принимаем $d_{\text{СТ}} = 105 \text{ мм}$ согласно ранее произведенным расчетам.

Расчет вала на статическую прочность.

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

$$M_{\text{max}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = 1658 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (169)$$

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

$$\sigma_{\text{э}} = \sqrt{\sigma_{\text{ИЗ}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{кр}}^2}. \quad (170)$$

$$\sigma_{\text{э}} = \frac{M_{\text{max}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot d^3} = \frac{1658 \cdot 1000}{0,1 \cdot 105^3} = 14,32 \text{ МПа.}$$

Предполагая, что крутящий момент распределен по валу равномерно, примем $T_{\text{кр}} = 1878 \text{ Н} \cdot \text{м}$, отсюда найдем касательные напряжения $\tau_{\text{кр}}$:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{T_{\text{кр}} \cdot 10^3}{0,2 \cdot d^3} = \frac{1878 \cdot 1000}{0,2 \cdot 105^3} = 8,11 \text{ МПа.} \quad (171)$$

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

Зная $\sigma_{из}$ и $\tau_{кр}$, найдем эквивалентное напряжение σ_3 :

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4 \cdot \tau_{кр}^2} = \sqrt{14,32^2 + 4 \cdot 8,11^2} = 21,64 \text{ МПа}.$$

Построим эпюру вала исполнительного органа (рисунок 21). [46]

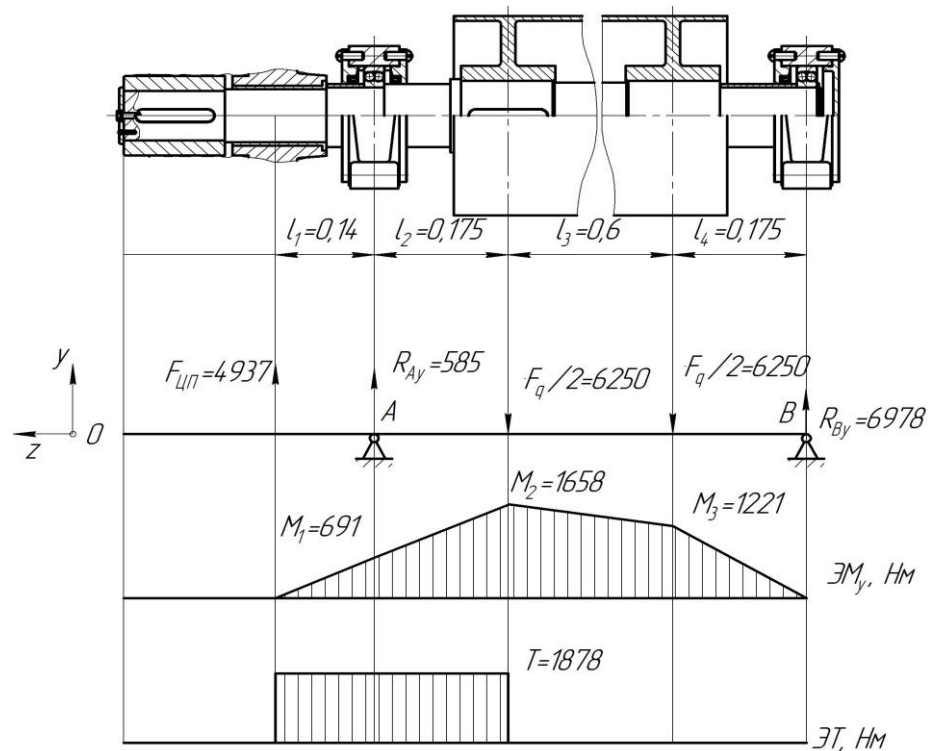


Рисунок 21 – Расчетная схема вала исполнительного органа

$$M_1 = F_{цп} \cdot l_1 = 691 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (172)$$

$$M_2 = F_{цп} \cdot (l_1 + l_2) + R_{Ay} \cdot l_2 = 1658 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (173)$$

$$M_3 = R_{By} \cdot l_4 = 1221 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (174)$$

Вычислим допускаемые напряжения:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_m}{[n] \cdot K_n} = \frac{550}{2 \cdot 2} = 137,5 \text{ МПа.} \quad (175)$$

Где $[n]=2$ – запас прочности; $K_n=2$ – эксплуатационный коэффициент;

$\sigma_T=550$ МПа– предел текучести материала Сталь 45.

Сравним:

$$\sigma_3 = 21,64 \text{ МПа} < [\sigma] = 137,5 \text{ МПа.}$$

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

Расчет вала на сопротивление усталости.

Опасное сечение вала – это место посадки левой ступицы барабана на вал.

Проведем расчет эквивалентного напряжения.

Изгибные напряжения найдем по формуле:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{max}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot d^3} = \frac{1658 \cdot 1000}{0,1 \cdot 105^3} = 14,32 \text{ МПа.} \quad (176)$$

Касательные напряжения найдем из выражения:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{T_{\text{кр}} \cdot 10^3}{0,2 \cdot d^3} = \frac{1878 \cdot 1000}{0,2 \cdot 105^3} = 8,11 \text{ МПа.} \quad (177)$$

Эквивалентные напряжения находятся по четвертой гипотезе пластичности:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{кр}}^2} = \sqrt{14,32^2 + 3 \cdot 8,11^2} = 20,06 \text{ МПа.} \quad (178)$$

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

Если выполняется условие:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 20,06 \text{ МПа} \leq \frac{\varepsilon \cdot \sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot [s]} = \frac{0,65 \cdot 350}{1,85 \cdot 1,5} = 82 \text{ МПа} . \quad (179)$$

Тогда расчет на сопротивление усталости не проводится;

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

$\sigma_{-1} = 350$ 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.

Расчет вала на ограничение пластических деформаций.

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

$$s_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{ЭКВ}}} = \frac{\sigma_T}{\sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{max}}^2}} \geq [s_T] . \quad (180)$$

Где s_T – коэффициент запаса прочности относительно предела текучести;

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

$\sigma_T = 550$ МПа – предел текучести для стали;

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

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

$$\sigma_{\max} = \frac{M \cdot 10^3 \cdot K_{\Pi}}{0,2 \cdot d^3} = \frac{1658 \cdot 1000 \cdot 1,5}{0,1 \cdot 105^3} = 21,48 \text{ МПа.} \quad (181)$$

$$\tau_{\max} = \frac{T_{\text{кр}} \cdot 10^3 \cdot K_{\Pi}}{0,2 \cdot d^3} = \frac{1878 \cdot 1000 \cdot 1,5}{0,2 \cdot 105^3} = 12,17 \text{ МПа.} \quad (182)$$

Где М и Т – изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении;
 $K_{\Pi} = 1,3 \dots 1,5$ – при установке в приводе предохранительной муфты.

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3 \cdot \tau_{\max}^2} = \sqrt{21,48^2 + 3 \cdot 12,17^2} = 30,1 \text{ МПа.} \quad (183)$$

$$s_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{ЭКВ}}} = \frac{\sigma_T}{\sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3 \cdot \tau_{\max}^2}} = \frac{550}{30,1} = 18,27 \geq [s_T] = 1,3 \dots 1,8. \quad (184)$$

Условие выполняется.

Проверочный расчет шпоночных соединений.

Для посадки муфты фрикционной, комбинированной со звездочкой цепной передачи, на вал выберем шпонку 22×14×90 ГОСТ 23360-78 [25] (рисунок 22, табл. б), для посадки ступицы барабана на вал – шпонку 22×14×110 ГОСТ 23360-78 [25] (табл. 7). [47]

Условие работоспособности шпонки:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot k} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (185)$$

Где $T = 1878$ Нм – передаваемый момент.

Шпонка для посадки муфты на вал диаметром $d = 80$ мм;

$l_p = 68$ мм – рабочая длина шпонки;

k – глубина врезания шпонки:

$$k = h - t_1 = 14 - 9 = 5,0 \text{ мм} . \quad (186)$$

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

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1878}{80 \cdot 68 \cdot 5} = 138,09 \text{ МПа} \leq 150 \text{ МПа} .$$

Условие выполняется.

Шпонка для посадки ступицы барабана на вал диаметром $d = 105$ мм;

$l_p = 88$ мм – рабочая длина шпонки;

k – глубина врезания шпонки.

$$k = h - t_1 = 14 - 9 = 5,0 \text{ мм} .$$

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

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1878}{105 \cdot 88 \cdot 5} = 81,3 \text{ МПа} \leq 150 \text{ МПа} .$$

Условие выполняется.

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
						64
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

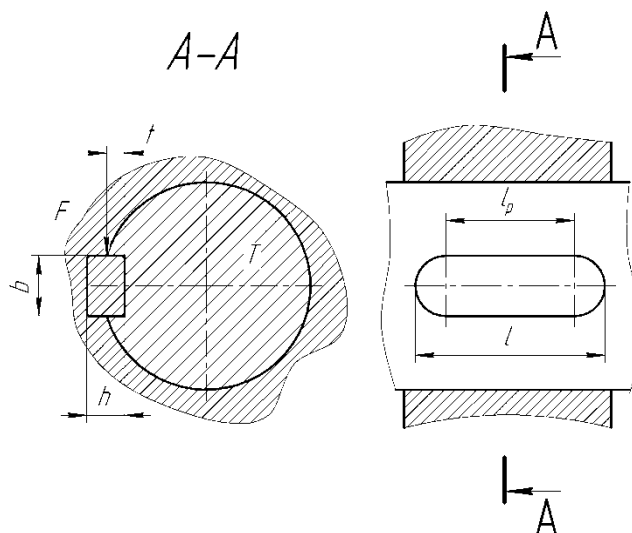


Рисунок 22 – Эскиз соединения призматической шпонкой

Таблица 6 – Размеры шпонки 22×14×90 ГОСТ 23360-78 [25], мм

<i>l</i>	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>k</i>	<i>l_p</i>	<i>R</i>
90	22	14	5	68	11

Таблица 7 – Размеры шпонки 22×14×110 ГОСТ 23360-78 [25], мм

<i>l</i>	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>k</i>	<i>l_p</i>	<i>R</i>
110	22	14	5	88	11

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 $R_B = 6978$ Н) и рассчитаем эквивалентную динамическую нагрузку:

$$P_T = R_B \cdot V \cdot K_B \cdot K_T = 6978 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1 = 7676 \text{ Н} . \quad (187)$$

где $V = 1$ – коэффициент вращения кольца;

$K_B = 1,1$ – коэффициент безопасности;

$K_T = 1$ температурный коэффициент;

$R_B = 6978 \text{ Н}$ – радиальная нагрузка на подшипник.

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

$$L = \left(\frac{C}{P_T} \right) \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \leq L_{\text{треб}} \cdot \quad (188)$$

где $C = 57000 \text{ Н}$ – динамическая грузоподъемность; $k = 3$ – показатель степени; $n_4 = 9,56 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения вала исполнительного органа.

$$L = \left(\frac{5700}{7676} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 9,56} = 700000 \text{ ч} \leq L_{\text{треб}} = 8000 \text{ ч} \cdot \quad (189)$$

Условие выполняется.

Вывод по разделу

Выбран электродвигатель АИР112МВ8 с выдаваемой мощностью 3,4Квт и частотой вращения 750 мин . Спроектирован цилиндрический двухступенчатый редуктор с передаточным отношением 25 и межосевым расстоянием на тихоходном валу 160мм. Сделаны проверочные расчеты редуктора в программе КОМПАС-3D. Был сделан расчет открытой цепной передачи. Спроектирован и рассчитан приводной барабан с окружной скоростью 0,25м/с и окружным усилием 7500Н. Спроектирована упругая компенсирующая муфта (втулочно-пальцевая) и предохранительная (фрикционная комбинированная цепная).

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе выполнено проектирование привода ленточного конвейера, которое включило выбор электродвигателя и цилиндрического двухступенчатого редуктора, расчет открытой цепной передачи привода ленточного конвейера, расчет и проектирование фрикционной и упруго компенсирующей муфт, проектирование исполнительного механизма.

Выбран электродвигатель АИР112МВ8 с выдаваемой мощностью 3,4Квт и частотой вращения 750мин .

Был спроектирован цилиндрический двухступенчатый редуктор с межосевым расстоянием 160мм и передаточным отношением 25. Произведен расчет тихоходной ступени с последующим расчетом на статическую прочность, и расчетом сил зацеплений. Фактический коэффициент запаса прочности $n=2,19$. Созданы чертежи деталей редуктора, тихоходного вала и зубчатого колеса на тихоходном валу.

Был сделан расчет открытой цепной передачи, из которого мы выбрали приводную роликтовую однорядную цепь, и приводные звездочки с делительным диаметром $D1=324,44$ мм и $D2=962,47$ мм. Ширина зуба звездочки $b=22,71$ мм.

Для данного привода был рассчитан приводной барабан с окружной скоростью 0,25м/с и окружным усилием 7500Н. Произведен расчет вала на сопротивление усталости. Коэффициент запаса прочности $S=18,27$.

В качестве упругой муфты была спроектирована втулочно-пальцевая муфта для предотвращения ударных нагрузок и компенсации несоосности.

Для предохранения приводных устройств от повреждений при возникновении случайных перегрузок, превышающих расчетную нагрузку, спроектировали муфту (фрикционную комбинированную цепную).

По результатам проведенных расчетов, был спроектирован привод ленточного конвейера.

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
						67
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Анурьев, В.И. Справочник конструктора- машиностроителя: В 3т. Т.3 - 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. - М.: Машиностроение. 2001. - 864 с.
- 2 Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для технических специальностей вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 5-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш. шк., 1998. - 447 с.
- 3 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин - М.: Высшая школа, 1978.-352с.
- 4 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.: Машиностроение, 1984. - 560 с., ил.
- 5 Сохрин, П.П., Кулешов В.В. Проектирование валов: Учебное пособие. Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2000. - 94с.
- 6 Система трехмерного твердотельного моделирования КОМПАС-3D V16: Библиотека машиностроение М.: ЗАО АСКОН, 2014-2016.
- 7 Ряховский, О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. - Л.: Политехника, 1991. - 384с.: ил.
- 8 Землянский, Ю.М. Конструкция и расчет исполнительного механизма привода: учебное пособие /Ю.М. Землянский. – Издательский центр ЮУрГУ, 2014. – 61 с.
- 9 Устиновский, Е.П. Проектирование передач зацеплением с применением ЭВМ: учебное пособие/Е.П. Устиновский, Ю.А. Шевцов, Е.В. Вайчулис. - Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2002. - 193 с.
- 10 ГОСТ 4543-71. Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1973. - 3 с
- 11 ГОСТ 1050-88. Прокат сортовой, калиброванный, со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали. Общие технические условия. - М.: Изд-во стандартов, 1989. - 3 с

										Лист
										68
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ

- 12 ГОСТ 2185-66. Передатки зубчатые цилиндрические. Основные параметры. - М.: Изд-во стандартов, 1994. - 2 с
- 13 ГОСТ 6636-69. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры. - М.: Изд-во стандартов, 2004. - 3 с
- 14 ГОСТ 9563-80. Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули. - М.: Изд-во стандартов, 1994. - 3 с
- 15 ГОСТ 21424-93. Муфты упругие втулочно-пальцевые. Параметры и размеры. - М.: Изд-во стандартов, 1996. - 4 с
- 16 ГОСТ 1139-80. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски. - М.: Изд-во стандартов, 1982. - 4 с
- 17 ГОСТ 13568-97. Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия. - М.: Изд-во стандартов, 2003. - 14 с
- 18 ГОСТ 28428-90. Подшипники радиальные шариковые сферические двухрядные. Технические условия. - М.: Изд-во стандартов, 1990. - 2 с
- 19 ГОСТ 13218.9-80. Корпуса типа РШ подшипников качения. Конструкция и размеры. - М.: Изд-во стандартов, 1988. - 3 с
- 20 ГОСТ 8752-79. Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия. - М.: Изд-во стандартов, 1980. - 3 с
- 21 ГОСТ 14734-69. Шайбы концевые. - М.: Изд-во стандартов, 2005. - 4 с
- 22 ГОСТ 3128-70. Штифты цилиндрические незакаленные. Технические условия. - М.: Изд-во стандартов, 1993. - 5 с
- 23 ГОСТ 7805-70. Болты с шестигранной головкой. Конструкция и размеры. - М.: Изд-во стандартов, 1972. - 5 с
- 24 ГОСТ 6402-70. Шайбы пружинные. Технические условия. - М.: Изд-во стандартов, 1970. - 2 с
- 25 ГОСТ 23360-78. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки. - М.: Изд-во стандартов, 1978. - 3 с
- 26 <https://orgtorg.org/konveyernaya-lenta-3-100-2-tk-200-2-2-0-1472449>
- 27 <https://uagro.pro/1400/>

					23.03.02.2019.013.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

- 28 <https://www.stroymehhanika.ru/lkonv.php>
- 29 <http://zavantag.com/docs/839/index-338477.html>
- 30 <https://ukrnasosprom.com/shop/elektrodivigatel-air/elektrodivigatel-air315m2-200-kvt-3000ob-min>
- 31 http://cncnc.ru/documentation/detalimashin_lecture/book/book8.htm
- 32 <https://lektsii.org/9-44229.html>
- 33 <https://studfiles.net/preview/2146147/page:2/>
- 34 <https://infopedia.su/3x2188.html>
- 35 <https://inzhener-info.ru/razdely/konstruirovaniye/pruzhiny/pruzhiny-rastyazheniya.html>
- 36 https://studopedia.ru/4_102592_soedineniya-shlitsevie-pryamobochnie-osnovnie-parametri.html
- 37 <http://5fan.ru/wievjob.php?id=7438>
- 38 http://www.agrosector.ru/cat-secondary/komosmesitel-seriya-isrk-12/cep_rolikovaya_671din_8187_28_v_1.html
- 39 https://studopedia.ru/8_174929_sili-v-peredache.html
- 40 <https://vmasshtabe.ru/mashinostroenie-i-mehanika/ptu/privodnoy-baraban-2.html>
- 41 <https://ruprompod.ru/importnye-podshipniki/podshipniki-sharikovie-radialno-upornie-dvuhryadnie-5318>
- 42 <https://meganorm.ru/Index2/1/4294837/4294837943.htm>
- 43 <https://studfiles.net/preview/5316217/page:20/>
- 44 <https://mehanik-ua.ru/lektsii-rmo/109-defektatsiya-detalej-i-sopryazhenij.html?showall=&start=1>
- 45 <https://studfiles.net/preview/5906034/page:27/>
- 46 <https://helpiks.org/4-60194.html>
- 47 <https://studfiles.net/preview/1549853/page:4/>