

Министерство образования Республики Беларусь

**Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»**

Кафедра «Техническая механика»

МЕХАНИКА

**УЧЕБНО-МЕТОДЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
по одноименному курсу
для студентов специальностей
1-43 01 03 «Электроснабжение»
и 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика»
дневной и заочной форм обучения**

Часть 2

Гомель 2017

УДК 621.8(075.8)
ББК 34.44я73
М55

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета
ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 6 от 08.02.2016 г.)*

Составители: Н. В. Иноземцева, С. И. Прач, Н. В. Прядко

Рецензент: зав. каф. «Материаловедение» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *И. Н. Степанкин*

Механика. : учеб.-метод. пособие по одним курсам для студентов специальностей 1-43 01 03 «Электроснабжение» и 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» днев. и заоч. форм обучения. Часть 2 / сост.: Н. В. Иноземцева, С. И. Прач, Н. В. Прядко. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2017. – 128 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://library.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Содержит требования и примеры по оформлению пояснительных записок для различных схем приводов к курсовому проекту по дисциплине «Механика».

Для студентов дневной и заочной форм обучения немашиностроительных специальностей.

УДК 621.8(075.8)
ББК 34.44я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2017

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по «Механике» является первой конструкторской работой студентов технических специальностей высших учебных заведений. Процесс работы над курсовым проектом систематизирует не только знания, полученные по дисциплине «Механика», но и другим дисциплинам, таким как «Техническая механика», «Теоретические основы электротехники», «Начертательная геометрия и инженерная графика», «Высшая математика», «Физика» и др.

Выполнение курсового проекта начинается с расчетно-пояснительной записки. Данное методическое пособие представляет собой требования и примеры по оформлению пояснительных записок для различных схем приводов.

Кроме того, пособие дает представление, о содержании разделов пояснительной записки, необходимых расчетах, рисунках и таблицах.

Требования, предъявляемые к оформлению пояснительной записки регламентируются требованиями ЕСКД ГОСТ 2.105-95 и ГОСТ 2.106-96.

1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1 Основные задачи курсового проектирования

Основными задачами курсового проектирования являются:

- выработка навыков творческого мышления.
- закрепление знаний, полученных ранее;
- формирование профессиональных навыков, связанных с самостоятельной деятельностью будущего специалиста;
- приобщение к работе со специальной и нормативной литературой;
- привитие практических навыков применения норм проектирования, методик расчетов, стандартов и других нормативных материалов;
- самостоятельное выполнение расчетов конструктивного характера;
- оформление проектных материалов (четкое, ясное, технически грамотное и качественное литературное изложение пояснительной записки и оформление графического материала проекта).

Тематика курсовых проектов определяется и утверждается решением кафедры, ведущей курсовое проектирование.

Тематика курсового проектирования должна отвечать учебным задачам данного предмета. Она должна быть направлена на получение студентами навыков самостоятельной творческой работы.

Курсовой проект, как правило, должен выполняться с применением современных информационных технологий.

1.2 Состав, содержание и объём курсовых проектов

Курсовой проект должен состоять из пояснительной записки и графической части. Структура и объём пояснительной записки и графической части курсового проекта устанавливаются кафедрой, исходя из характера проекта и учебной дисциплины, по которой

выполняется проект, а также времени, отводимого на самостоятельную работу студентов по данной дисциплине.

В общем случае, в соответствии с заданием к курсовому проекту по специальной дисциплине, рекомендуется следующий состав и порядок расположения материала в пояснительной записке:

- титульный лист стандартного образца;
- задание на выполнение курсового проекта стандартного образца;
- содержание;
- введение (цели проекта);
- проектные решения конструкторского характера с результатами расчетов;
- выводы;
- спецификация чертежей;
- список использованных источников.

2 ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ ПО МЕХАНИКЕ

2.1 Общие положения

Пояснительная записка, включающая эскизы, расчетные схемы и таблицы, является одним из основных документов, содержащих систематизированные сведения о выполнении курсового проекта и выполняемому по требованиям ГОСТ 2.105-95 «ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ТЕКСТОВЫМ ДОКУМЕНТАМ».

Общими требованиями к пояснительной записке являются:

- четкость и логическая последовательность изложения материала;
- обоснованность рекомендаций при выборе необходимых коэффициентов для расчета;

- точность формулировок, используемых при расчетах параметров и коэффициентов;
- конкретность в изложении результатов расчетов.

2.2 Структура пояснительной записки

Расчетно-пояснительная записка должна включать следующие структурные элементы:

- титульный лист;
- задание на выполнение курсового проекта;
- содержание;
- введение;
- основную часть (расчеты);
- список используемых источников;
- приложения.

Титульный лист (см. приложение А) является первой страницей пояснительной записки. Заполняется рукописным или машинописным способом и после выполнения курсового проекта подписывается руководителем проекта.

Задание на курсовое проектирование оформляется на бланке единого образца, располагается после титульного листа. Бланк задания, заверенный подписью, выдается студенту на кафедре преподавателем, ведущим курсовой проект, с указанием даты выдачи и сроков окончания выполнения курсового проекта.

Содержание – часть пояснительной записки, где проставляются номера и наименования разделов, подразделов и пунктов (если последние имеются) с указанием номеров страниц, на которых располагается начало текста разделов (подразделов) пояснительной записки.

Содержание располагается после задания на курсовое проектирование. Заголовок его, выполненный прописными буквами,

размещают сверху симметрично по тексту на расстоянии не менее одного интервала от текста (см. приложение Б).

Наименование основных элементов пояснительной записки (введение, разделы, список используемых источников и приложения) выполняются прописными буквами. Наименование подразделов и подпунктов выполняются строчными буквами (кроме начальной – прописной).

Введение должно содержать краткую характеристику, конструктивные особенности, назначение основных элементов проектируемого привода, достоинства и недостатки, а также рекомендации по применению проектируемого привода. Указать значимость выполнения курсового проекта.

Основная часть состоит из разделов, подразделов, пунктов и подпунктов. Заголовки и их содержание, определяются заданием на курсовое проектирование. В качестве примера при выполнении курсового проектирования по «Механике» могут быть использованы следующие основные разделы:

1 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА

1.1 Определение расчетной мощности привода

1.2 Выбор электродвигателя

1.3 Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по отдельным передачам

1.4 Определение силовых и кинематических параметров привода

1.5 Выбор стандартного редуктора и муфты

2 РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА

3 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНОГО ВАЛА

4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ДЕТАЛЕЙ ОТКРЫТОЙ ПЕРЕДАЧИ

5 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ПРИВОДА

6 ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ
ПРИВОДНОГО ВАЛА ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ
ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

7 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

8 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНОГО ВАЛА

9 СБОРКА ПРИВОДА

Примеры оформления основной части пояснительной записки для различных вариантов привода:

- ленточного конвейера (см. приложение В);
- привода к грузовой лебедке (см. приложение Г);
- приводной станции подвесного конвейера (см. приложение Д).

Список использованных источников должен содержать перечень литературы, использованной при выполнении расчетной и графической частей курсового проекта (см. приложение Е). Источники в списке располагаются в порядке появления ссылок на них в тексте записки и нумеруются арабскими цифрами с точкой. Нумерация их выполняется сквозной в пределах всей пояснительной записки. Сведения об источниках, включенных в список, необходимо давать в соответствии с требованиями ГОСТ 7.1-2003.

Материал, дополняющий текст записки, допускается помещать в приложениях. Приложениями могут быть графические материалы (эскизная компоновка привода и спецификации к сборочным чертежам). Приложения располагаются после списка использованных источников.

3 ОФОРМЛЕНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Пояснительная записка выполняется по формам 5 и 5а ГОСТ 2.106-68, на писчей нелинованной бумаге формата А4 с одной стороны одним из следующих способов:

- рукописным - с высотой букв и цифр не менее 2,5 мм. Цифры и буквы необходимо писать четко черным стержнем.
- с применением печатающих и графических устройств вывода (ГОСТ 2.004-88).

Текст пояснительной записки выполняется в редакторе MS Word, шрифтом Times New Roman размером 14 пунктов, выравнивание по ширине страницы, автоматическая расстановка переносов, междустрочный интервал - одинарный, абзацный отступ - 1,25 мм, поля: верхнее, нижнее и правое - 25 мм, левое - 30 мм, расстояние от края до колонтитулов - 20 мм.

Нумерация пояснительной записки начинается со страницы 3 (титульный лист и задание не нумеруются). Номер страницы проставляется в штампе.

Текст должен быть отпечатан на одной стороне стандартного листа формата А4.

Опечатки, описки и графические неточности, обнаруженные в процессе выполнения документа, допускается исправлять закрашиванием белой краской и нанесением на том же месте исправленного текста (графика) машинописным способом или черным стержнем рукописным способом.

Повреждения листов пояснительной записки, помарки и следы не полностью удаленного прежнего текста (графика) не допускаются.

Сокращения слов или словосочетаний допускается только общепринятые (по ГОСТ 7.12-93).

3.1 Построение записки (ГОСТ 2.105-95)

Текст записки при необходимости разделяют на разделы и подразделы.

Разделы должны иметь порядковые номера в пределах всей записки, обозначенные арабскими цифрами без точки и записанные с абзацевого отступа. Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела. Номер подраздела состоит из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой. В конце номера подраздела точка не ставится. Разделы, как и подразделы, могут состоять из одного или нескольких пунктов.

Если документ не имеет подразделов, то нумерация пунктов в нем должна быть в пределах каждого раздела, и номер пункта должен состоять из номеров раздела и пункта, разделенных точкой. В конце номера пункта точка не ставится, например:

1 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА

1.1 Определение расчетной мощности привода

1.2 Выбор электродвигателя

2 РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА

2.1 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость

2.2 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Если документ имеет подразделы, то нумерация пунктов должна быть в пределах подраздела и номер пункта должен состоять из номеров раздела, подраздела и пункта, разделенных точками, например:

2 РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА

2.1 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость

2.1.1

2.1.2

2.2 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

2.2.1

2.2.2

Если раздел или подраздел состоит из одного пункта, он также нумеруется.

Если текст документа подразделяется только на пункты, они нумеруются порядковыми номерами в пределах документа.

Пункты, при необходимости, могут быть разбиты на подпункты, которые должны иметь порядковую нумерацию в пределах каждого пункта, например: 4.2.1.1, 4.2.1.2 и т.д.

Внутри пунктов или подпунктов могут быть приведены перечисления.

Перед каждой позицией перечисления следует ставить дефис или при необходимости ссылки в тексте документа на одно из

перечислений, строчную букву, после которой ставится скобка. Для дальнейшей детализации перечислений необходимо использовать арабские цифры, после которых ставится скобка, а запись производится с абзацного отступа, как показано в примере.

Пример:

- а) _____;
- б) _____:

 - 1) _____;
 - 2) _____;

- в) _____.

Каждый пункт, подпункт и перечисление записывают с абзацного отступа.

Разделы, подразделы должны иметь заголовки. Пункты, как правило, заголовков не имеют.

Заголовки должны четко и кратко отражать содержание разделов, подразделов.

Заголовки следует печатать с прописной буквы, без точки в конце, не подчеркивая. Переносы слов в заголовках не допускаются. Если заголовок состоит из двух предложений, их разделяют точкой.

Расстояние между заголовком и текстом при выполнении документа машинописным способом должно быть равно 3,4 интервалам, при выполнении рукописным способом - 15 мм. Расстояние между заголовками раздела и подраздела - 2 интервала, при выполнении рукописным способом - 8 мм.

Каждый раздел текстовой записки рекомендуется начинать с нового листа.

В записке на первом (заглавном) листе содержание, включающее номера и наименования разделов и подразделов с указанием номеров листов (страниц). Содержание включают в общее количество страниц.

Слово "Содержание" записывают в виде заголовка (симметрично тексту) с прописной буквы. Наименования, включенные в содержание, записывают строчными буквами, начиная с прописной буквы.

В конце записки приводится список литературы, которая была использована при ее составлении. Выполнение списка и ссылки на него в тексте - по ГОСТ 7.32-91. Список литературы включают в содержание документа.

Нумерация страниц документа и приложений, входящих в состав этого документа, должна быть сквозная.

3.2 Изложение текста пояснительной записки

3.2.1 Оформление формул

Формулы в тексте набираются с помощью встроенного в MS Word редактора формул Microsoft Equation, стиль математический, размер «по умолчанию». Параметры для Microsoft Equation при наборе формул следующие: шрифт Times New Roman; величины переменных набираются курсивом. При использовании кириллицы и греческих букв для написания обычного текста и текста нижних индексов, начертание букв - прямое (кроме переменных). При написании цифр дробная часть от целой отделяется запятой, начертание - прямое. Размер обычный - 14 пунктов, крупный индекс - 10 пунктов, мелкий индекс - 8 пунктов, крупный символ - 21 пункт, мелкий символ - 15 пунктов.

Например:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_m \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{он}} \cdot \eta_{\text{нк}} , \quad (2)$$

где η_m – КПД муфты; $\eta_m = 0,99$ [1, с.140, т.П2.1];

$\eta_{\text{ред}}$ – КПД редуктора; $\eta_{\text{ред}} = 0,87$ по таблице 19;

$\eta_{\text{он}}$ – КПД открытой цепной передачи; $\eta_{\text{он}} = 0,93$ [1, с.140, т.П2.1];

$\eta_{\text{нк}}$ – КПД пары подшипников качения; $\eta_{\text{нк}} = 0,99$ [1, с.140, т.П2.1];

$$\eta_{\text{общ}} = 0,99 \cdot 0,87 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 0,793.$$

Каждая формула, впервые используемая в расчетах, должна быть расшифрована и пронумерована. Формулы должны быть пронумерованы сквозной нумерацией арабскими цифрами, которые записывают на уровне формулы справа в круглых скобках.

Ссылки в тексте на порядковые номера формул дают в скобках, например, в формуле (1).

3.2.2 Оформление иллюстраций

Количество иллюстраций должно быть достаточным для пояснения излагаемого текста. Иллюстрации могут быть расположены как по тексту записки (возможно ближе к соответствующим частям текста), так и в конце его. Иллюстрации должны быть выполнены в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД. Схемы, рисунки и чертежи сканируются с разрешением не менее 300 dpi, черно-белое изображение, либо выполняются при помощи графических редакторов. Иллюстрации, за исключением иллюстраций приложений, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. Если рисунок один, то он обозначается "Рис. 1".

Например:

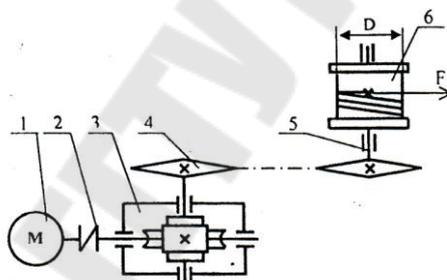


Рис. 1 – Кинематическая схема привода к грузовой лебедке
1 – электродвигатель, 2 – муфта, 3 – червячный редуктор,
4 – открытая цепная передача, 5 – приводной вал, 6 – барабан

Допускается нумеровать иллюстрации в пределах раздела. В этом случае номер иллюстрации состоит из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, разделенных точкой. Например - Рис. 1.1.

При ссылках на иллюстрации следует писать "... в соответствии с рисунком 2" при сквозной нумерации и "... в соответствии с рисунком 1.2" при нумерации в пределах раздела.

Подписуемая подпись должна быть набрана при помощи текстового редактора. Представленные графические материалы должны соответствовать требованиям ЕСКД.

3.2.3 Оформление таблиц

Таблицы применяют для наглядности и удобства сравнения результатов расчетов. Название таблицы должно отражать ее содержание, быть точным и кратким. Таблица располагается непосредственно после текста, в котором она упоминается впервые, или на следующей странице и должна иметь заголовок и нумерацию. Нумерация таблиц выносится в правый ряд набора и выделяется курсивом. Заголовок размещают непосредственно над таблицей, и выделяется шрифтом полужирного начертания.

Например:

Таблица 1

Характеристика электродвигателя

| Обозначение электродвигателя | Исполнение | Номинальная мощность, кВт | Частота вращения, об/мин | $\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$ | $\frac{T_{мах}}{T_{ном}}$ | d_{эд}, мм |
|-------------------------------------|-------------------|----------------------------------|---------------------------------|----------------------------|---------------------------|---------------------------|
| АИР100L4 | IM1081 | 4 | 1410 | 2,1 | 2,4 | 28 |

При переносе части таблицы название помещают только над первой частью таблицы. Перенесенную часть таблицы подписывают, как «Продолжение таблицы 2».

Например:

Таблица 2

Параметры цепной передачи

| Наименование параметра | Значение |
|-------------------------------|-----------------|
| Тип цепи | ПР |
| Межосевое расстояние а , мм | 1025 |
| Число звеньев L _г | 130 |

Продолжение таблицы 2

| | |
|--|-------|
| Число зубьев звездочки: | |
| z_1 | 25 |
| z_2 | 71 |
| Диаметры делительной окружности звездочек, мм: | |
| – ведущей d_{o1} | 202,7 |
| – ведомой d_{o2} | 574,7 |
| Диаметр наружной окружности звездочек, мм: | |
| – ведущей D_{e1} | 214 |
| – ведомой D_{e2} | 587 |

На все таблицы должны быть ссылки. При ссылке следует писать слово «таблица» с указанием ее номера. Заголовки граф и строк таблицы следует писать с прописной буквы в единственном числе, а подзаголовки граф - со строчной буквы, если они составляют одно предложение с заголовком, или с прописной буквы, если они имеют самостоятельное значение. В конце заголовков и подзаголовков таблиц точки не ставят.

Допускается применять размер шрифта в таблице меньший, чем в основном тексте.

3.2.4 Оформление ссылок на литературу

Ссылки на документы (книги, справочники, ГОСТ и т.п.) следует указывать порядковым номером по списку использованных источников, выделяя их квадратными скобками. При необходимости после номера источника указываются уточняющие данные (страница, рисунок, таблица и т.п.).

Например: [1, с.140, т.П2.1], [5, с.87, рис.12.1]

4 СПЕЦИФИКАЦИИ

Дополнительно пояснительная записка должна иметь приложения, которые представляют собой спецификации к сборочным чертежам (см. приложение Ж).

Спецификация представляет собой самостоятельный конструкторский документ и выполняется на отдельных листах бумаги формата А4 (допускается иногда выполнять на поле чертежа). Текст спецификации может быть написан от руки или с помощью ЭВМ. В спецификацию вносят: номера позиций, обозначения, наименования и количество составных частей, входящих в специфицируемое изделие. Основная надпись спецификации выполняется по ГОСТ 2.104-68.

Спецификация к чертежу в общем случае состоит из разделов: документация, комплексы, сборочные единицы, детали, стандартные изделия, прочие изделия, материалы, комплекты. Наличие разделов определяется составом изделия. Название каждого раздела указывают в виде заголовка в графе "Наименование" и подчеркивают. После каждого раздела спецификации необходимо оставлять несколько свободных строк для дополнительных записей и по одной строке после каждого заголовка.

Графы спецификации заполняют:

Форм. - формат на котором выполнен чертеж детали (если чертежи не выпущены, то ставят БЧ); Зона - для сложных чертежей больших размеров указывается номер зоны, в которой находится деталь; Поз. (позиция) - указывают порядковые номера составных деталей изделия; Обозначение - записывают обозначения конструкторских документов. Наименование - указывают наименование изделия и его составных частей; Кол. (количество) - указывают количество составных частей в изделии; Прим. (примечание) - дают дополнительные данные, например, для деталей, на которые не выпущены чертежи, - массу. Стандартные изделия записывают в алфавитном порядке с теми наименованиями и обозначениями, которые им присвоены соответствующими стандартами. В разделе "Прочие изделия" вносят нестандартные изделия, изготавливаемые по отраслям. Более подробно о заполнении спецификации см. ГОСТ 2.108-68.

5 ОБОЗНАЧЕНИЕ ДОКУМЕНТАЦИИ

КОНСТРУКТОРСКОЙ

Каждый лист пояснительной записки должен содержать рамку и штамп. Поля штампа заполняют в соответствии с обозначением конструкторской документации:

КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00 ПЗ СБ ОВ

└┘ └┘ └┘ └┘└┘└┘└┘└┘└┘└┘└┘

1 2 3 4 5 6 7 8

- 1 - Курсовой проект;
- 2 - Курс М (механика), ПМ (прикладная механика);
- 3 - ХХ – номер задания (01...50);
- 4 - ХХ – номер варианта (01...10);
- 5 - 00 – сборочные узлы;
- 6 - 00 – сборочные единицы;
- 7 - 00 – детали;
- 8 - ПЗ – пояснительная записка, СБ – сборочный чертеж, ОВ - общий вид.

Например, КП.ПМ.05.10.00.00.00 ПЗ

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 2.105-95 Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам
2. ГОСТ 7.12-93 Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Библиографическая запись. Сокращение слов на русском языке. Общие требования и правила.
3. ГОСТ 7.54-88 Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Представление численных данных о свойствах веществ и материалов в научно-технических документах. Общие требования
4. ГОСТ 2.004-88 Единая система конструкторской документации. Общие требования к выполнению конструкторских и технологических документов на печатающих и графических устройствах вывода ЭВМ
5. ГОСТ 2.104-2006 Единая система конструкторской документации. Основные надписи
6. ГОСТ 2.106-96 Единая система конструкторской документации. Текстовые документы
7. ГОСТ 2.109-73 Единая система конструкторской документации. Основные требования к чертежам
8. ГОСТ 2.301-68 Единая система конструкторской документации. Форматы
9. ГОСТ 2.304-81 Единая система конструкторской документации. Шрифты чертежные
10. ГОСТ 2.316-68 Единая система конструкторской документации. Правила нанесения на чертежах надписей, технических требований и таблиц
11. ГОСТ 2.321-84 Единая система конструкторской документации. Обозначения буквенные
12. ГОСТ 2.503-90 Единая система конструкторской документации. Правила внесения изменений

13. ГОСТ 6.38-90* Унифицированные системы документации. Система организационно-распорядительной документации. Требования к оформлению документов

14. ГОСТ 7.32-2001 Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления

15. ГОСТ 8.417-2002 Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин

16. ГОСТ 13.1.002-2003 Репрография. Микрография. Документы для микрофильмирования. Общие требования и нормы

17. ГОСТ 21.101-97 Система проектной документации для строительства. Основные требования к рабочей документации

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования

Гомельский государственный технический университет

имени П.О. Сухого

_____ факультет

Кафедра: «Детали машин»

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовому проекту по дисциплине «_____»

на тему: «_____»

Выполнил студент гр. _____

Принял преподаватель

Гомель, 20__

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Содержание

| | |
|---|--|
| ВВЕДЕНИЕ | |
| 1 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА | |
| 1.1 | Определение расчетной мощности привода.....5 |
| 1.2 | Выбор электродвигателя.....6 |
| 1.3 | Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по передачам.....7 |
| 1.4 | Определение силовых и кинематических параметров привода.....7 |
| 1.5 | Выбор редуктора и муфты.....8 |
| 2 РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА.....11 | |
| 3 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНОГО ВАЛА.....17 | |
| 4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ДЕТАЛЕЙ ОТКРЫТОЙ ПЕРЕДАЧИ.....19 | |
| 5 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ПРИВОДА.....21 | |
| 6 ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ ПРИВОДНОГО ВАЛА ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ | |
| 6.1 | Определение усилий.....23 |
| 6.2 | Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах и проверка долговечности подшипников.....24 |
| 7 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ.27 | |
| 8 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНОГО ВАЛА.....28 | |
| 9 СБОРКА ПРИВОДА.....33 | |
| ЛИТЕРАТУРА | |
| Приложения | |

| | | | | | | | | | | | | | |
|------------------------|------|----------|--------------|-----|---|--|--|---|--------------|------------------------|--|--|--|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | | | | | | | | |
| Изм | Лист | № докум. | Подпис | Дат | Пояснительная записка | | | | | | | | |
| Разраб. | | | | | | | | | | | | | |
| Провер. | | | | | | | | | | | | | |
| Реценз. | | | | | | | | | | | | | |
| Н. Контр. | | | | | | | | | | | | | |
| Утверд. | | | | | <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 20%;"></td> <td style="width: 20%;"></td> <td style="width: 20%; text-align: center;">3</td> <td style="width: 40%; text-align: right;">Листов 34</td> </tr> <tr> <td colspan="4" style="text-align: center; padding-top: 5px;">ГГТУ имени П.О. Сухого</td> </tr> </table> | | | 3 | Листов 34 | ГГТУ имени П.О. Сухого | | | |
| | | 3 | Листов 34 | | | | | | | | | | |
| ГГТУ имени П.О. Сухого | | | | | | | | | | | | | |

ПРИЛОЖЕНИЕ В

1 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА

Привод к ленточному конвейеру состоит из электродвигателя 1, клиноременной передачи 2, редуктора 3, муфты 4 и приводного вала 5 с барабаном 6. Подобрать электродвигатель, муфту, редуктор и рассчитать клиноременную передачу и приводной вал при условии, что мощность на приводном валу $P=2,6\text{кВт}$ и его частота вращения $n=91\text{об/мин}$. Срок службы редуктора: 20000 ч. Недостающие данные принять самостоятельно.

Кинематическая схема:

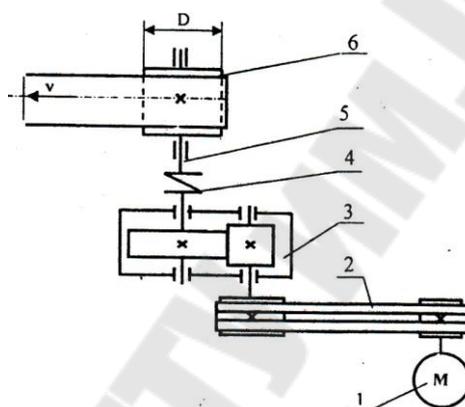


Рис. 1 – Кинематическая схема привода ленточного конвейера
1 – электродвигатель, 2 – открытая клиноременная передача, 3 – цилиндрический одноступенчатый редуктор, 4 – муфта, 5 – приводной вал, 6 – барабан

1.1 Определение расчетной мощности привода

Расчетная мощность электродвигателя определяется по формуле [1, с.49, формула 6.1]:

$$P_{эд} = \frac{P}{\eta_{общ}}, \quad (1)$$

где P – мощность на приводном валу конвейера, кВт, $P=2,6\text{кВт}$;
 $\eta_{общ}$ – общий КПД привода.

Для рассматриваемой схемы общий КПД привода определяем по формуле:

$$\eta_{общ} = \eta_{оп} \cdot \eta_{ред} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{нк}, \quad (2)$$

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 5 |

где η_m – КПД муфты; $\eta_m = 0,99$ [1, с.140, т.П2.1];

$\eta_{ред}$ – КПД редуктора; $\eta_{ред} = 0,98$ [2, с.15, т.П1.1];

$\eta_{он}$ – КПД открытой клиноременной передачи; $\eta_{он} = 0,94$ [1, с.140, т.П2.1];

$\eta_{нк}$ – КПД пары подшипников качения; $\eta_{нк} = 0,99$ [1, с.140, т.П2.1];

$$\eta_{общ} = 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 0,903;$$

$$P_{эд} = \frac{2,6}{0,903} = 2,879 \text{ кВт.}$$

1.2 Выбор электродвигателя

Ориентировочно требуемая частота вращения вала электродвигателя определяется по формуле [1, с.50, формула 6.3]:

$$n_{тр} = n \cdot u_{он\min} \cdot u_{ред.ср}, \quad (3)$$

где $u_{он\min}$ – наименьшее значение передаточного числа открытой передачи привода; $u_{он\min} = 2$ [1, с.141, т.П2.3];

$u_{ред.ср}$ – среднее значение передаточного числа редуктора привода; $u_{ред.ср} = 4$ [1, с.141, т.П2.3];

n – номинальная частота вращения приводного вала; $n = 91$ об/мин,

$$n_{тр} = 91 \cdot 2 \cdot 4 = 728 \text{ об/мин.}$$

По величине $n_{тр}$ с учетом $P_{эд}$ принимаем по [9, с.384, т.19.27] электродвигатель АИР112МВ8.

Техническая характеристика принятого электродвигателя представлена в таблице 1.

Таблица 1

Характеристика электродвигателя

| Обозначение электродвигателя | Исполнение | Номинальная мощность, кВт | Частота вращения, об/мин | $\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$ | $\frac{T_{max}}{T_{ном}}$ | $d_{эд}$, мм |
|------------------------------|------------|---------------------------|--------------------------|----------------------------|---------------------------|---------------|
| АИР112МВ8 | IM1081 | 3 | 700 | 2 | 2,2 | 32 |

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 6 |

1.3 Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по передачам

Общее передаточное число привода определяется по формуле [1, с.51, формула 6.6]

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{эд}}}{n}; \quad (4)$$
$$u_{\text{общ}} = \frac{700}{91} = 7,69.$$

Оставляем передаточное число редуктора $u_{\text{ред}} = 4$, тогда передаточное число открытой клинременной передачи составит

$$u_{\text{окл}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{ред}}} = \frac{7,69}{4} = 1,92.$$

1.4 Силовые и кинематические параметры привода

Расчет элементов привода выполняем по расчетной мощности $P_{\text{эд}}$ электродвигателя.

Для каждого из валов элементов привода определяем частоту вращения n , мощность P и вращающий момент T .

Определяем частоты вращения валов привода [1, с. 51]:

$$n_{\text{эд}} = 700 \text{ об/мин};$$
$$n_1 = \frac{n_{\text{эд}}}{u_{\text{окл}}}; n_1 = \frac{700}{1,92} = 363,996 \text{ об/мин};$$
$$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{ред}}}; n_2 = \frac{363,996}{4} = 91 \text{ об/мин};$$
$$n_3 = n_2; n_3 = 91 \text{ об/мин}.$$

Определение мощностей, передаваемых на валы привода [1, с. 52]:

$$P_{\text{эд}} = 2,879 \text{ кВт};$$
$$P_1 = P_{\text{эд}} \cdot \eta_{\text{окл}}; P_1 = 2,908 \cdot 0,94 = 2,707 \text{ кВт};$$
$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{ред}}; P_2 = 2,707 \cdot 0,98 = 2,652 \text{ кВт};$$
$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{нк}}; P_3 = 2,652 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 2,6 \text{ кВт}.$$

Определение вращающих моментов передаваемых на валы [1, с. 52]:

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 7 |

$$T_i = 9550 \frac{P_i}{n_i}; \quad (5)$$

$$T_{\text{эд}} = 9550 \cdot \frac{2,879}{700} = 39,278 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{2,707}{363,996} = 71,022 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{2,652}{91} = 278,314 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3 = 9550 \cdot \frac{2,6}{91} = 272,857 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Результаты расчета представлены в таблице 2.

Таблица 2

Силовые и кинематические параметры привода

| Номер вала | Частота вращения, об/мин | Мощность, кВт | Крутящий момент, Н·м |
|------------------|-----------------------------|------------------|-------------------------|
| Электродвигатель | 700 | 2,879 | 39,278 |
| 1 | 363,996 | 2,707 | 71,022 |
| 2 | 91 | 2,652 | 278,314 |
| 3 | 91 | 2,6 | 272,857 |

1.5 Выбор редуктора и муфты

Передаточное число редуктора $u_{\text{ред}} = 4$.

Редуктор выбираем по расчетному крутящему моменту на выходном валу редуктора и с учетом проверки по радиальным консольным нагрузкам.

Расчетный крутящий момент на выходном валу редуктора определяется по формуле [2, с.6, формула 3]:

$$T_{\text{ВЫХ.РАСЧ.}} = T_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}} \cdot K_{\text{УР}}, \quad (6)$$

где $T_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}}$ – требуемый крутящий момент на выходном валу редуктора, $T_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}} = T_2 = 278,314 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

$K_{\text{УР}}$ – коэффициент условия работы, определяем по формуле [2, с.4, формула 1]:

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|-----|-------------------------|------|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпис | Дат | | 8 |

$$K_{УР} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_{ПВ} \cdot K_{РЕВ}, \quad (7)$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий динамические характеристики двигателя, $K_1=1,2$ [2, с.7, табл.1];

K_2 – коэффициент, учитывающий продолжительность работы в сутки, $K_2=1,25$ [2, с.7, табл.2];

K_3 – коэффициент, учитывающий количество пусков в час, $K_3=1,2$ [2, с.8, табл.3];

$K_{ПВ}$ – коэффициент, учитывающий продолжительность включения (ПВ), $K_{ПВ}=1,0$ [2, с.8, табл.4];

$K_{РЕВ}$ – коэффициент, учитывающий реверсивность редуктора, $K_{РЕВ}=1$ (передача неревверсивная).

$$K_{УР} = 1,2 \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 = 1,8;$$

$$T_{ВЫХ.РАСЧ.} = 278,314 \cdot 1,8 = 500,965 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из каталога выбираем стандартный одноступенчатый редуктор из условия [2, с.9, формула 6]:

$$T_{ВЫХ.НОМ.} \geq T_{ВЫХ.РАСЧ.} \quad (8)$$

где $T_{ВЫХ.НОМ.}$ – номинальный крутящий момент из таблицы [2, с.15, т.П.1.1] для одноступенчатого цилиндрического редуктора, $T_{ВЫХ.НОМ.} = 2500 \text{ Н}\cdot\text{м} \geq T_{ВЫХ.РАСЧ.} = 500,965 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Принимаем редуктор: *Редуктор 1ЦУ-200-4-21 ЦУ2*.

Выполняем проверку правильности выбора редуктора по консольным радиальным нагрузкам на входном и выходном валах редуктора [2, с.9, формулы 11,12]:

$$F_{ВЫХ.НОМ.} \geq F_{ВЫХ.РАСЧ.} \quad (9)$$

$$F_{ВХ.НОМ.} \geq F_{ВХ.РАСЧ.} \quad (10)$$

где $F_{ВЫХ.НОМ.}$, $F_{ВХ.НОМ.}$ – номинальные радиальные консольные нагрузки из таблицы [2, с.15, т.П.1.1] для цилиндрического одноступенчатого редуктора, для редуктора 1ЦУ-200: $F_{ВЫХ.НОМ.} = 6300 \text{ Н}$, $F_{ВХ.НОМ.} = 2800 \text{ Н}$;

$F_{ВЫХ.РАСЧ.}$, $F_{ВХ.РАСЧ.}$ – расчетные радиальные консольные нагрузки на выходном и входном валах редуктора соответственно [2, с.9, формулы 7,8]:

$$F_{ВЫХ.РАСЧ.} = F_{ВЫХ.ТРЕБ.} \cdot K_{УР}, \quad (11)$$

$$F_{ВХ.РАСЧ.} = F_{ВХ.ТРЕБ.} \cdot K_{УР}, \quad (12)$$

| | | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|--|-------------------------|-----|
| | | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | | 9 |

где $F_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}}$, $F_{\text{ВХ.ТРЕБ.}}$ – требуемые радиальные консольные нагрузки на выходном и входном валах редуктора соответственно,

$$F_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}} = F_M,$$

где F_M – консольная нагрузка от муфты, выбранной в зависимости от требуемого крутящего момента и диаметров валов, которых она соединяет.

$$F_M = (0,2 \dots 0,5) \cdot 2 \cdot T_2 / D_0, \quad (13)$$

где D_0 – диаметр муфты, в месте приложения нагрузки.

Для соединения выходного вала редуктора $d_{\text{вых}} = 70$ мм и приводного вала $d_{\text{впр.}} = 42$ мм используем муфту цепную из условия:

$$T_{\text{н.ном}} > T_{\text{н.расч}}, \quad (14)$$

$$T_{\text{ном.расч}} = T_2 \cdot K_{\text{уп}};$$

$$T_{\text{ном.расч}} = 278,314 \cdot 1,8 = 500,965 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Согласно условию $1000 > 500,965 \text{ Н} \cdot \text{м}$; принимаем муфту [4, с.36, т.3П.5] МЦ-1000-70-42-У3, для которой

$$D_0 = \frac{t}{\sin(\pi/z)}, \quad (15)$$

где t – шаг цепи, $t=38,1$ мм;

z – количество зубьев звездочки муфты, $z=12$.

$$D_0 = \frac{38,1}{\sin(\pi/12)} = 147 \text{ мм}.$$

Получаем,

$$F_M = (0,2 \dots 0,5) \cdot 2 \cdot 278,314 / 0,147 = (757,3 \dots 1893,3) \text{ Н}.$$

$$F_{\text{ВХ.РАСЧ.}} = F_{\text{ОП}},$$

где $F_{\text{ОП}}$ – консольная нагрузка от открытой клиноременной передачи, $F_{\text{ОП}}=1269 \text{ Н}$ (см. п.2).

$$F_{\text{ВЫХ.НОМ.}} = 6300 \text{ Н} \geq F_{\text{ВЫХ.РАСЧ.}} = 1893,3 \cdot 1,8 = 3407,9 \text{ Н}$$

$$F_{\text{ВХ.НОМ.}} = 2800 \text{ Н} \geq F_{\text{ВХ.РАСЧ.}} = 1269 \cdot 1,8 = 2284 \text{ Н}$$

Условия выполнены.

Проверку условия отсутствия перегрева не выполняем, т.к. термическая мощность для данного типа редуктора не лимитируется.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 10 |

2 РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА

Исходные данные:

Мощность электродвигателя $P_{эд} = 2,879 \text{ кВт}$

Передаточное число открытой клиноременной передачи $u_{окп} = 1,92$.

Частота вращения вала электродвигателя $n_{эд} = 700 \text{ об/мин}$.

1. Крутящий момент на ведущем шкиве

$$T_{эд} = 39,278 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

2. По заданным величинам $P_{эд}$ и $n_{эд}$ [13, с.83, рисунок 5.2] принимаем сечение ремня А.

Параметры поперечных сечений ремня [3, с.44, т.П1.13]:

$B_p = 11 \text{ мм}$; $h_p = 8 \text{ мм}$; $B = 13 \text{ мм}$; $H = 2,8 \text{ мм}$; $A = 81 \text{ мм}^2$; $q = 0,1 \text{ кг/м}$.

3. Диаметр меньшего шкива [3, с.44, т.П1.13] для сечения А – $D_{1\text{min}} = 90 \text{ мм}$. Так как в рассматриваемом случае нет жестких ограничений к габаритам передачи, то для повышения долговечности ремня принимаем $D_1 = 100 \text{ мм}$.

4. Определяем диаметр большего шкива [3, с.4, формула 1.2]

$$D_2 = D_1 \cdot u_{окп} \cdot (1 - \varepsilon); \quad (16)$$

где ε – коэффициент упругого скольжения, $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$,

$$D_2 = 100 \cdot 1,92 \cdot (1 - 0,01) = 190 \text{ мм}.$$

Стандартный диаметр [3, с.45, т.П1.16] $D_2 = 200 \text{ мм}$.

5. Определяем фактическое передаточное число [3, с.4, формула 1.3]

$$u_{окп} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)}; \quad (17)$$

$$u_{окп} = \frac{200}{100 \cdot (1 - 0,01)} = 2,02;$$

Полученное передаточное число отличается от заданного на 4,9%, что допустимо.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 11 |

6. Определяем скорость ремня [3,с.4, формула 1.3]

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{эд}}{60 \cdot 1000} \quad (18)$$

где D_1 – расчетный диаметр меньшего шкива, мм;

$n_{эд}$ – частота вращения меньшего шкива, об/мин;

$$v = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 700}{60 \cdot 1000} = 3,66 \text{ м/с}$$

7. Частота вращения вала ведомого шкива [3,с.11, формула 1.22]

$$n_1 = \frac{D_1 \cdot n_{эд} \cdot (1 - \varepsilon)}{D_2}; \quad (19)$$

$$n_1 = \frac{100 \cdot 700 \cdot (1 - 0,01)}{200} = 346,5 \text{ об/мин.}$$

8. Межосевое расстояние согласно таблицы [3,с.45, т.П1.17]

$$a = 1,2 \cdot D_2 = 1,2 \cdot 200 = 240 \text{ мм.}$$

9. Расчетная длина ремня [3,с.5, формула 1.6]

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} \quad (20)$$

$$L = 2 \cdot 240 + \frac{3,14}{2} \cdot (100 + 200) + \frac{(200 - 100)^2}{4 \cdot 240} = 961,4 \text{ мм}$$

Принимаем $L = 950$ мм [3,с.44, т.П1.14]

10. По стандартной длине L уточняем действительное межосевое расстояние [3,с.6, формула 1.9]

$$a = \frac{2L - \pi \cdot (D_1 + D_2) + \sqrt{(2L - \pi \cdot (D_1 + D_2))^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2}}{8}, \quad (21)$$

$$a = \frac{2 \cdot 950 - \frac{3,14}{2} \cdot (100 + 200) + \sqrt{(2 \cdot 950 - 3,14 \cdot (100 + 200))^2 - 8 \cdot (200 - 100)^2}}{8} = 293$$

мм;

Минимальное межосевое расстояние для удобства монтажа и снятия ремней [3,с.12]

$$a_{\min} = a - 0,01L = 293 - 0,01 \cdot 950 = 283,5 \text{ мм.}$$

Максимальное межосевое расстояние для создания натяжения и подтягивания ремня при вытяжке [3,с.12]

$$a_{\max} = a + 0,025L = 293 + 0,025 \cdot 950 = 317 \text{ мм.}$$

11. Определяем угол обхвата на меньшем шкиве по формуле [3,с.6, формула 1.10]

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 12 |

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{a} \quad (22)$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{200 - 100}{293} = 160.5^\circ > 120^\circ$$

12. Исходная длина ремня [3,с.45, т.П1.18] $L_0 = 1700$ мм.

Относительная длина

$$\frac{L}{L_0} = \frac{950}{1700} = 0,56.$$

13. Определяем мощность, допускаемую на один клиновой ремень [3,с.13, формула 1.23]

$$[P] = (P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta P_u) \cdot C_p \quad (23)$$

где P_0 – мощность, допускаемая на один ремень при $\alpha = 180^\circ$, $u_{окл} = 1$, исходной длине L_0 и спокойной работе [3,с.45, т.П1.18]; $P_0 = 0,72$;

C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на тяговую способность ремня [3,с.46, т.П1.19]; $C_\alpha = 0,95$;

C_L – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня на его долговечность, определяется в зависимости от отношения $\frac{L_0}{L}$ [3,с.46, т.П1.20]; $C_L = 0,87$;

C_p – коэффициент режима работы [3,с.43, т.П1.10]; $C_p = 1$;

ΔP_u – поправка, учитывающая уменьшение влияния на долговечность изгиба ремня на большом шкиве с увеличением передаточного числа [3,с.13, формула 1.24];

$$\Delta P_u = 0,0001 \cdot \Delta T_u \cdot n_{\text{од}} \quad (24)$$

где ΔT_u – поправка к крутящему моменту на меньшем шкиве [3,с.46, т.П1.20], $\Delta T_u = 1,1$ Н·м.

$$\Delta P_u = 0,0001 \cdot 1,1 \cdot 700 = 0,08 \text{ кВт},$$

$$[P] = (0,72 \cdot 0,95 \cdot 0,87 + 0,08) \cdot 1 = 0,675 \text{ кВт}$$

14. Определяем расчетное число клиновых ремней в передаче [3,с.13, формула 1.25]

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 13 |

$$z = \frac{P}{[P]}, \quad (25)$$

где P – мощность, передаваемая меньшим шкивом, Н·м.

$$z = \frac{2,879}{0,675} = 4,265.$$

Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки $C_z = 0,9$ [3, с.46, т.П1.22].

15. Действительное число ремней в передаче [3, с.14, формула 1.26]

$$z' = \frac{z}{C_z}, \quad (26)$$

$$z' = \frac{4,265}{0,9} = 4,739$$

Принимаем число ремней $z' = 5$.

16. Для расчета валов и подшипников необходимо знать усилия, действующие на валы.

Сила начального натяжения одного клинового ремня F_0 , Н, определяется по формуле [3, с.14, формула 1.27]

$$F_0 = \frac{780 \cdot P}{v \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot z} + q \cdot v^2, \quad (27)$$

где v – скорость ремня, м/с;

q – масса одного погонного метра ремня, кг/м.

$$F_0 = \frac{780 \cdot 2,879}{3,71 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 5} + 0,1 \cdot 3,66^2 = 128,8 \text{ Н.}$$

Окружная сила, передаваемая комплектом клиновых ремней или поликлиновым ремнем F_t , Н, определяется по формуле [3, с.14, формула 1.28]

$$F_t = \frac{P \cdot 10^3}{v}; \quad (28)$$

$$F_t = \frac{2,879 \cdot 10^3}{3,66} = 787 \text{ Н.}$$

Силы натяжения ведущей F_1 и ведомой ветвей F_2 , Н:

– одного клинового ремня [3, с.14, формулы 1.29, 1.30]

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 14 |

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2z'} ; \quad (29)$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2z'} ; \quad (30)$$

$$F_1 = 128,8 + \frac{787}{2 \cdot 5} = 207,5 \text{ Н},$$

$$F_2 = 128,8 - \frac{787}{2 \cdot 5} = 50,1 \text{ Н}.$$

Усилие, действующее на вал от клиноременной передачи F_{on} , Н, определяется по формуле [3, с.15, формула 1.31]

$$F_{on} = 2 \cdot F_0 \cdot z' \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} , \quad (31)$$

$$F_{on} = 2 \cdot 128,8 \cdot 5 \cdot \sin \frac{160,5}{2} = 1269 \text{ Н}.$$

Проверочный расчёт

Прочность одного клинового ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви проверяется по условию [3, с.8, формула 1.18]

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_v \leq [\sigma_p] , \quad (32)$$

где σ_1 – напряжение растяжения [3, с.8, формула 1.19], МПа

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot z' \cdot A} \quad (33)$$

$$\sigma_1 = \frac{128,8}{81} + \frac{787}{2 \cdot 81 \cdot 5} = 2,56 \text{ МПа}.$$

σ_u – напряжения изгиба [3, с.8, формула 1.20], МПа:

$$\sigma_u = E_u \cdot \frac{H_p}{D_1} , \quad (34)$$

где E_u – модуль продольной упругости при изгибе для прорезиненных ремней, МПа, $E_u=80$ МПа,

$$\sigma_u = 80 \cdot \frac{8}{100} = 6,4 \text{ МПа} ,$$

σ_v - напряжения от центробежных сил [3, с.9, формула 1.21], МПа,

$$\sigma_v = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6} , \quad (35)$$

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 15 |

где ρ – плотность материала ремня, $\rho=1250\text{кг/м}^3$.

$$\sigma_v = 1250 \cdot 3,66^2 \cdot 10^{-6} = 0,02\text{МПа};$$

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения, МПа; $[\sigma_p] = 10$ МПа;

$$\sigma_{\max} = 2,56 + 6,4 + 0,02 = 8,98 \leq 10$$

Условие прочности выполняется.

Определяем частоту пробегов ремня

$$U = \frac{v}{L} \leq [U], \quad (36)$$

где $[U]$ – допустимая частота пробегов ремня, $[U]=10\text{с}^{-1}$.

$$U = \frac{3,66}{0,950} = 3,85\text{с}^{-1}.$$

Условие выполняется.

Параметры клиноременной передачи представлены в таблице 3.

Таблица 3

Параметры клиноременной передачи

| Наименование параметра | Значение |
|-------------------------------------|----------|
| Тип ремня | Клиновой |
| Сечение ремня | А |
| Количество ремней | 5 |
| Межосевое расстояние, мм | 293 |
| Длина ремня, мм | 950 |
| Угол обхвата малого шкива, град | 160,5 |
| Диаметр ведущего шкива, мм | 100 |
| Диаметр ведомого шкива, мм | 200 |
| Максимальное напряжение, МПа | 8,98 |
| Сила предварительного напряжения, Н | 128,8 |
| Сила давления ремня на вал, Н | 1269 |

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 16 |

3 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНОГО ВАЛА

Предварительный расчет валов ведём на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Диаметр выходного конца приводного вала определяется по формуле [5, с.13, формула 2.1]

$$d_{в.пр.} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T \cdot 10^3}{\pi [\tau_k]}}, \quad (37)$$

где $[\tau_k]$ - допускаемое напряжение на кручение, МПа;
 $[\tau_k]=15\dots25$ МПа,

T – вращающий момент на приводном валу, $T=T_3=272,857\text{Н}\cdot\text{м}$.

$$d_{в.пр.} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 272,857 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 41,12 \text{ мм};$$

Принимаем $d_{в.пр.}=42$ мм [6, с.161]

Диаметр вала под распорной втулкой [5, с.13, формула 2.2]

$$d_{в.т.р.} = d_{в.пр.} + 2 \cdot t; \quad (38)$$

$$d_{в.т.р.} = 42 + 2 \cdot 3,5 = 49 \text{ мм}$$

принимаем $d_{в.т.р.} = 50$ мм.

Диаметр вала под подшипники

$$d_{п.р.} = 50 \text{ мм.}$$

Диаметр вала для упора подшипников

$$d_{в.уп.р.} = d_{п.р.} + 3 \cdot r; \quad (39)$$

$$d_{в.уп.р.} = 50 + 3 \cdot 3 = 59 \text{ мм};$$

принимаем $d_{в.уп.р.}=60$ мм.

Для уплотнения подшипникового узла выбираем манжеты резиновые армированные, устанавливаемые на диаметр $d_{в.уп.р.}=60$ мм.

Принимаем по [9,с.373, т.19.16]: *Манжета 1-60×85-3 ГОСТ 8752-79.*

Диаметр вала в зоне посадки ступиц барабана

$$d_{ст.б.} = 65 \text{ мм.}$$

Величину $t=3,5$ и $r=3$ принимаем по [9,с.42, т.3.1].

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 17 |

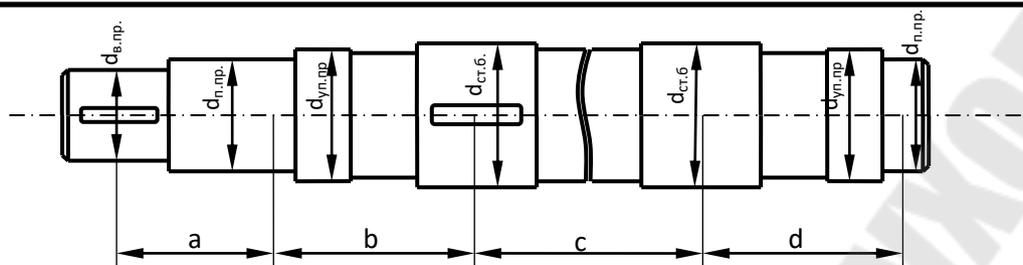


Рис. 2 – Эскиз вала

Расстояния a , b , c и d (расстояния между точками приложения нагрузок на вал) определяем при проектировании приводного вала.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 18 |

4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ДЕТАЛЕЙ ОТКРЫТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Обод шкива [7, с.231, т.10.23].

Диаметр

$$d_e = d_p + 2t, \quad (40)$$

где d_p – диаметр шкива, мм;

t – размер профиля канавок шкива [7, с.426, т.К40], $t = 3,3$ мм.

Шкив ведущий

$$d_{e1} = 100 + 2 \cdot 3,3 = 107 \text{ мм},$$

Шкив ведомый

$$d_{e2} = 200 + 2 \cdot 3,3 = 207 \text{ мм}.$$

Ширина

$$B = (z - 1)p + 2f, \quad (41)$$

где z – количество ремней;

p, f – размеры профиля канавок шкива [7, с.426, т.К40], $p = 15$ мм, $f = 10$ мм.

$$B_{1,2} = (5 - 1)15 + 2 \cdot 10 = 80 \text{ мм}.$$

Толщина

$$\delta = (D_1 + 2B) \cdot 0,03 \quad (42)$$

Шкив ведущий

$$\delta_1 = (100 + 2 \cdot 80) \cdot 0,03 \approx 8 \text{ мм}$$

Шкив ведомый

$$\delta_2 = (200 + 2 \cdot 80) \cdot 0,03 \approx 10 \text{ мм}$$

Диск шкива.

Толщина

$$C = (1,1 \dots 1,3) \cdot \delta \quad (43)$$

Шкив ведущий

$$C_1 = (1,1 \dots 1,3) \cdot 8 = 8,8 \dots 10,4 \approx 10 \text{ мм}$$

Шкив ведомый

$$C_2 = (1,1 \dots 1,3) \cdot 10 = 11 \dots 13 \approx 12 \text{ мм}$$

Отверстия в диске не выполняем.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 19 |

5 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ПРИВОДА

На этапе эскизной компоновки определяем взаимное расположение в пространстве редуктора, электродвигателя, муфты, барабана конвейера с учетом конструктивных размеров деталей открытой передачи.

Взаимное расположение деталей передачи выполнено в соответствии с заданной схемой и представлено на первом листе графической части курсового проекта.

Габаритные размеры всех элементов берем из справочной литературы:

- электродвигатель АИР112МВ8: габаритные размеры $b \times l \times h = 250 \times 452 \times 310$ мм, длина выходного конца вала $l_1 = 80$ мм, расстояние между болтами крепления к раме $b_{10} \times l_{10} = 190 \times 140$ мм, высота от опорной поверхности до оси двигателя $h = 112$ мм.

- Редуктор ЦУ-200-4-21 ЦУ2: габаритные размеры $b \times l \times h = 212 \times 580 \times 425$ мм, расстояние между болтами крепления к рамке $A \times A_1 = 437 \times 136$ мм, высота от опорной поверхности до оси редуктора $h = 212$ мм, длина входного вала $l_1 = 82$ мм, выходного - $l_2 = 105$ мм.

- муфта цепная МЦ-1000-70-42-УЗ ГОСТ 20742-93: диаметр муфты $D = 210$ мм, дины полумуфт $l = 82$ мм.

Барабан ленточного конвейера изготавливаем сварным. Толщину обода барабана принимаем $\delta = 10$ мм. Диски изготавливаем из листа толщиной $s = 6$ мм, ребра из полосы такой же толщины. Диаметр ступицы

$$d_{ст} = 1,6 \cdot d_{ст.б}; d_{ст} = 1,6 \cdot 65 \approx 105 \text{ мм.}$$

Длина ступицы

$$L_{ст} = 1,5 \cdot d_{ст.б}; L_{ст} = 1,5 \cdot 65 = 97,5 \text{ мм}; \text{ принимаем } L_{ст} = 100 \text{ мм.}$$

Диаметр барабана $D_B = 400$ мм. Ширина ленты конвейера $B = 300$ мм. Ширина барабана $L_B = B + 100 = 300 + 100 = 400$ мм.

Опоры приводного вала устанавливаем на расстоянии ≈ 100 мм от кромок барабана.

Редуктор и электродвигатель с натяжным устройством располагаем на раме. Рама представляет собой сварную конструкцию из швеллеров. Длину и ширину рамы определяем прорисовыванием по эскизной компоновке.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 21 |

Для создания базовых поверхностей под двигатель и редуктор на раме предусматриваем пластики высотой $h_p=5$ мм. Высоту базовой конструкции рамы определяем по формуле [4, с.11]

$$H=(0,09...0,12) L, \quad (45)$$

где L - длина рамы; $L \approx 900$ мм.

$$H=(0,09...0,12)900=81... 108 \text{ мм.}$$

Исходя из размера H , предварительно выбираем швеллер №14. Но так как полку швеллера предполагаем, использовать для крепления редуктора, а также для крепления рамы к полу цеха, проверяем, достаточна ли ширина полки для этой цели.

Для выбранного редуктора крепежный болт М24.

Для крепления рамы к полу цеха применяем фундаментные болты с коническим концом, устанавливаемые в скважине с цементным раствором. В зависимости от длины рамы принимаем диаметр фундаментных болтов М20, количество болтов $n=6$ [4, с.13, т.2].

Для болтов М20 принимаем швеллер №14 высотой $H=140$ мм.

Глубина болта в фундаменте $H_6=300$ мм, размер отверстия под фундаментный болт принимаем 50×50 мм.

Далее определяем положение приводного вала относительно редуктора и положение барабана ленточного конвейера относительно опор вала для дальнейшего определения опорных реакций и подбора подшипников.

Размеры корпусов подшипников и крышек определяем по [9, с. 128].

Остальные размеры, необходимые для составления расчётной схемы, определяем из эскизной компоновки.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 22 |

6 ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ ПРИВОДНОГО ВАЛА ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

6.1 Определение усилий

Сила от муфты (см. п.1.5)

$$F_M = 18933H$$

Расчетное усилие S определяется по формуле [5, с.9, формула 1.4]

$$S = S_{наб} + S_{сб}. \quad (46)$$

Усилия $S_{наб}$ и $S_{сб}$ определяются из системы уравнений [5, с.10, формула 1.5]

$$\left. \begin{aligned} S_{наб} - S_{сб} &= \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_3}{D}; \\ S_{наб} &= c \cdot S_{сб}, \end{aligned} \right\} \quad (47)$$

где T_3 – крутящий момент на приводном валу, $T_3 = 272857 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;

D – диаметр барабана, $D = 400 \text{ мм}$;

c – коэффициент, зависящий от типа конвейера, $c = 2,08$.

Тогда

$$S_{наб} = 2,08 \cdot S_{сб};$$

$$2,08 \cdot S_{сб} - S_{сб} = \frac{2 \cdot 272857}{400};$$

$$S_{сб} = \frac{1364}{(2,08 - 1)} = 1263 \text{ Н};$$

$$S_{наб} = 2,08 \cdot 1263 = 2628 \text{ Н}.$$

$$S = 1263 + 2628 = 3891 \text{ Н}.$$

6.2 Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах приводного вала и проверка долговечности подшипников

Схема нагружения приводного вала представлена на рисунке 4.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 23 |

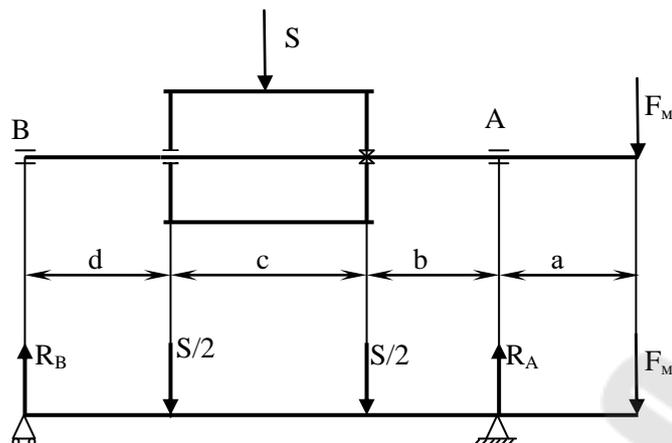


Рис. 4 – Схема нагружения приводного вала

Расстояния: $a=180\text{мм}$, $b=160\text{мм}$, $c=280\text{мм}$, $d=160\text{мм}$.

Определяем опорные реакции (рис. 4)

$$\sum M_A = 0; -R_B \cdot (b+c+d) + \frac{S}{2} \cdot b + \frac{S}{2} \cdot (b+c) - F_M \cdot a = 0$$

$$R_B = \frac{S/2 \cdot b + S/2 \cdot (b+c) - F_M \cdot a}{b+c+d};$$

$$R_B = \frac{1945,5 \cdot 160 + 1945,5 \cdot (160 + 280) - 18933 \cdot 180}{160 + 280 + 160} = 1377,51 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; R_A \cdot (a+b+c) - \frac{S}{2} \cdot (c+d) - \frac{S}{2} \cdot d - F_M \cdot (a+b+c+d) = 0;$$

$$R_A = \frac{S/2 \cdot (c+d) + S/2 \cdot d + F_M \cdot (a+b+c+d)}{b+c+d};$$

$$R_A = \frac{1945,5 \cdot (160 + 280) + 1945,5 \cdot 160 + 18933 \cdot (180 + 160 + 280 + 160)}{160 + 280 + 160} = 4406,79 \text{ Н}$$

Проверка: $\sum F_i = 0;$

$$R_A + R_B - S/2 - S/2 - F_M = 0;$$

$$4406,79 + 1377,51 - 1945,5 - 1945,5 - 18933 = 0$$

$$0=0.$$

Подбор подшипников осуществляется по наиболее нагруженной опоре.

$$R_A = 4406,79 \text{ Н}.$$

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 24 |

Для установки на приводной вал принимаем шариковые радиальные сферические двухрядные подшипники средней серии 1310, имеющие следующую характеристику [5, с.37, т.П4]:

$$d= 50 \text{ мм}; D=110 \text{ мм}; B=27 \text{ мм};$$

$$C= 41,5 \text{ кН}; C_0= 19,3 \text{ кН}.$$

Нормальная долговечность подшипника, млн. об., определяется по формуле [5, с.17, формула 2.4]

$$L = \left(\frac{C}{P_э} \right)^p, \quad (48)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, кН;

$P_э$ – эквивалентная нагрузка, кН;

p – показатель степени; для шариковых подшипников $p=3$.

Номинальная долговечность подшипника в часах определяется по формуле [5, с.17, формула 2.5]

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 \cdot n}, \quad (49)$$

где n – частота вращения приводного вала.

Так как осевая нагрузка отсутствует, то эквивалентная нагрузка определяется по формуле [5, с.17, формула 2.6]

$$P_э = XVR_A \cdot K_с \cdot K_T, \quad (50)$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки; $X=1$ [6, табл.9.18];

V – коэффициент вращения; $V=1$;

$K_с$ - коэффициент безопасности; $K_с=1,3$ [6, табл.9.19];

K_T - температурный коэффициент ; $K_T=1,0$.

$$P_э = 1 \cdot 1 \cdot 4406,79 \cdot 1,3 \cdot 1 = 5729 \text{ Н};$$

$$L = \left(\frac{41,5}{5,729} \right)^3 = 380 \text{ млн. об.}$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 380}{60 \cdot 91} = 69617 \text{ ч} > [L_h]=10000 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипников приводного вала обеспечена.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 25 |

7 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Шпонки изготавливают из стали 45 нормализованной.

Напряжения смятия и условие прочности проверяются по формуле [5, с.18, формула 2.7]

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_3}{d \cdot l_p (h - t_1)} \leq [\sigma_{см}], \quad (51)$$

где T_3 – передаваемый вращающий момент, Н·мм;

d – диаметр вала в месте установки шпонки, мм;

l_p – рабочая длина шпонки: $l_p = l_{см} - b$, мм;

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

В месте установки барабана [5, с.35, т.П1]:

$d = 65$ мм; $b \times h = 18 \times 11$ мм; $t_1 = 7$ мм, $l_p = 100 - 18 \approx 80$ мм

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 272857}{65 \cdot 80 \cdot (11 - 7)} = 26,2 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

В месте установки муфты:

$d = 42$ мм; $b \times h = 12 \times 8$ мм; $t_1 = 5$ мм, $l_p \approx 50$ мм

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 272857}{42 \cdot 50 \cdot (8 - 5)} = 86,7 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 26 |

8 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНОГО ВАЛА

Принимаем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения по отнулевому.

Прочность вала считается обеспеченной при условии [5, с.19, формула 2.8]

$$s \geq [s], \quad (52)$$

где $[s]$ - допускаемая величина коэффициента запаса прочности; $[s] = 2,5$ [7, с.162].

Коэффициент запаса прочности в опасном сечении определяется по формуле [5, с.19, формула 2.9]

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}; \quad (53)$$

где s_σ - коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям [5, с.19, формула 2.9],

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (54)$$

σ_{-1} - предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба; $\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_s$ - для углеродистых сталей;

k_σ - эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений;

ε_σ - масштабный фактор для нормальных напряжений;

β - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

σ_v - амплитуда цикла нормальных напряжений, равная наибольшему напряжению изгиба σ_u в рассматриваемом сечении;

σ_m - среднее напряжение цикла нормальных напряжений;

ψ_σ - коэффициент, учитывающий материал вала;

s_τ - коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 27 |

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta} \tau_v + \psi_{\tau} \tau_m}, \quad (55)$$

τ_{-1} - предел выносливости стали при симметричном цикле кручения; $\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}$.

Остальные обозначения в формуле для s_{τ} , имеют тот же смысл, что и в формуле для s_{σ} , с той лишь разницей, что они относятся к напряжениям кручения.

Определяем величины и строим эпюру изгибающих моментов (рис.5).

$$M_1 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_2 = R_B \cdot d = 1377,51 \cdot 160 = 220401,6 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_2 = M_3;$$

$$M_4 = R_B \cdot (c + d) - S/2 \cdot c = 1377,51 \cdot (160 + 280) - 1945,5 \cdot 280 = 61364,4 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_5 = M_4;$$

$$M_6 = R_B \cdot (b + c + d) - S/2 \cdot (c + b) - S/2 \cdot b = 1377,51 \cdot (160 + 280 + 160) - 1945,5 \cdot (280 + 160) - 1945,5 \cdot 160 = -340794 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_7 = M_6;$$

$$M_8 = R_B \cdot (b + c + d + a) - S/2 \cdot (c + b + a) - S/2 \cdot (b + a) + R_A \cdot a = 1377,51 \cdot (160 + 280 + 160 + 180) - 1945,5 \cdot (280 + 160 + 180) - 1945,5 \cdot (160 + 180) + 4406,79 \cdot 180 = 0 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Рассмотрим место установки барабана

Материал вала – сталь 45 улучшенная:

$$\sigma_e = 780 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 570 = 335,4 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 335,4 = 194,5 \text{ МПа}.$$

Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки:

$$k_{\sigma} = 1,78; k_{\tau} = 1,69 \text{ [6, табл. 8.5];}$$

$$\varepsilon_{\sigma} = 0,785; \varepsilon_{\tau} = 0,67 \text{ [6, табл. 8.8];}$$

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 28 |

$$\psi_{\sigma} = 0,15; \psi_{\tau} = 0,1 [6, \text{с.163, 166}].$$

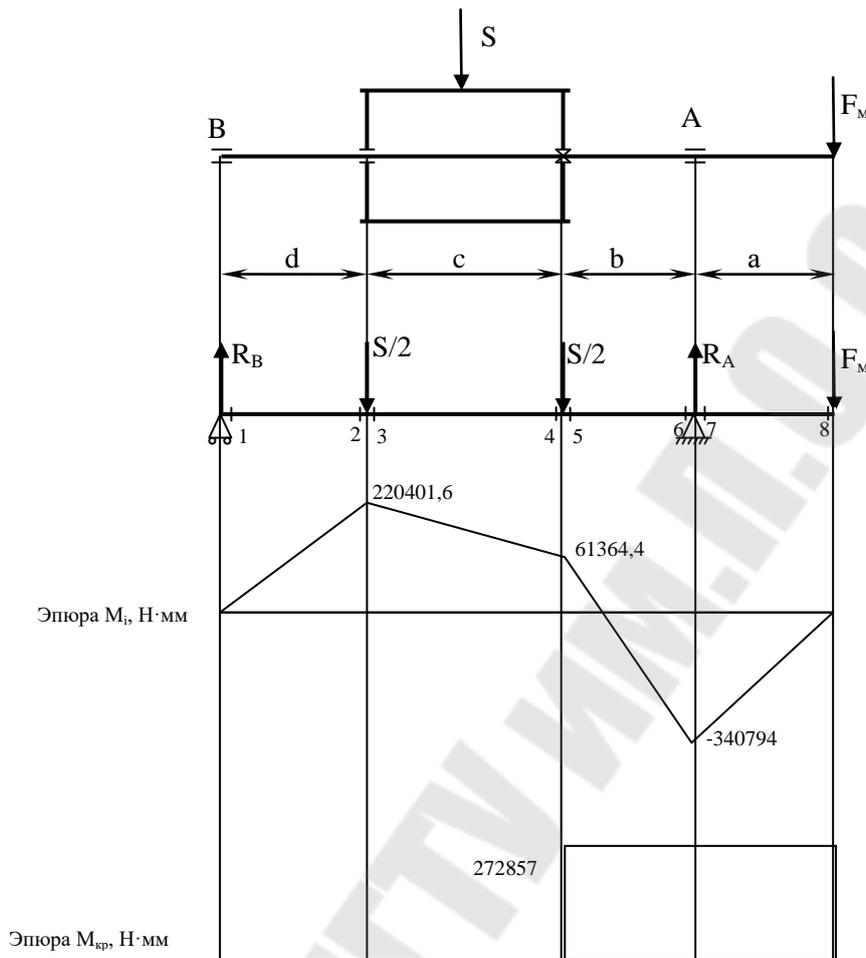


Рис.5 – Эпюры изгибающих и крутящего моментов

Момент сопротивления кручению [6, табл. 8.5]

$$W_{k \text{ нетто}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}; \quad (56)$$

$$W_{k \text{ нетто}} = \frac{3,14 \cdot 65^3}{16} - \frac{18 \cdot 7 \cdot (65-7)^2}{2 \cdot 65} = 50635 \text{ мм}^3.$$

Момент сопротивления изгибу [6, табл. 8.5]

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}; \quad (57)$$

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 65^3}{32} - \frac{18 \cdot 7 \cdot (65-7)^2}{2 \cdot 65} = 23687 \text{ мм}^3.$$

| | | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|--|-------------------------|-----|
| | | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | | 29 |

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений [5,с.21, формула 2.13]

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_3}{2W_{к\text{ нетто}}};$$

$$\tau_v = \frac{272857}{2 \cdot 50635} = 2,7 \text{ МПа.}$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба [5,с.21]

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{|M_2|}{W_{\text{нетто}}}; \sigma_v = \frac{2204016}{23687} = 9,3 \text{ МПа}; \sigma_m = 0;$$

$$s_\sigma = \frac{335,4}{\frac{1,78}{0,785} \cdot 9,3} = 15,9; \quad s_\tau = \frac{194,5}{\frac{1,69}{0,67} \cdot 2,7 + 0,1 \cdot 2,7} = 27,4;$$

$$s = \frac{15,9 \cdot 27,4}{\sqrt{15,9^2 + 27,4^2}} = 13,7 > [s].$$

Условие прочности выполняется.

Рассмотрим опору А.

Концентрация напряжений обусловлена посадкой внутреннего кольца подшипника с гарантированным натягом.

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,8; \quad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \cdot \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 3,4 + 0,4 = 2,68 [6, \text{табл. 8.7}];$$

Принимаем $\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,1$.

Осевой момент сопротивления [5,с.22]

$$W = \frac{\pi d^3}{32}; \tag{58}$$

$$W = \frac{3,14 \cdot 50^3}{32} = 12266 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений [5,с.22]

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{|M_6|}{W}; \sigma_v = \frac{340794}{12266} = 27,8 \text{ МПа}; \sigma_m = 0.$$

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 30 |

Полярный момент сопротивления [5,с.22]

$$W_p = 2W ; W_p = 2 \cdot 12266 = 24532 \text{ мм}^3$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений [5,с.22]

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_3}{2W_p} ; \tau_v = \frac{272857}{2 \cdot 24532} = 5,6 \text{ МПа} ;$$

$$s_\sigma = \frac{335,4}{3,8 \cdot 27,8} = 3,2 ; s_\tau = \frac{194,5}{2,68 \cdot 5,6 + 0,1 \cdot 5,6} = 12,5$$

$$s = \frac{3,2 \cdot 12,5}{\sqrt{3,2^2 + 12,5^2}} = 3,1 > [s].$$

Условие прочности выполняется.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 31 |

9 СБОРКА ПРИВОДА

Сборку производят в соответствии с чертежом общего вида привода конвейера. Устанавливают сварную раму поз. 3 и опоры приводного вала поз. 2 на фундаментные болты поз. 13. На входной вал редуктора поз. 7 устанавливают ведомый шкив поз. 5 и фиксируют его гайкой поз. 18; на выходной вал редуктора устанавливают полумуфту поз. 8 и фиксируют ее гайкой. На вал электродвигателя поз. 9 напрессовывают ведущий шкив поз. 6 до упора в бурт вала. На приводной вал поз. 1, собранный предварительно, напрессовывают полумуфту до упора в торец втулки и фиксируют ее концевой шайбой поз. 24 и болтами поз. 10. Устанавливают на раму редуктор, на натяжное устройство поз. 4 рамы электродвигатель, затягивают болты поз. 12, крепящие редуктор к раме. На опоры устанавливают приводной вал и затягивают болты, крепящие его к опорам. Устанавливают соединительную цепь и кожух на муфту. После этого затягивают гайки поз. 21 на фундаментных болтах. Затем устанавливают клиновые ремни поз. 25 на шкивы и производят натяжку ремней. После затягивают болты поз. 11, крепящие электродвигатель к раме.

Собранный привод обкатывают и подвергают испытанию по программе, устанавливаемой техническими условиями.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 32 |

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

1 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА

Привод к грузовой лебедке состоит из электродвигателя 1, муфты 2, червячного редуктора 3, цепной передачи 4, приводного вала 5 и барабана 6.

Подобрать электродвигатель, муфту, редуктор, рассчитать цепную передачу и приводной вал при условии, что натяжение каната $F=6\text{кН}$, навиваемого на барабан, скорость каната $v=0,425\text{м/с}$ и диаметр барабана $D=320\text{мм}$.

Срок службы редуктора: 20000 ч. Недостающие данные принять самостоятельно.

Кинематическая схема:

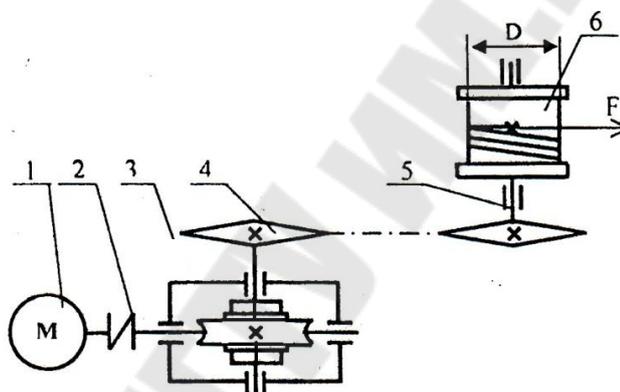


Рис. 1 – Кинематическая схема привода к грузовой лебедке

1 – электродвигатель, 2 – муфта, 3 – червячный редуктор, 4 – открытая цепная передача, 5 – приводной вал, 6 – барабан

1.1 Определение расчетной мощности привода

Расчетная мощность электродвигателя определяется по формуле [1, с.49, формула 6.1]:

$$P_{эд} = \frac{P}{\eta_{общ}}, \quad (1)$$

где P – мощность на приводном валу конвейера, кВт,
 $P=F \cdot v=6 \cdot 0,422=2,53\text{кВт}$;

$\eta_{общ}$ – общий КПД привода.

Для рассматриваемой схемы общий КПД привода определяем по формуле:

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 5 |

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_m \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{он}} \cdot \eta_{\text{нк}}, \quad (2)$$

где η_m – КПД муфты; $\eta_m = 0,99$ [1, с.140, т.П2.1];

$\eta_{\text{ред}}$ – КПД редуктора; $\eta_{\text{ред}} = 0,87$ [10, с.27];

$\eta_{\text{он}}$ – КПД открытой цепной передачи; $\eta_{\text{он}} = 0,93$ [1, с.140, т.П2.1];

$\eta_{\text{нк}}$ – КПД пары подшипников качения; $\eta_{\text{нк}} = 0,99$ [1, с.140, т.П2.1];

$$\eta_{\text{общ}} = 0,99 \cdot 0,87 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 0,793;$$

$$P_{\text{эд}} = \frac{2,53}{0,793} = 3,19 \text{ кВт.}$$

1.2 Выбор электродвигателя

Ориентировочно требуемая частота вращения вала электродвигателя определяется по формуле [1, с.50, формула 6.3]:

$$n_{\text{тр}} = n \cdot u_{\text{он min}} \cdot u_{\text{ред.ср}}, \quad (3)$$

где $u_{\text{он min}}$ – наименьшее значение передаточного числа открытой передачи привода; $u_{\text{он min}} = 2$ [1, с.141, т.П2.3];

$u_{\text{ред.ср}}$ – среднее значение передаточного числа редуктора привода; $u_{\text{ред.ср}} = 20$ [1, с.141, т.П2.3];

n – номинальная частота вращения приводного вала;

$$n = \frac{v \cdot 60000}{\pi \cdot D} = \frac{0,422 \cdot 60000}{3,14 \cdot 320} = 25,2 \text{ об/мин,}$$

$$n_{\text{тр}} = 25,2 \cdot 2 \cdot 20 = 1008 \text{ об/мин.}$$

По величине $n_{\text{тр}}$ с учетом $P_{\text{эд}}$ принимаем по [1, с.140, т.П2.2] электродвигатель АИР100L4.

Техническая характеристика принятого электродвигателя представлена в таблице 1.

Таблица 1

Характеристика электродвигателя

| Обозначение электродвигателя | Исполнение | Номинальная мощность, кВт | Частота вращения, об/мин | $\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$ | $\frac{T_{\text{мах}}}{T_{\text{ном}}}$ | $d_{\text{эд}}$, мм |
|------------------------------|------------|---------------------------|--------------------------|--|---|----------------------|
| АИР100L4 | IM1081 | 4 | 1410 | 2,1 | 2,4 | 28 |

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 6 |

1.3 Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по передачам

Общее передаточное число привода определяется по формуле [1, с. 51, формула 6.6]

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{эд}}}{n_{\text{е}}}; \quad (4)$$
$$u_{\text{общ}} = \frac{1410}{25,2} = 56.$$

Оставляем передаточное число редуктора $u_{\text{ред}} = 20$, тогда передаточное число открытой цепной передачи составит:

$$u_{\text{отп}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{ред}}} = \frac{56}{20} = 2,8.$$

1.4 Силовые и кинематические параметры привода

Расчет элементов привода выполняем по расчетной мощности $P_{\text{эд}}$ электродвигателя.

Для каждого из валов элементов привода определяем частоту вращения n , мощность P и вращающий момент T .

Определяем частоты вращения валов привода [1, с. 51]:

$$n_{\text{эд}} = 1410 \text{ об/мин};$$
$$n_1 = n_{\text{эд}}; n_1 = 1410 \text{ об/мин};$$
$$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{ред}}}; n_2 = \frac{1410}{20} = 70,5 \text{ об/мин};$$
$$n_3 = \frac{n_2}{u_{\text{отп}}}; n_3 = \frac{70,5}{2,8} = 25,2 \text{ об/мин}.$$

Определение мощностей, передаваемых на валы привода [1, с. 52]:

$$P_{\text{эд}} = 3,19 \text{ кВт};$$
$$P_1 = P_{\text{эд}} \cdot \eta_{\text{м}}; P_1 = 3,19 \cdot 0,99 = 3,158 \text{ кВт};$$
$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{ред}}; P_2 = 3,158 \cdot 0,87 = 2,748 \text{ кВт};$$
$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{отп}} \cdot \eta_{\text{нк}}; P_3 = 2,748 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 2,53 \text{ кВт}.$$

Определение вращающих моментов передаваемых на валы [1, с. 52]:

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 7 |

$$T_i = 9550 \frac{P_i}{n_i}; \quad (5)$$

$$T_{\text{до}} = 9550 \cdot \frac{3,19}{1410} = 21,606 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{3,158}{1410} = 21,398 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{2,748}{70,5} = 372,247 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3 = 9550 \cdot \frac{2,53}{25,2} = 958,79 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Результаты расчета представлены в таблице 2.

Таблица 2

Силовые и кинематические параметры привода

| Номер вала | Частота вращения, об/мин | Мощность, кВт | Крутящий момент, Н·м |
|------------------|-----------------------------|------------------|-------------------------|
| Электродвигатель | 1410 | 3,19 | 21,606 |
| 1 | 1410 | 3,158 | 21,398 |
| 2 | 70,5 | 2,748 | 372,247 |
| 3 | 25,2 | 2,53 | 958,79 |

1.5 Выбор редуктора и муфты

Передаточное число редуктора: $u_{\text{ред}}=20$.

Редуктор выбираем по расчетному крутящему моменту на выходном валу редуктора и с учетом проверки по радиальным консольным нагрузкам.

Расчетный крутящий момент на выходном валу редуктора определяем по формуле [2, с.6, формула 3]:

$$T_{\text{ВЫХ.РАСЧ.}} = T_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}} \cdot K_{\text{УР}}, \quad (6)$$

где $T_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}}$ – требуемый крутящий момент на выходном валу редуктора, $T_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}} = T_2 = 372,247 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

$K_{\text{УР}}$ – коэффициент условия работы, определяемый по формуле [2, с.4, формула 1],

$$K_{\text{УР}} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_{\text{ПВ}} \cdot K_{\text{РЕВ}} \cdot K_{\text{ч}}, \quad (7)$$

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 8 |

где K_1 - коэффициент, учитывающий динамические характеристики двигателя, $K_1=1,2$ [2, с.7, табл.1];

K_2 - коэффициент, учитывающий продолжительность работы в сутки, $K_2=1,12$ [2, с.7, табл.2];

K_3 - коэффициент, учитывающий количество пусков в час, $K_3=1,1$ [2, с.8, табл.3];

$K_{ПВ}$ - коэффициент, учитывающий продолжительность включения (ПВ), $K_{ПВ}=1,0$ [2, с.8, табл.4];

$K_{РЕВ}$ - коэффициент, учитывающий реверсивность редуктора, $K_{РЕВ}=1,2$ (передача реверсивная).

$K_ч$ - коэффициент, учитывающий расположение червяка, $K_ч=1$ (червяк расположен под колесом).

$$K_{УР} = 1,2 \cdot 1,12 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 1,61$$

$$T_{ВЫХ.РАСЧ.} = 372,247 \cdot 1,61 = 599,3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из каталога выбираем стандартный червячный редуктор из условия [2, с.9, формула 6]:

$$T_{ВЫХ.НОМ.} \geq T_{ВЫХ.РАСЧ.}, \quad (8)$$

где $T_{ВЫХ.НОМ.}$ - номинальный крутящий момент из [10, с.17] для червячного редуктора (частота вращения входного вала до 1500 об/мин, передаточное число 20),

$$T_{ВЫХ.НОМ.} = 650 \text{ Н}\cdot\text{м} \geq T_{ВЫХ.РАСЧ.} = 599,3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Принимаем редуктор: *Редуктор Ч-125М-20-52-1-2-ЦЦ В УЗ ТУ2-056178-83.*

Выполняем проверку правильности выбора редуктора по консольным радиальным нагрузкам на входном и выходном валах редуктора [2, с.9, формулы 11,12]:

$$F_{ВЫХ.НОМ.} \geq F_{ВЫХ.РАСЧ.} \quad (9)$$

$$F_{ВХ.НОМ.} \geq F_{ВХ.РАСЧ.} \quad (10)$$

где $F_{ВЫХ.НОМ.}$, $F_{ВХ.НОМ.}$ - номинальные радиальные консольные нагрузки из [10, с.17], для редуктора Ч-125: $F_{ВЫХ.НОМ.} = 8000 \text{ Н}$, $F_{ВХ.НОМ.} = 1200 \text{ Н}$;

$F_{ВЫХ.РАСЧ.}$, $F_{ВХ.РАСЧ.}$ - расчетные радиальные консольные нагрузки на выходном и входном валах редуктора соответственно [2, с.9, формулы 7,8]:

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 9 |

$$F_{ВЫХ.РАСЧ.} = F_{ВЫХ.ТРЕБ.} \cdot K_{УР},$$

$$F_{ВХ.РАСЧ.} = F_{ВХ.ТРЕБ.} \cdot K_{УР},$$

где $F_{ВЫХ.ТРЕБ.}$, $F_{ВХ.ТРЕБ.}$ – требуемые радиальные консольные нагрузки на выходном и входном валах редуктора соответственно,

$$F_{ВЫХ.ТРЕБ.} = F_{ОП},$$

где $F_{ОП}$ – консольная нагрузка от открытой цепной передачи, $F_{ОП}=3978\text{Н}$ (см. п.2).

$$F_{ВХ.РАСЧ.} = F_M,$$

где F_M – консольная нагрузка от муфты, выбранной в зависимости от требуемого крутящего момента и диаметров валов, которых она соединяет,

$$F_M = (0,2 \dots 0,5) \cdot 2 \cdot T_1 / D_0, \quad (11)$$

где D_0 – диаметр окружности расположения пальцев, мм.

Для соединения выходного вала электродвигателя $d_{\text{в.дв.}} = 28\text{мм}$ и входного вала редуктора $d_{\text{вх.ред.}} = 32\text{мм}$ используем муфту упругую втулочно-пальцевую из условия:

$$T_{\text{н.ном}} > T_{\text{н.расч}} \quad (14)$$

$$T_{\text{ном.расч}} = T_1 \cdot K_{ур};$$

$$T_{\text{ном.расч}} = 21,398 \cdot 1,61 = 34,45 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Согласно условию

$$250 > 34,45;$$

Принимаем муфту [4, с.33, т.3П.1] МУВП-250-28-32–УЗ ГОСТ21424-93, для которой $D_0=102\text{ мм}$.

Получаем,

$$F_M = (0,2 \dots 0,5) \cdot 2 \cdot 21,398 / 0,102 = (83,9 \dots 209,7)\text{Н}.$$

$$F_{ВЫХ.НОМ.} = 8000\text{Н} \geq F_{ВЫХ.РАСЧ.} = 3978 \cdot 1,61 = 6404,6\text{Н}$$

$$F_{ВХ.НОМ.} = 1200\text{Н} \geq F_{ВХ.РАСЧ.} = 209,7 \cdot 1,61 = 337,6\text{Н}$$

Условия выполнены.

Проверку условия отсутствия перегрева не выполняем, т.к. термическая мощность для данного типа редуктора не лимитируется.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 10 |

2 РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА

Исходные данные:

Вращающий момент на валу меньшей звездочки $T_2 = 372,247 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Передаточное число цепной передачи $u_{оцп} = 2,8$.

Частота вращения вала с меньшей звездочкой $n_2 = 70,5 \text{ об/мин}$.

1. Выбираем цепь приводную роликовую однорядную ПР (ГОСТ 13586–75) и определяем шаг ее по формуле [3, с.17, формула 2.1]

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot K_3}{z_1 \cdot [p] \cdot m}} \quad (12)$$

где T – вращающий момент на валу меньшей звездочки, Н·мм;

z_1 – число зубьев ведущей звездочки,

$[p]$ – допускаемое давление, приходящееся на единицу проекции опорной поверхности шарнира, МПа [6, с.150, т.7.18];

m – число рядов цепи, $m = 1$;

K_3 – коэффициент, учитывающий условия монтажа и эксплуатации цепной передачи [3, с.17, формула 2.2],

$$K_3 = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_{см} \cdot K_n \quad (13)$$

где K_d – динамический коэффициент; $K_d = 1,0$ – нагрузка спокойная [6, с. 149];

K_a – коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния; $K_a = 1,0$ – при $a = (30 \dots 40)t$ [6, с.150];

K_n – коэффициент, учитывающий влияние наклона цепи;

$K_n = 1,0$ – при наклоне цепи до 60° [6, с.150];

K_p – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи; $K_p = 1,25$ – натяжение цепи не регулируется [6, с.150];

$K_{см}$ – коэффициент, учитывающий способ смазывания цепи;

$K_{см} = 1,3$ – при периодическом смазывании [6, с.150];

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 11 |

K_n – коэффициент, учитывающий периодичность работы передачи; $K_n = 1,0$ – при работе в 1 смену [6, с.150];

$$K_s = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,3 \cdot 1 = 1,625$$

Числа зубьев звездочек определяется по формулам [3, с.17, формулы 2.3, 2.4]

$$z_1 = 31 - 2 \cdot u_{оцн}; \quad (14)$$

$$z_2 = z_1 \cdot u_{оцн}; \quad (15)$$

$$z_1 = 31 - 2 \cdot 2,8 = 25,4; \text{ принимаем } z_1 = 25;$$

$$z_2 = 25 \cdot 2,82 = 70,5; \text{ принимаем } z_2 = 71;$$

Уточняем передаточное число цепной передачи

$$u_{оцн} = \frac{z_2}{z_1}; \quad u_{оцн} = \frac{71}{25} = 2,84.$$

Среднее значение $[p]$ принимаем ориентировочно по [6, с.150, т.7.18]: $[p] = 41,5$ МПа

Число рядов цепи $m = 1$.

Тогда

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{372247 \cdot 1,625}{25 \cdot 41,5 \cdot 1}} = 23,4 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее большее значение $t = 25,4$ мм [6, с.147, т.7.15].

Характеристика цепи:

– проекция опорной поверхности $A_{он} = 179,7$ мм²;

– разрушающая нагрузка $Q = 60$ кН;

– масса одного метра цепи $q = 2,6$ кг/м.

2. Проверка цепи по двум показателям:

а) по частоте вращения – [6, с.149, т.7.17] допускаемая для цепи с шагом $t=25,4$ мм частота вращения $[n_1] = 800$ об/мин; условие $n_2 \leq [n_1]$ выполнено;

б) по давлению в шарнирах – [6, с.150, т.7.18]; для данной цепи при 70,5 об/мин значение $[p] = 32,5$ МПа, а с учетом примечания к таблице [6, с.150, т.7.18]

$$[p] = [p] \cdot [1 + 0,01 \cdot (z_1 - 17)];$$

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 12 |

$$[p] = 32,5 \cdot [1 + 0,01 \cdot (25 - 17)] = 35,1 \text{ МПа};$$

Расчетное давление определяется по формуле [3, с.18, формула 2.5]

$$p = \frac{F_t \cdot K_o}{A_{on}}, \quad (16)$$

где F_t – окружная сила, Н [3, с.19, формула 2.6];

$$F_t = \frac{P \cdot 10^3}{v}; \quad (17)$$

P – передаваемая мощность ведущей звездочкой, кВт;

v – скорость цепи, м/с [3, с.19, формула 2.7];

$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_2}{60 \cdot 10^3}; \quad (18)$$

$$v = \frac{25 \cdot 25,4 \cdot 70,5}{60 \cdot 10^3} = 0,75 \text{ м/с};$$

$$F_t = \frac{2,748 \cdot 10^3}{0,75} = 3664 \text{ Н};$$

$$P = \frac{3664 \cdot 1,625}{179,7} = 33,1 \text{ МПа}.$$

Условие $p \leq [p]$ выполнено.

3. Определение числа звеньев цепи

Число звеньев цепи определяется по формуле [3, с.19, формула 2.8]

$$L_t = 2 \cdot a_t + 0,5 \cdot z_{\Sigma} + \frac{\Delta^2}{a_t}; \quad (19)$$

где a_t – межосевое расстояние в шагах;

$$a = 40 \cdot t; \quad a_t = \frac{a}{t} = 40;$$

z_{Σ} – суммарное число зубьев;

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2;$$

$$z_{\Sigma} = 25 + 71 = 96;$$

Δ – поправка

$$\Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\pi};$$

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 13 |

$$\Delta = \frac{71-25}{2 \cdot 3.14} = 7,33;$$

$$L_t = 2 \cdot 40 + 0,5 \cdot 96 + \frac{7,33^2}{40} = 129,3..$$

L_t округляем до чётного числа $L_t = 130$

4. Уточняем межосевое расстояние по формуле [3,с.20,формула 2.9]

$$a = 0,25t[L_t - 0,5z_{\Sigma} + \sqrt{(L_t - 0,5z_{\Sigma})^2 - 8\Delta^2}]. \quad (20)$$

$$a_t = 0,25 \cdot 25,4 \cdot \left[130 - 0,5 \cdot 96 + \sqrt{(130 - 0,5 \cdot 96)^2 - 8 \cdot 7,33^2} \right] = 1025 \text{ мм.}$$

Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4 %, т.е. на $a \cdot 0,004 = 1025 \cdot 0,004 = 4,1$ мм.

5. Определяем диаметры делительных окружностей звездочек по формуле [3,с.20, формула 2.10]:

$$d_d = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}}; \quad (21)$$

– ведущей

$$d_{d1} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{25}} = 202,7 \text{ мм;}$$

– ведомой

$$d_{d2} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{71}} = 574,7 \text{ мм.}$$

6. Определяем диаметры наружных окружностей звездочек по формуле [3,с.20, формула 2.11]:

$$D_e = t \cdot (K_z + 0,7) - 0,31 \cdot d_1, \quad (22)$$

где K_z – коэффициент [3,с.21, формула 2.12];

$$K_z = \text{ctg} \frac{180}{z}; \quad (23)$$

$$k_{z1} = \text{ctg} \frac{180}{25} = 7,92; k_{z2} = \text{ctg} \frac{180}{71} = 22,6;$$

d_1 – диаметр ролика, мм; [6, с.147, т.7.15]; $d_1 = 15,88$ мм;

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 14 |

– ведущей и ведомой

$$D_{e1} = 25,4 \cdot (7,92 + 0,7) - 0,31 \cdot 15,88 = 214 \text{ мм};$$

$$D_{e2} = 25,4 \cdot (22,6 + 0,7) - 0,31 \cdot 15,88 = 587 \text{ мм};$$

7. Определяем силы, действующие на цепь:

– окружная $F_t = 3664 \text{ Н};$

– центробежная $F_v = q \cdot v^2;$

$$F_v = 2,6 \cdot 0,75^2 = 1,46 \text{ Н};$$

– от провисания цепи [3, с.21, формула 2.13]

$$F_f = 9,81 \cdot k_f \cdot q \cdot a, \quad (24)$$

где k_f – коэффициент, учитывающий расположение цепи [6, с.151];

$$F_f = 9,81 \cdot 6 \cdot 2,6 \cdot 1,025 = 156,7 \text{ Н};$$

– расчетная нагрузка на валы [3, с.21, формула 2.14]

$$F_g = F_t + 2 \cdot F_f; \quad (25)$$

$$F_g = 3664 + 2 \cdot 156,7 = 3978 \text{ Н};$$

8. Проверяем коэффициент запаса прочности s по формуле [3, с.21, формула 2.15]

$$S = \frac{Q}{F_t \cdot K_o + F_v + F_f}; \quad (26)$$

$$S = \frac{60 \cdot 10^3}{3664 \cdot 1 + 1,46 + 156,7} = 15,7$$

Нормативный коэффициент запаса прочности $[s] = 7,45$ [6, с.151, т.7.19]. Условие $s \geq [s]$ выполнено.

Результаты расчета представлены в таблице 2.

Таблица 2

Параметры цепной передачи

| Наименование параметра | Значение |
|-------------------------------|----------|
| Тип цепи | ПР |
| Межосевое расстояние a , мм | 1025 |
| Число звеньев L_t | 130 |
| Число зубьев звездочки: | |
| z_1 | 25 |
| z_2 | 71 |

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 15 |

Продолжение таблицы 2

| | |
|--|-------|
| Диаметры делительной окружности звездочек, мм: | |
| – ведущей d_{o1} | 202,7 |
| – ведомой d_{o2} | 574,7 |
| Диаметр наружной окружности звездочек, мм: | |
| – ведущей D_{e1} | 214 |
| – ведомой D_{e2} | 587 |
| Расчетная нагрузка на вал F_g , Н | 3978 |

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 16 |

3 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНОГО ВАЛА

Предварительный расчет валов ведём на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Диаметр выходного конца приводного вала определяется по формуле [5, с.13, формула 2.1]

$$d_{в.пр.} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T \cdot 10^3}{\pi [\tau_k]}}, \quad (27)$$

где $[\tau_k]$ - допускаемое напряжение на кручение, МПа; $[\tau_k]=15...25$ МПа,

T – вращающий момент на приводном валу, $T=T_3=958,79\text{Н}\cdot\text{м}$.

$$d_{в.пр.} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 958,79 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 62,5 \text{ мм};$$

Принимаем $d_{в.пр.}=63$ мм [6, с.161]

Диаметр вала под распорную втулку [5, с.13, формула 2.2]

$$d_{в.пр.} = d_{в.пр.} + 2 \cdot t; \quad (28)$$

$$d_{в.пр.} = 63 + 2 \cdot 4,6 = 72,2 \text{ мм}$$

принимаем $d_{в.пр.} = 75$ мм.

Диаметр вала под подшипники

$$d_{в.пр.} = 75 \text{ мм}.$$

Диаметр вала для упора подшипников

$$d_{в.пр.} = d_{в.пр.} + 3 \cdot r; \quad (29)$$

$$d_{в.пр.} = 75 + 3 \cdot 3,5 = 85,5 \text{ мм};$$

принимаем $d_{в.пр.}=90$ мм.

Для уплотнения подшипникового узла выбираем манжеты резиновые армированные, устанавливаемые на диаметр $d_{в.пр.}=90$ мм.

Принимаем по [9, с.373, т.19.16]: Манжета 1-90×120-3 ГОСТ 8752-79.

Диаметр вала в зоне посадки ступиц барабана лебедки

$$d_{стб} = 95 \text{ мм}.$$

Величину $t=4,6$ и $r=3,5$ принимаем по [9, с.42, т.3.1].

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 17 |

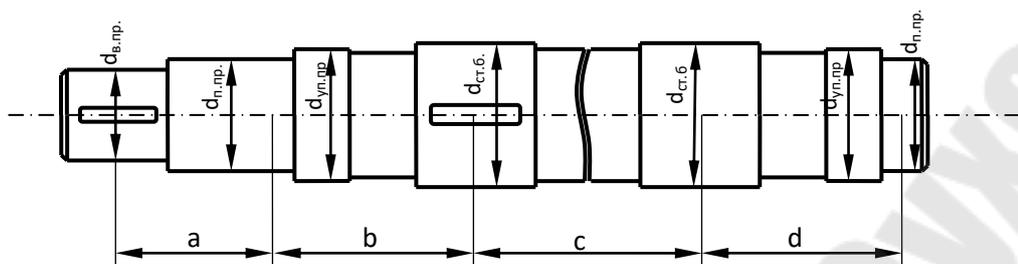


Рис. 2 – Эскиз вала

Расстояния a , b , c и d (расстояния между точками приложения нагрузок на вал) определяем при проектировании приводного вала.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 18 |

4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ДЕТАЛЕЙ ОТКРЫТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Обод ведущей и ведомой звездочек [7,с.234, т.10.25].

Ширина зуба

$$b = 0,93 \cdot b_3 - 0,15; \quad (30)$$

где b_3 – размер цепи, [7,с.419, т.К32] $b_3=15,88$ мм.

$$b = 0,93 \cdot 15,88 - 0,15 = 14,6 \text{ мм.}$$

Радиус закругления зуба (наибольший)

$$r_3 = 1,7 \cdot d_3 \quad (31)$$

где d_3 – размер цепи, [7,с.419, т.К32] $d_3=15,88$ мм.

$$r_3 = 1,7 \cdot 15,88 = 27 \text{ мм.}$$

Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закругления

$$h_3 = 0,8 \cdot d_3 \quad (32)$$

$$h_3 = 0,8 \cdot 15,88 = 12,7 \text{ мм.}$$

Угол скоса и фаска зуба

$$\gamma = 20^\circ; f \approx 0,2 \cdot b \quad (36)$$

$$f = 0,2 \cdot 14,6 = 3.$$

Радиус закругления при шаге $t \leq 35$ мм

$$r_4 = 1,6 \text{ мм;}$$

Диск звездочки

Толщина

$$C = b - 2 \cdot r_4 \quad (33)$$

$$C = 14,6 - 2 \cdot 1,6 \approx 12 \text{ мм;}$$

Диаметр проточки

$$D_c = t \cdot \operatorname{ctg}\left(\frac{180}{z}\right) - 1,3 \cdot h; \quad (34)$$

где h – размер цепи, [7,с.419, т.К32] $h=24,2$ мм.

Звездочка ведущая

$$D_{c1} = 25,4 \cdot \operatorname{ctg}(180/25) - 1,3 \cdot 24,2 = 170 \text{ мм;}$$

Звездочка ведомая

$$D_{c2} = 25,4 \cdot \operatorname{ctg}(180/71) - 1,3 \cdot 24,2 = 542 \text{ мм;}$$

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 19 |

Отверстия в диске выполняем диаметром больше 25 мм в количестве 4...6.

Ступица звездочки

Диаметр внутренний

Звездочка ведущая $d_1 = d_{\text{вых.ред.}} = 55 \text{ мм.}$

Звездочка ведомая $d_2 = d_{\text{в.пр.}} = 63 \text{ мм.}$

Диаметр наружный

$$d_{\text{сн}} = 1,55 \cdot d \quad (35)$$

Звездочка ведущая

$$d_{\text{сн1}} = 1,55 \cdot 55 \approx 85 \text{ мм.}$$

Звездочка ведомая

$$d_{\text{сн2}} = 1,55 \cdot 63 = 97,6 \approx 100 \text{ мм.}$$

Длина ступицы

$$l_{\text{сн}} = 1,5 \cdot d ; \quad (36)$$

Звездочка ведущая

$$l_{\text{сн1}} = 115 \text{ мм.}$$

Звездочка ведомая

$$l_{\text{сн2}} = 1,5 \cdot 63 = 94,5 \approx 95 \text{ мм.}$$

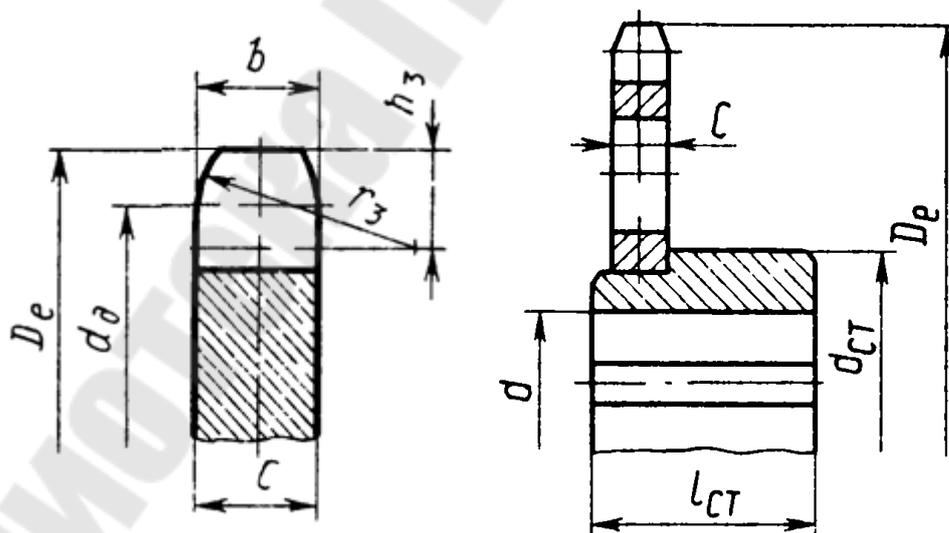


Рис. 3 – Конструкция звездочки втулочно-роликовых цепей с приварным ободом

| | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат |
|------|-----|----------|--------|-----|

КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ

Лис

20

5 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ПРИВОДА

На этапе эскизной компоновки определяем взаимное расположение в пространстве редуктора, электродвигателя, муфты, барабана лебедки с учетом конструктивных размеров деталей открытой передачи.

Взаимное расположение деталей передачи выполнено в соответствии с заданной схемой и представлено на первом листе графической части курсового проекта.

Габаритные размеры всех элементов берем из справочной литературы:

- электродвигатель АИР100L4: габаритные размеры $b \times l \times h = 220 \times 263 \times 392$ мм, длина выходного конца вала $l_1 = 60$ мм, расстояние между болтами крепления к раме $b_{10} \times l_{10} = 160 \times 140$ мм, высота от опорной поверхности до оси двигателя $h = 100$ мм.

- Редуктор Ч-125М-20-52-1-2-ЦЦ В УЗ ТУ2-056178-83: габаритные размеры $b \times l \times h = 246 \times 275 \times 396$ мм, расстояние между болтами крепления к рамке $L_2 \times B_2 = 230 \times 190$ мм, высота от опорной поверхности до оси редуктора $h = 111$ мм, длина входного участка вала $l_1 = 160$ мм, выходного – $l_2 = 115$ мм.

- муфта МУВП-250-28-32-УЗ ГОСТ21424-93: диаметр муфты $D = 140$ мм, дины полумуфт $l = 80$ мм.

Исходя из величины натяжения $F = 6$ кН, принимаем диаметр каната $d = 8,3$ мм [11, с.57, т.2.5].

Рабочая длина барабана определяется по формуле [11, с.60, формула 2.11]

$$L_B = \frac{L_K \cdot t}{\pi \cdot m \cdot (md + D)\varphi}, \quad (37)$$

где L_K – длина каната, навиваемого на барабан, принимаем $L_K = 54$ м;
 t – шаг витка, $t = 0,01$ м [11, с.60, т.2.8];

m – число слоев навивки, $m = 1$;

d – диаметр каната;

D – диаметр барабана по средней линии навитого каната;

$$D = D_6 + d;$$

$$D = 0,32 + 0,0083 = 0,3283 \text{ м};$$

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 21 |

φ – коэффициент неплотности навивки, для нарезных барабанов $\varphi=1,0$;

$$L_B = \frac{54 \cdot 0,01}{3,14 \cdot 1 \cdot (1 \cdot 0,0083 + 0,3283) \cdot 1} = 0,51 \text{ м.}$$

Барабан лебедки изготавливаем сварным. Толщина стенки барабана из расчета на сжатие [9, с.61, формула 2.16]

$$\delta = \frac{F_K}{t \cdot [\sigma_{сж}]}, \quad (38)$$

где F_K - усилие в канате, Н;

t – шаг витков, м;

$[\sigma_{сж}]$ - допускаемое напряжение сжатия для материала барабана, Па; для стальных барабанов $[\sigma_{сж}]=0,5\sigma_T$.

Принимаем для материала барабана сталь 3, тогда

$$[\sigma_{сж}]=0,5 \cdot 240 \cdot 10^6 = 120 \cdot 10^6 \text{ Па,}$$

$$\delta = \frac{6000}{0,01 \cdot 120 \cdot 10^6} = 0,005 \text{ м, ; принимаем } \delta = 5 \text{ мм.}$$

Диаметр ступицы

$$d_{ст} = 1,6 \cdot d_{ст.б}; d_{ст} = 1,6 \cdot 95 \approx 150 \text{ мм.}$$

Длина ступицы

$$L_{ст} = 1,5 \cdot d_{ст.б}; L_{ст} = 1,5 \cdot 95 = 142,5 \text{ мм ; принимаем } L_{ст} = 140 \text{ мм.}$$

Опоры приводного вала устанавливаем на расстоянии 50 мм от кромок барабана.

Редуктор и электродвигатель располагаем на раме. Рама представляет собой сварную конструкцию из швеллеров. Длину и ширину рамы определяем прорисовыванием по эскизной компоновке. Для создания базовых поверхностей под двигатель и редуктор на раме предусматриваем пластики высотой $h_{п}=5$ мм. Высоту базовой конструкции рамы определяем по формуле [4, с.11]

$$H = (0,09 \dots 0,12) L, \quad (39)$$

где L - длина рамы; $L \approx 800$ мм.

$$H = (0,09 \dots 0,12) 800 = 72 \dots 96 \text{ мм.}$$

Исходя из размера H , предварительно выбираем швеллер №10. Но так как полку швеллера предполагаем, использовать для крепления редуктора, а также для крепления рамы к полу цеха, проверяем, достаточна ли ширина полки для этой цели.

Для выбранного редуктора крепежный болт М20.

Для крепления рамы к полу цеха применяем фундаментные болты с коническим концом, устанавливаемые в скважине

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 22 |

с цементным раствором. В зависимости от длины рамы принимаем диаметр фундаментных болтов М20, количество болтов $n=6$ [4, т.2].

Для болтов М20 принимаем швеллер №16 высотой $H=160$ мм.

Глубина болта в фундаменте $H_6=300$ мм, размер отверстия под фундаментный болт принимаем 50×50 мм.

Далее определяем положение приводного вала относительно редуктора с учетом рассчитанной цепной передачи и положение барабана лебедки относительно опор вала для дальнейшего определения опорных реакций и подбора подшипников.

Размеры корпусов подшипников и крышек определяем по [9, с. 128].

Остальные размеры, необходимые для составления расчётной схемы, определяем из эскизной компоновки.

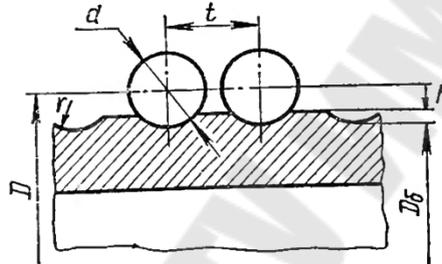


Рис. 4 – Профиль канавок на барабане

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 23 |

6 ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ ПРИВОДНОГО ВАЛА ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

6.1 Определение усилий

Усилие от открытой цепной передачи (см.п.2):

$$F_{оп}=3978\text{Н.}$$

Расчетной нагрузкой для узла барабана является максимальное усилие F в ветви каната, наматываемого на барабан, которое равно 6кН (см. исходные данные).

6.2 Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах приводного вала и проверка долговечности подшипников

Схема нагружения приводного вала представлена на рисунке 5.

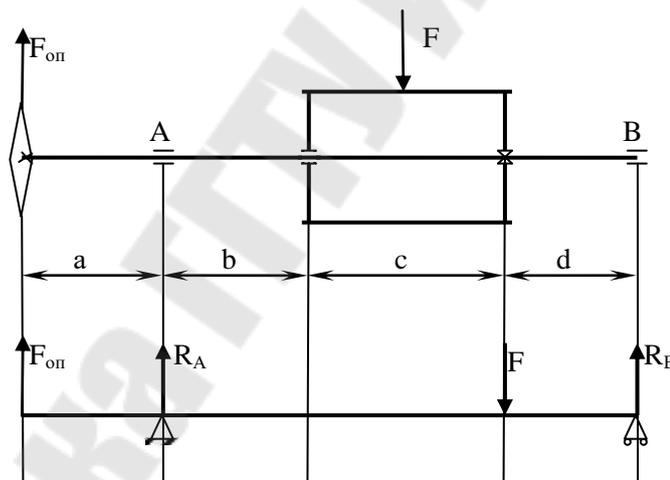


Рис. 5 – Схема нагружения приводного вала

Расстояния: $a=190\text{мм}$, $b=140\text{мм}$, $c=510\text{мм}$, $d=140\text{мм}$.

Определяем опорные реакции от действия усилий (рис. 5)

$$\sum M_A = 0; R_B \cdot (b + c + d) - F \cdot (b + c) - F_{оп} \cdot a = 0$$

$$R_B = \frac{F \cdot (b + c) + F_{оп} \cdot a}{b + c + d};$$

$$R_B = \frac{6000 \cdot (140 + 510) + 3978 \cdot 190}{140 + 510 + 140} = 5893,44 \text{ Н;}$$

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 24 |

$$\sum M_B = 0; R_A \cdot (c + b + d) + F \cdot d - F_{OII} \cdot (a + b + c + d) = 0;$$

$$R_A = \frac{-F \cdot d + F_{OII} \cdot (a + b + c + d)}{b + c + d};$$

$$R_A = \frac{3978 \cdot (190 + 140 + 510 + 140) - 6000 \cdot 140}{140 + 510 + 140} = 3871,44 \text{ Н}$$

Проверка: $\sum F_i = 0;$

$$-R_A + R_B - F + F_{OII} = 0;$$

$$-3871,44 + 5893,44 - 6000 + 3978 = 0$$

$$0 = 0.$$

Подбор подшипников осуществляется по наиболее нагруженной опоре.

$$R_B = 5893,44 \text{ Н.}$$

Для установки на приводной вал принимаем шариковые радиальные сферические двухрядные подшипники легкой серии 1215, имеющие следующую характеристику [5, с.37, т.П4]:

$$d = 75 \text{ мм; } D = 130 \text{ мм; } B = 25 \text{ мм;}$$

$$C = 39 \text{ кН; } C_0 = 21,8 \text{ кН.}$$

Номинальная долговечность подшипника, млн. об., определяется по формуле [5, с.17, формула 2.4]

$$L = \left(\frac{C}{P_{\Sigma}} \right)^p, \quad (41)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, кН;

P_{Σ} – эквивалентная нагрузка, кН;

p – показатель степени; для шариковых подшипников $p=3$.

Номинальная долговечность подшипника в часах определяется по формуле [5, с.17, формула 2.5]

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 \cdot n}, \quad (42)$$

где n – частота вращения приводного вала.

Так как осевая нагрузка отсутствует, то эквивалентная нагрузка определяется по формуле [5, с.17, формула 2.6]

$$P_{\Sigma} = XVR_B \cdot K_{\sigma} \cdot K_T, \quad (43)$$

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 25 |

где X – коэффициент радиальной нагрузки; $X=1$ [6, табл.9.18];

V – коэффициент вращения; $V=1$;

K_{σ} - коэффициент безопасности; $K_{\sigma}=1,3$ [6, табл.9.19];

K_T - температурный коэффициент ; $K_T=1,0$.

$$P_{\sigma} = 1 \cdot 1 \cdot 5893,44 \cdot 1,3 \cdot 1 = 7662 \text{ Н};$$

$$L = \left(\frac{39}{7,662} \right)^3 = 132 \text{ млн. об.}$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 132}{60 \cdot 25,2} = 87302 \text{ ч} > [L_h] = 10000 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипников приводного вала обеспечена.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 26 |

7 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Шпонки изготавливают из стали 45 нормализованной.

Напряжения смятия и условие прочности проверяются по формуле [5, с.18, формула 2.7]

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_3}{d \cdot l_p (h - t_1)} \leq [\sigma_{см}], \quad (44)$$

где T_3 – передаваемый вращающий момент, Н·мм;

d – диаметр вала в месте установки шпонки, мм;

l_p – рабочая длина шпонки: $l_p = l_{см} - b$, мм;

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

В месте установки барабана [5, с.35, т.П1]:

$d = 95$ мм; $b \times h = 25 \times 14$ мм; $t_1 = 9$ мм, $l_p = 140 - 25 \approx 110$ мм

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 966460}{95 \cdot 110 \cdot (14 - 9)} = 37 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

В месте установки звездочки ведомой:

$d = 63$ мм; $b \times h = 18 \times 11$ мм; $t_1 = 7$ мм, $l_p = 95 - 18 \approx 80$ мм

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 966460}{63 \cdot 80 \cdot (11 - 7)} = 95,9 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 27 |

8 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНОГО ВАЛА

Принимаем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения по отнулевому.

Прочность вала считается обеспеченной при условии [5, с.19, формула 2.8]

$$s \geq [s], \quad (45)$$

где $[s]$ - допускаемая величина коэффициента запаса прочности; $[s] = 2,5$ [7, с.162].

Коэффициент запаса прочности в опасном сечении определяется по формуле [5, с.19, формула 2.9]

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}; \quad (46)$$

где s_σ - коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям [5, с.19, формула 2.9],

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (47)$$

σ_{-1} - предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба; $\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_s$ - для углеродистых сталей;

k_σ - эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений;

ε_σ - масштабный фактор для нормальных напряжений;

β - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

σ_v - амплитуда цикла нормальных напряжений, равная наибольшему напряжению изгиба σ_u в рассматриваемом сечении;

ψ_σ - коэффициент, учитывающий материал вала;

σ_m - среднее напряжение цикла нормальных напряжений;

s_τ - коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 28 |

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta} \tau_v + \psi_{\tau} \tau_m}, \quad (48)$$

τ_{-1} - предел выносливости стали при симметричном цикле кручения; $\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}$.

Остальные обозначения в формуле для s_{τ} имеют тот же смысл, что и в формуле для s_{σ} , с той лишь разницей, что они относятся к напряжениям кручения.

Определяем величины и строим эпюру изгибающих моментов (рис.6).

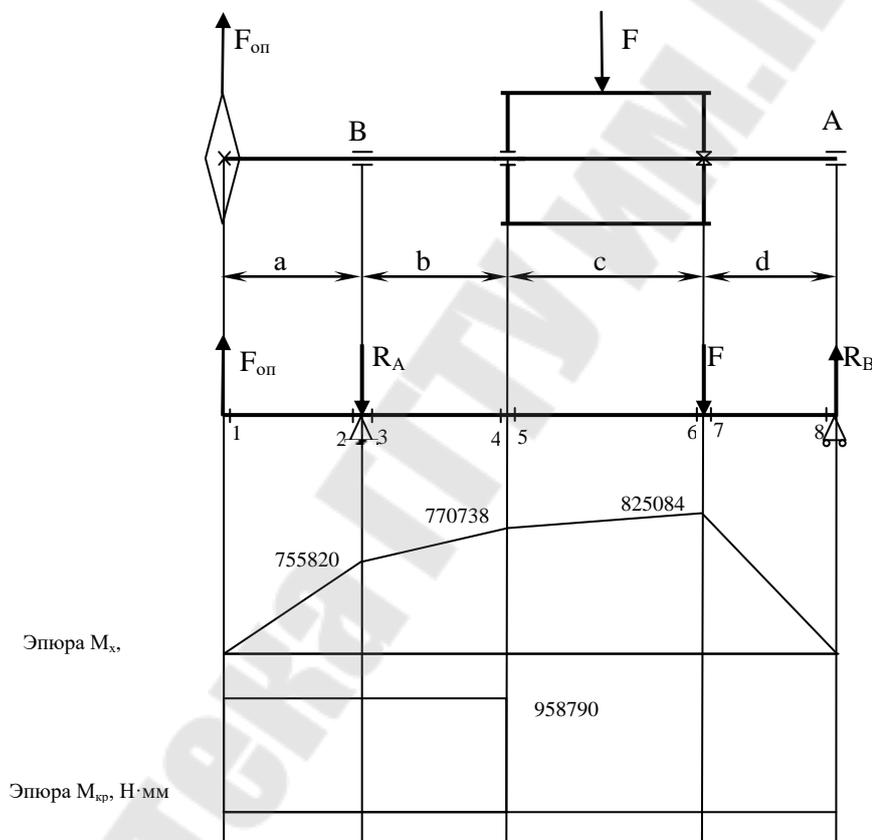


Рис.6 – Эпюры изгибающего и крутящего моментов

$$M_{x1} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{x2} = F_{оп} \cdot a = 3978 \cdot 190 = 755820 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{x2} = M_{x3};$$

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 29 |

$$\tau_v = \frac{958790}{2 \cdot 159501} = 3,01 \text{ МПа.}$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба [5, с.21]

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{|M_{x6}|}{W_{\text{нетто}}}; \sigma_v = \frac{825084}{753715} = 11 \text{ МПа}; \sigma_m = 0;$$

$$s_\sigma = \frac{245}{\frac{1,59}{0,71} \cdot 11} = 9,95; \quad s_\tau = \frac{142}{\frac{1,49}{0,6} \cdot 3,01 + 0,1 \cdot 3,01} = 18,2;$$

$$s = \frac{9,95 \cdot 18,2}{\sqrt{9,95^2 + 18,2^2}} = 8,7 > [s].$$

Условие прочности выполняется.

Рассмотрим опору А.

Концентрация напряжений обусловлена посадкой внутреннего кольца подшипника с гарантированным натягом.

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,4; \quad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \cdot \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 3,4 \cdot 0,4 = 2,44 \text{ [6, табл. 8.7];}$$

Принимаем $\psi_\sigma = 0,15; \psi_\tau = 0,1$.

Осевой момент сопротивления [5, с.22]

$$W = \frac{\pi d^3}{32}; \tag{51}$$

$$W = \frac{3,14 \cdot 75^3}{32} = 41396 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений [5, с.22]

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{|M_{x2}|}{W}; \sigma_v = \frac{755820}{41396} = 18,3 \text{ МПа}; \sigma_m = 0.$$

Полярный момент сопротивления [5, с.22]

$$W_p = 2W; \quad W_p = 2 \cdot 41396 = 82792 \text{ мм}^3$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений [5, с.22]

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_3}{2W_p}; \quad \tau_v = \frac{958790}{2 \cdot 82792} = 5,8 \text{ МПа};$$

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 31 |

$$s_{\sigma} = \frac{245}{3,4 \cdot 18,3} = 3,9; s_{\tau} = \frac{142}{2,44 \cdot 5,8 + 0,1 \cdot 5,8} = 9,6$$

$$s = \frac{3,9 \cdot 9,6}{\sqrt{3,9^2 + 9,6^2}} = 3,6 > [s].$$

Условие прочности выполняется.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 32 |

9 СБОРКА ПРИВОДА

Сборку производят в соответствии с чертежом общего вида привода конвейера. Устанавливают сварную раму поз. 1 и опоры приводного вала поз. 4 на фундаментные болты поз. 7,8. На входной вал редуктора поз. 31 устанавливают полумуфту до упора в торец ступени вала; на выходной вал редуктора устанавливают ведущую звездочку поз. 10 и фиксируют ее винтом. На вал электродвигателя поз. 30 устанавливают полумуфту поз. 28. Устанавливают пальцы и фиксируют их с помощью гаек. На приводной вал, собранный предварительно, напрессовывают ведомую звездочку поз. 9 до упора в бурт вала и закрепляют с помощью концевой шайбы поз. 19. Устанавливают на раму редуктор, электродвигатель, затягивают болты поз. 16, крепящие редуктор к раме. На опоры устанавливают приводной вал и затягивают болты поз. 18, крепящие его к опорам. Затягивают гайки поз. 21 на фундаментных болтах. Затем устанавливают цепь поз. 29 на звездочки. После затягивают болты поз. 15, крепящие электродвигатель к раме.

Собранный привод обкатывают и подвергают испытанию по программе, устанавливаемой техническими условиями.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 33 |

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

1 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА

Приводная станция подвешенного конвейера состоит из электродвигателя 1, муфты 2, двухступенчатого редуктора 3, открытой конической зубчатой передачи 4, приводного вала 5 и звездочки 6 для тяговой цепи 7. Подобрать электродвигатель, муфту, редуктор и рассчитать открытую коническую передачу и приводной вал, если мощность на приводном валу $P=5,5\text{кВт}$, частота вращения приводного вала $n=70\text{об/мин}$, шаг цепи $t=160\text{мм}$, число зубьев звездочки $z_6=8$. Срок службы передачи: 20000 ч. Недостающие данные принять самостоятельно.

Кинематическая схема:

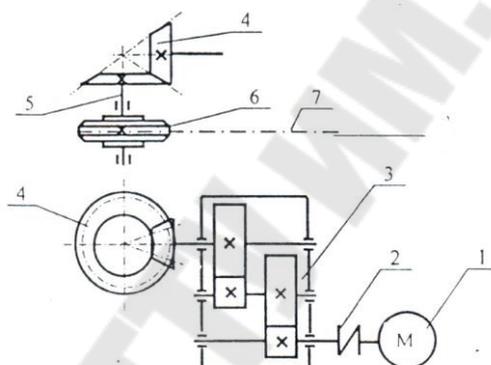


Рис. 1 – Кинематическая схема привода цепного конвейера
 1 – электродвигатель, 2 – муфта, 3 – цилиндрический двухступенчатый редуктор,
 4 – открытая коническая передача, 5 – приводной вал, 6 – тяговая звездочка

1.1 Определение расчетной мощности привода

Расчетная мощность электродвигателя определяется по формуле [1, с.49, формула 6.1]:

$$P_{эд} = \frac{P}{\eta_{общ}}, \quad (1)$$

где P – мощность на приводном валу конвейера, кВт, $P=5,5\text{кВт}$;
 $\eta_{общ}$ – общий КПД привода.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 6 |

Для рассматриваемой схемы общий КПД привода определяем по формуле:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_m \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{он}} \cdot \eta_{\text{нк}}, \quad (2)$$

где η_m – КПД муфты; $\eta_m = 0,99$ [1, с.140, т.П2.1];

$\eta_{\text{ред}}$ – КПД редуктора; $\eta_{\text{ред}} = 0,97$ [2, с.26, т.П3.1];

$\eta_{\text{он}}$ – КПД открытой конической передачи; $\eta_{\text{он}} = 0,92$ [1, с.140, т.П2.1];

$\eta_{\text{нк}}$ – КПД пары подшипников качения; $\eta_{\text{нк}} = 0,99$ [1, с.140, т.П2.1];

$$\eta_{\text{общ}} = 0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,92 \cdot 0,99 = 0,875;$$

$$P_{\text{эд}} = \frac{5,5}{0,875} = 6,296 \text{ кВт.}$$

1.2 Выбор электродвигателя

Ориентировочно требуемая частота вращения вала электродвигателя определяется по формуле [1, с.50, формула 6.3]:

$$n_{\text{тр}} = n \cdot u_{\text{он min}} \cdot u_{\text{ред}}, \quad (3)$$

где $u_{\text{он min}}$ – наименьшее значение передаточного числа открытой передачи привода; $u_{\text{он min}} = 2$ [1, с.141, т.П2.3];

$u_{\text{ред.ср}}$ – значение передаточного числа редуктора привода; $u_{\text{ред}} = 10$ [1, с.141, т.П2.3];

n – номинальная частота вращения приводного вала; $n = 70$ об/мин,

$$n_{\text{тр}} = 70 \cdot 2 \cdot 10 = 1400 \text{ об/мин.}$$

По величине $n_{\text{тр}}$ с учетом $P_{\text{эд}}$ принимаем по [1, с.140, т.П2.2] электродвигатель АИР132S4.

Техническая характеристика принятого электродвигателя представлена в таблице 1.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 7 |

Таблица 1

Характеристика электродвигателя

| Обозначение электродвигателя | Исполнение | Номинальная мощность, кВт | Частота вращения, об/мин | $\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$ | $\frac{T_{max}}{T_{ном}}$ | $d_{эд}$, мм |
|------------------------------|------------|---------------------------|--------------------------|----------------------------|---------------------------|---------------|
| АИР132S4 | ИМ1081 | 7,5 | 1440 | 2 | 2,2 | 38 |

1.3 Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по передачам

Общее передаточное число привода определяется по формуле [1, с.51, формула 6.6]

$$u_{общ} = \frac{n_{эд}}{n}; \quad (4)$$

$$u_{общ} = \frac{1440}{70} = 20,57.$$

Оставляем передаточное число редуктора $u_{ред} = 10$, тогда передаточное число открытой конической передачи составит

$$u_{окп} = \frac{u_{общ}}{u_{ред}} = \frac{20,57}{10} = 2,057.$$

1.4 Силовые и кинематические параметры привода

Расчет элементов привода выполняем по расчетной мощности $P_{эд}$ электродвигателя.

Для каждого из валов элементов привода определяем частоту вращения n , мощность P и вращающий момент T .

Определяем частоты вращения валов привода [1, с. 51]:

$$n_{эд} = 1440 \text{ об/мин};$$

$$n_1 = n_{эд}; n_1 = 1440 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{ред}}; n_2 = \frac{1440}{10} = 144 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{окп}}; n_3 = \frac{144}{2,057} = 70 \text{ об/мин}.$$

Определение мощностей, передаваемых на валы привода [1, с. 52]:

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 8 |

$$P_{\text{эд}} = 6,296 \text{ кВт};$$

$$P_1 = P_{\text{эд}} \cdot \eta_m; P_1 = 6,296 \cdot 0,99 = 6,223 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{ред}}; P_2 = 6,223 \cdot 0,97 = 6,036 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{окп}} \cdot \eta_{\text{нк}}; P_3 = 6,036 \cdot 0,92 \cdot 0,99 = 5,5 \text{ кВт}.$$

Определение вращающих моментов передаваемых на валы [1, с. 52]:

$$T_i = 9550 \frac{P_i}{n_i}; \quad (5)$$

$$T_{\text{эд}} = 9550 \cdot \frac{6,296}{1440} = 41,755 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{6,223}{1440} = 41,271 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{6,036}{144} = 400,304 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3 = 9550 \cdot \frac{5,5}{70} = 750,357 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Результаты расчета представлены в таблице 2.

Таблица 2

Силовые и кинематические параметры привода

| Номер вала | Частота вращения, об/мин | Мощность, кВт | Крутящий момент, Н·м |
|------------------|-----------------------------|------------------|-------------------------|
| Электродвигатель | 1440 | 6,296 | 41,755 |
| 1 | 1440 | 6,223 | 41,271 |
| 2 | 144 | 6,036 | 400,304 |
| 3 | 70 | 5,5 | 750,357 |

1.5 Выбор редуктора

Передаточное число редуктора $u_{\text{ред}} = 10$.

Редуктор выбираем по расчетному крутящему моменту на выходном валу редуктора и с учетом проверки по радиальным консольным нагрузкам.

Расчетный крутящий момент на выходном валу редуктора определяется по формуле [2, с.6, формула 3]

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|-----|-------------------------|------|
| Изм. | Лист | № докум. | Подпис | Дат | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лист |
| | | | | | | 9 |

$$T_{ВЫХ.РАСЧ.} = T_{ВЫХ.ТРЕБ.} \cdot K_{УР}, \quad (6)$$

где $T_{ВЫХ.ТРЕБ.}$ – требуемый крутящий момент на выходном валу редуктора, $T_{ВЫХ.ТРЕБ.} = T_2 = 400,304 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

$K_{УР}$ – коэффициент условия работы, определяемый по формуле [2, с.4, формула 1],

$$K_{УР} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_{ПВ} \cdot K_{РЕВ}, \quad (7)$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий динамические характеристики двигателя, $K_1 = 1,2$ [2, с.7, табл.1];

K_2 – коэффициент, учитывающий продолжительность работы в сутки, $K_2 = 1,12$ [2, с.7, табл.2];

K_3 – коэффициент, учитывающий количество пусков в час, $K_3 = 1,1$ [2, с.8, табл.3];

$K_{ПВ}$ – коэффициент, учитывающий продолжительность включения (ПВ), $K_{ПВ} = 1,0$ [2, с.8, табл.4];

$K_{РЕВ}$ – коэффициент, учитывающий реверсивность редуктора, $K_{РЕВ} = 1$ (передача неревверсивная).

$$K_{УР} = 1,2 \cdot 1,12 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,478$$

$$T_{ВЫХ.РАСЧ.} = 400,304 \cdot 1,478 = 591,649 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из каталога выбираем стандартный двухступенчатый редуктор из условия [2, с.9, формула 6]:

$$T_{ВЫХ.НОМ.} \geq T_{ВЫХ.РАСЧ.}, \quad (8)$$

где $T_{ВЫХ.НОМ.}$ – номинальный крутящий момент из [2, с.26, т.П.3.1] для двухступенчатого цилиндрического редуктора, $T_{ВЫХ.НОМ.} = 1250 \text{ Н}\cdot\text{м} \geq T_{ВЫХ.РАСЧ.} = 591,649 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Принимаем редуктор: *Редуктор 1Ц2У-160-10-12Ц У2*.

Выполняем проверку правильности выбора редуктора по консольным радиальным нагрузкам на входном и выходном валах редуктора [2, с.9, формулы 11,12]:

$$F_{ВЫХ.НОМ.} \geq F_{ВЫХ.РАСЧ.} \quad (9)$$

$$F_{ВХ.НОМ.} \geq F_{ВХ.РАСЧ.} \quad (10)$$

где $F_{ВЫХ.НОМ.}$, $F_{ВХ.НОМ.}$ – номинальные радиальные консольные нагрузки из [2, с.26, т.П.3.1] для двухступенчатого цилиндрического редуктора, для редуктора 1Ц2У-125: $F_{ВЫХ.НОМ.} = 9000 \text{ Н}$, $F_{ВХ.НОМ.} = 1600 \text{ Н}$;

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 10 |

$F_{\text{ВЫХ.РАСЧ.}}$, $F_{\text{ВХ.РАСЧ.}}$ – расчетные радиальные консольные нагрузки на выходном и входном валах редуктора соответственно [2, с.9, формулы 7,8]:

$$F_{\text{ВЫХ.РАСЧ.}} = F_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}} \cdot K_{\text{УР}}, \quad (11)$$

$$F_{\text{ВХ.РАСЧ.}} = F_{\text{ВХ.ТРЕБ.}} \cdot K_{\text{УР}}, \quad (12)$$

где $F_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}}$, $F_{\text{ВХ.ТРЕБ.}}$ – требуемые радиальные консольные нагрузки на выходном и входном валах редуктора соответственно,

$$F_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}} = F_{\text{ОП}},$$

где $F_{\text{ОП}}$ – консольная нагрузка от открытой конической передачи,

$$F_{\text{ОП}} = F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}, \quad (13)$$

где F_t – окружное усилие, $F_t=4335\text{Н}$ (см. п.2);

F_r – радиальное усилие, [5, с.11, формула 1.11]

$$F_r = F_t \cdot \text{tg} \alpha \cdot \sin \delta_3, \quad (14)$$

где α – угол зацепления в нормальном сечении, $\alpha=20$ град;

δ_3 – угол делительного конуса конической шестерни, град (см.п.2),

$$F_r = 4335 \cdot \text{tg} 20^\circ \cdot \sin 26^\circ 00' 12'' = 691 \text{Н}.$$

$$F_{\text{ОП}} = F_n = \sqrt{4335^2 + 691^2} = 4390 \text{Н}.$$

$$F_{\text{ВХ.РАСЧ.}} = F_M,$$

где F_M – консольная нагрузка от муфты, выбранной в зависимости от требуемого крутящего момента и диаметров валов, которых она соединяет,

$$F_M = (0,2 \dots 0,5) \cdot 2 \cdot T_1 / D_0, \quad (15)$$

где D_0 – диаметр окружности расположения пальцев, мм.

Для соединения выходного вала электродвигателя $d_{\text{в.дв.}} = 38$ мм и входного вала редуктора $d_{\text{вх.ред.}} = 25$ мм используем муфту упругую втулочно-пальцевую из условия:

$$T_{\text{н.ном}} > T_{\text{н.расч}} \quad (16)$$

$$T_{\text{ном.расч}} = T_1 \cdot K_{\text{УР}};$$

$$T_{\text{ном.расч}} = 41,271 \cdot 1,478 = 60,999 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Согласно условию

$$250 > 60,999;$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|-----|-------------------------|------|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпис | Дат | | 11 |

Принимаем муфту [4, с.33, т.3П.1] МУВП-250-38-25–У3 ГОСТ21424-93, для которой $D_0=102$ мм.

$$F_M=(0,2\dots0,5)\cdot 2\cdot 41,271/0,102=(161,9\dots404,62)H.$$

$$F_{ВЫХ.НОМ.}=9000H\geq F_{ВЫХ.РАСЧ.}=4790\cdot 1,478=7080H$$

$$F_{ВХ.НОМ.}=1600H\geq F_{ВХ.РАСЧ.}=404,62\cdot 1,478=598,03H$$

Условия выполнены.

Проверку условия отсутствия перегрева не выполняем, т.к. термическая мощность для данного типа редуктора не лимитируется.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 12 |

2 РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА

Исходные данные:

Вращающий момент на зубчатом колесе $T = T_3 = 750,357 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Передаточное число открытой конической передачи $u_{\text{окн}} = 2,057$.

Частота вращения вала шестерни $n = n_2 = 144 \text{ об/мин}$.

Для изготовления шестерни и колеса на основании рекомендаций [3, с.29] принимаем для шестерни чугун ВЧ60, для колеса ВЧ45. Механические характеристики материала представлены в таблице 3.

Таблица 3

Механическая характеристика материала

| Наименование | Марка чугуна | Предел прочности | | |
|--------------|--------------|---------------------------------------|----------------------------------|-----------------------------------|
| | | Растяжение $\sigma_{\text{вр}}$, МПа | Изгиб $\sigma_{\text{ви}}$, МПа | Сжатие $\sigma_{\text{вс}}$, МПа |
| Шестерня | ВЧ60 | 600 | 1100 | 2190 |
| Колесо | ВЧ45 | 450 | 700 | 1900 |

2.1 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость

Допускаемые напряжения изгиба σ_{FP} , МПа, определяются по формуле [3, с.30, формула 3.23]

$$\sigma_{FP} = (0,31 \dots 0,36) \sigma_{\text{вр}} K_{FC} K_{FL}, \quad (17)$$

где K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки; $K_{FC} = 1,0$ [3, с.30];

K_{FL} – коэффициент долговечности [3, с.30, формула 3.24],

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}, \quad (18)$$

где N_{FO} – базовое число циклов перемены напряжений, $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$;

N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от характера циклограммы нагружения [3, с.30, формула 3.25];

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 13 |

$$N_{FE} = 60c \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^9 n_i t_i, \quad (19)$$

где T_i – один из числа длительно действующих моментов, учитываемых при расчете на выносливость, Н·м;

T – максимальный момент, учитываемый при расчете на выносливость, Н·м;

n_i – частота вращения зубчатого колеса при действии момента T_i , об/мин;

t_i – продолжительность действия момента T_i , ч [3, с.31, формула 3.26];

c – число колес, находящихся одновременно в зацеплении с шестерней;

$$t = 365 \cdot K_{zod} \cdot T_{np} \cdot 24 \cdot K_{сут}, \quad (20)$$

T_{np} – срок службы привода, год; $T_{np} = 10$ лет;

K_{zod} , $K_{сут}$, – коэффициенты использования привода в течение года и суток; $K_{zod} = 0,7$; $K_{сут} = 0,8$;

$$t = 365 \cdot 0,7 \cdot 10 \cdot 0,8 = 49056 \text{ ч};$$

$$N_{FE3} = 60 \cdot 1 \cdot (1^9 \cdot 0,4 + 0,4^9 \cdot 0,6) \cdot 144 \cdot 49056 = 169,6 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE4} = N_{FE3} / u_{окл}; N_{FE4} = 169,6 \cdot 10^6 / 2,057 = 82,5 \cdot 10^6.$$

Так как $N_{FE3} > N_{F0}$, $N_{FE4} > N_{F0}$, то $K_{FL} = 1,0$.

$$\sigma_{FP3} = 0,35 \cdot 600 \cdot 1 \cdot 1 = 210 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP4} = 0,35 \cdot 450 \cdot 1 \cdot 1 = 157,5 \text{ МПа}.$$

2.2 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Допускаемые предельные напряжения определяются по формуле [3, с.31, формула 3.27]

$$\sigma_{FPM} = 0,6 \cdot \sigma_{вр}; \quad (21)$$

$$\sigma_{FPM3} = 0,6 \cdot 600 = 360 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FPM4} = 0,6 \cdot 450 = 270 \text{ МПа};$$

| | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-----|
| | | | | | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | 14 |

2.3 Проектировочный расчет по напряжениям изгиба

На основании рекомендаций принимаем число зубьев конической шестерни

$$z_3 = 20.$$

Число зубьев z_4 конического колеса определяется по формуле [3, с.32, формула 3.28]

$$z_4 = z_3 \cdot u_{окл}; \quad (22)$$

$$z_4 = 20 \cdot 2,057 = 41,1; \text{ принимаем } z_4 = 41.$$

Уточняем величину $u_{окл} = 41/20 = 2,05$.

Согласно рекомендации принимаем прямозубую открытую коническую передачу и назначаем 9-ю степень точности.

Углы делительных конусов определяется по формулам [3, с.32, формулы 3.29, 3.30]

$$\delta_4^\circ = \arctg u_{окл}; \quad (23)$$

$$\delta_3^\circ = 90 - \delta_4^\circ; \quad (24)$$

$$\delta_4^\circ = \arctg 2,05 = 63^\circ 59' 48'';$$

$$\delta_3^\circ = 90^\circ - 63^\circ 59' 48'' = 26^\circ 00' 12''.$$

Эквивалентное число зубьев шестерни z_{v3} и колеса z_{v4} определяется по формуле [3, с.32, формула 3.31]

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta \cdot \cos^3 \beta}, \quad (25)$$

где $\beta = 0$.

$$z_{v3} = \frac{20}{\cos 26^\circ 00' 12''} = 22,2;$$

$$z_{v4} = \frac{41}{\cos 63^\circ 59' 48''} = 93,6.$$

Определяем коэффициенты формы зуба по [1, с.146, рисунок П2.4]: $Y_{F3} = 3,97$; $Y_{F4} = 3,6$.

Определяем отношение $\frac{\sigma_{FP}}{Y_F}$

$$\sigma_{FP3} = \frac{210}{3,97} = 52,9 \text{ МПа}; \quad \sigma_{FP4} = \frac{157,5}{3,6} = 43,8 \text{ МПа}$$

| | | | | | | | | |
|------|-----|----------|----------|------|-------------------------|----------|-----|-----|
| | | | Y_{F3} | 3,97 | | Y_{F4} | 3,6 | Лис |
| | | | | | | | | |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | | | 15 |

Так как $\frac{\sigma_{FP4}}{Y_{F4}} < \frac{\sigma_{FP3}}{Y_{F3}}$, то дальнейший расчет ведем по колесу.

Средний окружной модуль m_{im} определяется по формуле [3, с.33, формула 3.32]

$$m_{im} = \sqrt[3]{\frac{2T_F K_F K_{изн}}{0,85 z \psi_m \sigma_{FP}} Y_F}, \quad (26)$$

где T_F - крутящий момент на зубчатом колесе, по материалу которого ведется расчет, $H \cdot м$;

K_F - коэффициент нагрузки; $K_F = 1,5$ [3, с.33];

$K_{изн}$ - коэффициент, учитывающий уменьшение толщины зуба в его опасном сечении вследствие износа; $K_{изн} = 1,5$ [3, с.33];

ψ_m - коэффициент ширины зубчатого венца относительно модуля m зацепления, определяемы по формуле [3, с.33, формула 3.33]

$$\psi_m = \psi_{Re} \frac{0,5 \cdot z_c}{1 - 0,5 \cdot \psi_{Re}}, \quad (27)$$

где ψ_{Re} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния R_e ; $\psi_{Re} = 0,3$ [3, с.33];

z_c - коэффициент, определяемый по формуле [3, с.33, формула 3.34]

$$z_c = \sqrt{z_3^2 + z_4^2}; \quad (28)$$

$$z_c = \sqrt{20^2 + 41^2} = 46;$$

$$\psi_m = 0,3 \cdot \frac{0,5 \cdot 46}{1 - 0,5 \cdot 0,3} = 8,12;$$

$$m_{im} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 750357 \cdot 1,5 \cdot 1,5}{0,85 \cdot 41 \cdot 8,12 \cdot 157,5}} \cdot 3,6 = 6,5 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого венца определяется по формуле [3, с.34, формула 3.35]

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|---------------------------|---------|
| | | | | | $b_{w4} = \psi_m m_{im};$ | (29) ИС |
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 16 |

$$b_{w4} = 8,12 \cdot 6,5 = 52,7 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_{\omega 4} = 71 \text{ мм}$ [1, с.143, т.П2.7] (с учетом дальнейшей проверки).

Внешнее конусное расстояние R_e определяется по формуле [3, с.34, формула 3.36]

$$R_e = \frac{b_{\omega 4}}{\psi_{Re}}; \quad (30)$$

$$R_e = \frac{71}{0,3} = 237 \text{ мм.}$$

Среднее конусное расстояние определяется по формуле [3, с.34, формула 3.37]

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b_{\omega 3}; \quad (31)$$

$$R_m = 237 - 0,5 \cdot 71 = 201,5 \text{ мм.}$$

Внешний окружной модуль определяется по формуле [3, с.34, формула 3.38]

$$m_{te} = m_{tm} + \frac{b_{\omega 4} \sin \delta_4}{z_4}; \quad (32)$$

$$m_{te} = 6,5 + \frac{71 \cdot \sin 63^\circ 59' 48''}{41} = 8,06 \text{ мм.}$$

Принимаем $m_{te} = 10 \text{ мм}$ [1, с.143, т.П2.9].

Условие

$$\frac{b_{\omega 4}}{\psi_m} = \frac{71}{8,12} = 8,7 \text{ мм} > m_{\min} = 1,5 \text{ мм} \text{ выполняется.}$$

Фактическое значение среднего окружного модуля определяется по формуле [3, с.35, формула 3.39]

$$m_{tm} = m_{te} \frac{R_m}{R_e}; \quad (33)$$

$$m_{tm} = 10 \cdot \frac{201,5}{237} = 8,5 \text{ мм.}$$

Внешние делительные диаметры шестерни и колеса определяются по формуле [3, с.35, формула 3.40]

$$d_e = z \cdot m_{te}; \quad (34)$$

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|---|-----|
| | | | | | $d_{e3} = 20 \cdot 10 = 200 \text{ мм};$ КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 17 |

$$d_{e4} = 41 \cdot 10 = 410 \text{ мм.}$$

Средние диаметры шестерни и колеса определяются по формуле [3, с.35, формула 3.41]

$$d_m = d_e - b_w \cdot \sin \delta; \quad (35)$$

$$d_{m3} = 200 - 71 \cdot \sin 26^\circ 00' 12'' = 169 \text{ мм;}$$

$$d_{m4} = 410 - 71 \cdot \sin 63^\circ 59' 48'' = 346,2 \text{ мм.}$$

Окружная скорость шестерни определяется по формуле [3, с.35, формула 3.42]

$$v_{m3} = \frac{\pi d_{m3} n_2}{60 \cdot 1000}, \quad (36)$$

где n_2 - частота вращения шестерни, об/мин;

$$v_{m3} = \frac{3,14 \cdot 169 \cdot 144}{60 \cdot 1000} = 1,27 \text{ м/с.}$$

2.4 Проверочный расчет на выносливость при изгибе.

Уточняем величину коэффициента K_F по формуле [3, с.36, формула 3.43]

$$K_F = K_{Fv} K_{F\beta}, \quad (37)$$

где K_{Fv} - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении; $K_{Fv} = 1,5$ [3, с.36];

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца [3, с.36, формула 3.44]

$$K_{F\beta} = \theta(1 - \varphi) + \varphi, \quad (38)$$

где θ - вспомогательный коэффициент, выбираемы в зависимости от материала зубчатых колес, их расположение относительно опор и параметра [3, с.36]

$$\psi_{bd} = \frac{b_{\omega 3}}{d_{m3}}; \quad \psi_{bd} = \frac{71}{169} = 0,42 < 1.$$

φ - вспомогательный коэффициент, зависящий от степени постоянства передаваемой нагрузки [3, с.36, формула 3.45];

$$\varphi = \frac{1}{T_F} \frac{\sum T_{Fi} t_i n_i}{\sum t_i n_i}; \quad (39)$$

$$\varphi = 1 \cdot 0,4 + 0,4 \cdot 0,6 = 0,64;$$

КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ

Лис

18

| | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат |
|------|-----|----------|--------|-----|

$$K_{F\beta} = 1,2 \cdot (1 - 0,64) + 0,64 = 1,07;$$

$$K_F = 1,5 \cdot 1,07 = 1,605.$$

Усталостный излом зубьев предупреждается при выполнении условия [3, с.36, формула 3.46]

$$\sigma_F = Y_F K_{изн} \frac{\omega_{Ft}}{0,85 \cdot m_{тн}} \leq \sigma_{FP}, \quad (40)$$

где ω_{Ft} - удельная расчетная окружная сила, Н/мм [3, с.36, формула 3.47];

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b_{\omega}} K_F, \quad (41)$$

F_{Ft} - исходная расчетная окружная сила, Н [3, с.37, формула 3.48];

$$F_{Ft} = \frac{2T_F}{d_m}; \quad (42)$$

$$F_{Ft} = \frac{2 \cdot 750357}{346,2} = 4335 \text{ Н};$$

$$\omega_{Ft} = \frac{4335}{71} \cdot 1,605 = 98 \text{ Н/мм};$$

$$\sigma_{F4} = 3,6 \cdot 1,5 \cdot \frac{98}{0,85 \cdot 8,5} = 73,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F4} < \sigma_{FP4} = 157,5 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

2.5 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Остаточные деформации или хрупкий излом зубьев предотвращается при выполнении условия [3, с.37, формула 3.49]

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_{FM}}{T_F} \leq \sigma_{FPM}; \quad (43)$$

$$\sigma_{FM4} = 73,2 \cdot 2,2 = 161,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FM4} \leq \sigma_{FPM4} = 270 \text{ МПа}.$$

| | | | | | |
|--------------------------------|-----|----------|--------|-----|-----|
| Условие прочности выполняется. | | | | | Лис |
| КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | | | | | 19 |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | |

2.6 Параметры зацепления открытой конической передачи

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \sqrt{z_3^2 + z_4^2}; [3, \text{с.37, формула 3.50}] \quad (44)$$

$$R_e = 0,5 \cdot 10 \sqrt{20^2 + 41^2} = 228 \text{ мм};$$

$$R_m = 118 - 0,5 \cdot 71 = 193 \text{ мм};$$

Внутренний окружной модуль [3, с.38, формула 3.51]

$$m_{ii} = m_{te} \frac{R_e - b_w}{R_e}; \quad (45)$$

$$m_{ii} = 10 \cdot \frac{228 - 71}{228} = 6,9 \text{ мм}.$$

Внутренне конусное расстояние [3, с.38, формула 3.52]

$$R_i = R_e - b_w; \quad (46)$$

$$R_i = 228 - 71 = 157 \text{ мм}.$$

Наибольшая высота зуба [3, с.38, формула 3.53]

$$h_{e3} = h_{e4} = h_e = 2,2 m_{te}; \quad (47)$$

$$h_e = 2,2 \cdot 10 = 22 \text{ мм}.$$

Наибольшая высота головки зуба [3, с.38, формула 3.54]

$$h_{a3} = h_{a4} = h_a = m_{te}; \quad (48)$$

$$h_a = 10 \text{ мм}.$$

Наибольшая высота ножки зуба [3, с.38, формула 3.55]

$$h_{f3} = h_{f4} = h_f = 1,2 m_{te}; \quad (49)$$

$$h_f = 1,2 \cdot 10 = 12 \text{ мм}.$$

Угол ножки зуба [3, с.38, формула 3.56]

$$\theta_{f3} = \theta_{f4} = \theta_f = \arctg \frac{h_f}{R_e}; \quad (50)$$

$$\theta_f = \arctg \frac{12}{228} = 3^\circ 00' 46''.$$

Внешние диаметры вершин [3, с.39, формулы 3.57, 3.58]

$$d_{ae3} = d_{e3} + 2h_a \cos \delta_3; \quad (51)$$

$$d_{ae4} = d_{e4} + 2h_a \cos \delta_4; \quad (52)$$

$$d_{ae3} = 200 + 2 \cdot 10 \cdot \cos 26^\circ 00' 12'' = 218 \text{ мм};$$

$$d_{ae4} = 410 + 2 \cdot 10 \cdot \cos 63^\circ 59' 48'' = 418,8 \text{ мм}.$$

| | | | | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|--|--|--|-----|
| | | | | | | | | | Лис |
| | | | | | | | | | 20 |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | | | | |

Параметры открытой конической передачи представлены в таблице 4.

Таблица 4

Параметры открытой конической передачи

| Наименование параметра | Обозначение | Единица измерения | Значение | |
|--------------------------------|-------------|-------------------|------------------------|------------------------|
| | | | Шестерня | Колесо |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Внешний окружной модуль | m_{te} | мм | 10 | 10 |
| Средний окружной модуль | m_m | мм | 8,5 | 8,5 |
| Внешнее конусное расстояние | R_e | мм | 228 | 228 |
| Среднее конусное расстояние | R_m | мм | 193 | 193 |
| Ширина зубчатого венца | b_o | мм | 71 | 71 |
| Число зубьев | z | - | 20 | 41 |
| Внешний делительный диаметр | d_e | мм | 200 | 410 |
| Средний делительный диаметр | d_m | мм | 169 | 346,2 |
| Угол делительного конуса | δ | град | 26°00'12 | 63°59'48 |
| Наибольшая высота ножки зуба | h_f | мм | 12 | 12 |
| Наибольшая высота головки зуба | h_a | мм | 10 | 10 |
| Наибольшая высота зуба | h_e | мм | 22 | 22 |
| Угол ножки зуба | θ_f | град | 3°00'46 | 3°00'46 |
| Внешний диаметр вершин | d_{ae} | мм | 218 | 418,8 |

3 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНОГО ВАЛА

Предварительный расчет валов ведём на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Диаметр выходного конца приводного вала определяется по

формуле [5, с.13] формула 2.1]

| | | | | | | |
|-----|------|-----------|------|-----|-------------------------|-----|
| Изм | Глис | № док.им. | Глис | Дат | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| | | | | | | 22 |

$$d_{в.пр.} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T \cdot 10^3}{\pi [\tau_k]}}, \quad (53)$$

где $[\tau_k]$ - допускаемое напряжение на кручение, МПа; $[\tau_k]=15...25$ МПа,

T – вращающий момент на приводном валу, $T=T_3=750,357\text{Н}\cdot\text{м}$.

$$d_{впр} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 750,357 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 57,6 \text{ мм};$$

Принимаем $d_{в.пр.}=60$ мм [6, с.161]

Диаметр вала под распорную втулку [5, с.13, формула 2.2]

$$d_{впр} = d_{впр} + 2 \cdot t; \quad (54)$$

$$d_{впр} = 60 + 2 \cdot 4,6 = 69,2 \text{ мм}$$

принимаем $d_{впр} = 70$ мм.

Диаметр вала под подшипники

$$d_{нпр} = 70 \text{ мм}.$$

Диаметр вала для упора подшипников [5, с.13, формула 2.3]

$$d_{упр} = d_{нпр} + 3 \cdot r; \quad (55)$$

$$d_{упр} = 70 + 3 \cdot 3,5 = 80,5 \text{ мм};$$

принимаем $d_{упр} = 80$ мм.

Для уплотнения подшипникового узла выбираем манжеты резиновые армированные, устанавливаемые на диаметр $d_{упр}=80$ мм.

Принимаем по [9,с.373, т.19.16]: *Манжета 1-80x105-3 ГОСТ 8752-79*.

Диаметр вала в зоне посадки ступицы звездочки цепного конвейера $d_{пр.зв.} = 90$ мм.

Диаметр упорного буртика вала [9,с.42]

$$d_{б.пр} = d_{пр.зв.} + 3 \cdot f; \quad (56)$$

$$d_{б.пр} = 90 + 3 \cdot 3 = 99 \text{ мм};$$

принимаем

$$d_{б.пр.} = 100 \text{ мм}.$$

Величину $t=4,6$, $r=3,5$ и $f=3$ мм принимаем по [9,с.42, т.3.1].

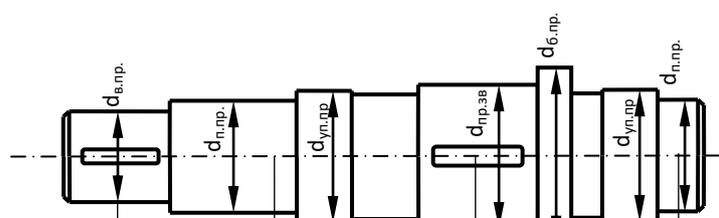


Рис. 2 – Эскиз вала

Расстояния a , b и c (расстояния между точками приложения нагрузок на вал) определяем при проектировании приводного вала.

4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ДЕТАЛЕЙ ОТКРЫТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Так как d_{ac} шестерни и колеса открытой конической передачи больше 180 мм, то их выполняем литыми и рассчитываем их конструктивные размеры [7, с.162, т.10.3].

Обол шестерни и колеса открытой конической передачи.

| Изм. | Лист | № докум. | Подпис | Дат | Лист |
|------|------|----------|--------|-----|------|
| Изм. | Лист | № докум. | Подпис | Дат | Лист |
| | | | | | 24 |
| | | | | | 23 |

Толщина

$$S = 2,5 \cdot m_{te}, \quad (57)$$

$$S = 2,5 \cdot 10 = 25 \text{ мм.}$$

Ширина

$$b_0 = 0,5 \cdot b_w, \quad (58)$$

$$b_0 = 0,5 \cdot 71 = 35,5 \text{ мм.}$$

Ступица.

Внутренний диаметр

Шестерня

$$d = d_{\text{вых.ред.}} = 55 \text{ мм.}$$

Колесо

$$d = d_{\text{пр.зв.}} = 60 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр

$$d_{cm} = 1,55d ; \quad (59)$$

Шестерня

$$d_{cm1} = 1,5 \cdot 55 \approx 85 \text{ мм}$$

Колесо

$$d_{cm2} = 1,55 \cdot 60 \approx 90 \text{ мм}$$

Длина

$$l_{cm} = (1,2 \dots 1,5)d \quad (60)$$

Шестерня

$$l_{cm1} = 82 \text{ мм.}$$

Колесо

$$l_{cm2} = (1,2 \dots 1,5) \cdot 60 = 72 \dots 90 \approx 80 \text{ мм.}$$

Толщина

$$\delta_{cm} = 0,3 \cdot d, \quad (61)$$

Шестерня

$$\delta_{cm1} = 0,3 \cdot 55 = 16,5 \text{ мм.}$$

Колесо

$$\delta_{cm2} = 0,3 \cdot 60 = 18 \text{ мм.}$$

Диск.

Толщина

$$C = (S + \delta_{cm}) \cdot 0,5 > 0,25b \quad (62)$$

Шестерня

$$C_1 = (25 + 16,5) \cdot 0,5 = 21 \text{ мм} > 0,25 \cdot 71 = 17,75 \text{ мм.}$$

Колесо

$$C_2 = (25 + 18) \cdot 0,5 = 22 \text{ мм} > 0,25 \cdot 71 = 17,75 \text{ мм.}$$

Радиусы закругления и уклон

$$R \geq 10, \gamma = 7^\circ.$$

Отверстия в диске выполняем больше 25мм в количестве 4...6.

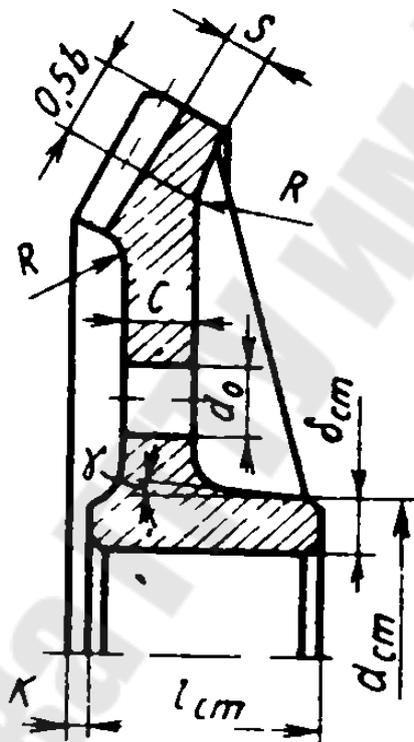


Рис. 3 – Конструкция диска, обода и ступицы колеса конического

5 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ПРИВОДА

На этапе эскизной компоновки определяем взаимное расположение в пространстве редуктора, электродвигателя, муфты, приводного вала подвесного цепного конвейера с учетом конструктивных размеров деталей открытой передачи.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--------------------------|------|
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | КП: XX.XX.XX:00:00:00:ПЗ | Лист |
| | | | | | | 26 |

Взаимное расположение деталей передачи выполнено в соответствии с заданной схемой и представлено на первом листе графической части курсового проекта.

Габаритные размеры всех элементов берем из справочной литературы:

- электродвигатель АИР132S4: габаритные размеры $b \times l \times h = 276 \times 480 \times 350$ мм, длина выходного конца вала $l_1 = 80$ мм, расстояние между болтами крепления к раме $b_{10} \times l_{10} = 216 \times 140$ мм, высота от опорной поверхности до оси двигателя $h = 132$ мм.

- Редуктор 1Ц2У-160-10-12Ц У2: габаритные размеры $b \times l \times h = 206 \times 557 \times 345$ мм, расстояние между болтами крепления к рамке $A \times A_1 = 425 \times 140$ мм, высота от опорной поверхности до оси редуктора $h = 170$ мм, длина входного участка вала $l_1 = 42$ мм, выходного – $l_2 = 82$ мм.

- муфта МУВП-250-38-25–У3 ГОСТ21424-93: диаметр муфты $D = 140$ мм, длины полумуфт $l = 80$ мм.

Опоры приводного вала устанавливаем на расстоянии ≈ 200 мм от центра тяговой звездочки.

Редуктор и электродвигатель располагаем на раме. Рама представляет собой сварную конструкцию из швеллеров. Длину и ширину рамы определяем прорисовыванием по эскизной компоновке. Для создания базовых поверхностей под двигатель и редуктор на раме предусматриваем платики высотой $h_{п} = 5$ мм. Высоту базовой конструкции рамы определяем по формуле [4, с.11]

$$H = (0,09 \dots 0,12) L, \quad (63)$$

где L - длина рамы; $L \approx 900$ мм.

$$H = (0,09 \dots 0,12) 900 = 81 \dots 108 \text{ мм.}$$

Исходя из размера H , предварительно выбираем швеллер №14.

Но так как полку швеллера предполагаем, использовать для крепления редуктора, а также для крепления рамы к полу цеха, проверяем, достаточна ли ширина полки для этой цели.

Для выбранного редуктора крепежный болт М24.

Для крепления рамы к полу цеха применяем фундаментные болты с коническим концом, устанавливаемые в скважине с цементным раствором. В зависимости от длины рамы принимаем

диаметр фундаментных болтов М20, количество болтов $n=6$ [4, с.13, т.2].

Для болтов М20 принимаем швеллер №16 высотой $H=160$ мм.

Глубина болта в фундаменте $H_6=300$ мм, размер отверстия под фундаментный болт принимаем 50×50 мм.

Далее определяем положение приводного вала относительно редуктора и положение тяговой звездочки цепного конвейера относительно опор вала для дальнейшего определения опорных реакций и подбора подшипников.

Размеры корпусов подшипников и крышек определяем по [9, с. 128].

Остальные размеры, необходимые для составления расчётной схемы, определяем из эскизной компоновки.

6 ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ ПРИВОДНОГО ВАЛА ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

| | | | | | | |
|------------------------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| 6.1 Определение усилий | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 27 |

На выходной конец приводного вала от открытой конической передачи действуют усилия: окружное F_t , радиальное F_r и осевое F_a .

Окружное усилие $F_t = 4335\text{Н}$ (см. п.2).

Радиальное усилие $F_r = 691\text{Н}$ (см. п.1.5).

Осевое усилие [5, с.11, формула 1.12]

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_4; \quad (64)$$

где δ_4 – угол делительного конуса конического колеса, град.

$$F_a = 4335 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 63^\circ 59' 48'' = 1419\text{Н}.$$

Делительный диаметр тяговой звездочки [5, с.24]

$$d_o = \frac{t}{\sin\left(\frac{180}{z}\right)}, \quad (65)$$

где t , z – шаг цепи и количество зубьев тяговой звездочки (см. лист задания)

$$d_o = \frac{160}{\sin\left(\frac{180}{8}\right)} = 418,1\text{мм}.$$

Расчетное усилие S определяется по формуле [5, с.9, формула 1.4]

$$S = S_{\text{наб}} + S_{\text{сб}}. \quad (66)$$

Усилия $S_{\text{наб}}$ и $S_{\text{сб}}$ определяются из системы уравнений [5, с.10, формула 1.5]

$$\left. \begin{aligned} S_{\text{наб}} - S_{\text{сб}} &= \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_3}{d_o}; \\ S_{\text{наб}} &= c \cdot S_{\text{сб}}, \end{aligned} \right\} \quad (67)$$

где c – коэффициент, зависящий от типа конвейера, $c=5$.

Тогда

$$S_{\text{наб}} = 5 \cdot S_{\text{сб}};$$

$$5 \cdot S_{\text{сб}} - S_{\text{сб}} = \frac{2 \cdot 750357}{418,1};$$

$$S_{\text{сб}} = \frac{3589,4}{(5-1)} = 897\text{Н};$$

$$S_{\text{наб}} = 5 \cdot 897 = 4485\text{Н}.$$

$$S = 897 + 4485 = 5382\text{Н}.$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|-----|------|-----|-------|
| Изм. | Лист | № докум. | Год | Лист | Дат | Итого |
| | | | | | | 20 |

Расчетная разрушающая нагрузка [5, с.7, формула 1.1]

$$S_{разр.расч} = k_u \cdot S_{наб}; \quad (68)$$

где k_u – коэффициент запаса прочности тяговой пластинчатой цепи, $k_u=6$.

$$S_{разр.расч} = 6 \cdot 5382 = 32292Н.$$

По [5, с.35, т.П2] выбираем цепь М40 с разрушающей нагрузкой $S_{разр.}=40кН$, что больше $S_{разр.расч}$. Заданный шаг $t=160$ мм находится в предусмотренных пределах шагов для данной цепи.

Окончательно принимаем цепь:

М40-2-160-2 ГОСТ 588-81.

6.2 Определение основных размеров звездочки цепного конвейера

Основные размеры определяем, используя данные таблицы [5, с.36, т.П3].

Диаметр элемента зацепления D_u для тяговой пластинчатой цепи М40 типа 2 исполнения 2: $D_u = d_3 = 18$ мм.

Геометрическая характеристика зацепления λ :

$$\lambda = \frac{t}{D_u}; \quad (69)$$

$$\lambda = \frac{160}{18} = 8,9;$$

Диаметр делительной окружности: $d_o = 418,1$ мм.

Коэффициент числа зубьев K_z :

$$K_z = ctg\left(\frac{180}{z}\right); \quad (70)$$

$$K_z = ctg(160/8) = 2,75.$$

Диаметр наружной окружности D_e ,

$$D_e = t \cdot [K + K_z - (0,31/\lambda)], \quad (71)$$

где K – коэффициент высоты зуба; $K = 0,56$ при $z = 8$ и $D_u < 80$ мм

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 30 |

$$D_e = 160 \cdot [0,56 + 2,75 - (0,31/8,9)] = 524 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности впадин D_i

$$D_i = d_o - D_y, \quad (72)$$

$$D_i = 418,1 - 18 = 400 \text{ мм.}$$

Смещение центров дуг впадин e :

$$e_{\min} = 0,01 \cdot t; \quad (73)$$

$$e_{\max} = 0,05 \cdot t, \quad (74)$$

$$e_{\min} = 0,01 \cdot 160 = 1,6 \text{ мм;}$$

$$e_{\max} = 0,05 \cdot 160 = 8 \text{ мм.}$$

Радиус впадины зубьев r :

$$r = 0,5 \cdot D_y, \quad (75)$$

$$r = 0,5 \cdot 18 = 9 \text{ мм.}$$

Половина угла заострения зуба $\gamma = 15^\circ$.

Угол впадины зуба $\beta = 80^\circ$.

Расстояние между внутренними пластинами $b_3 = 19 \text{ мм}$.

Ширина пластины $h = 25 \text{ мм}$.

Ширина зуба звездочки для цепи типа 2:

$$b_{f \max} = 0,9 \cdot b_3 - 1, \quad (76)$$

$$b_{f \min} = 0,87 \cdot b_3 - 1,7, \quad (77)$$

$$b_{f \max} = 0,9 \cdot 19 - 1 = 16,1 \text{ мм,}$$

$$b_{f \min} = 0,87 \cdot 19 - 1,7 = 14,8 \text{ мм.}$$

Ширина вершины зуба для цепи типа 2:

$$b = 0,75 \cdot b_f, \quad (78)$$

$$b = 0,75 \cdot 16,1 = 12 \text{ мм.}$$

Диаметр венца для цепи типа 2:

$$D_e = t \cdot K_z - 1,3 \cdot h, \quad (79)$$

$$D_e = 160 \cdot 2,75 - 1,3 \cdot 25 = 407,5 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр ступицы

$$d_{cm} = 1,6 \cdot d_{np.зв.} = 1,6 \cdot 90 = 144 \text{ мм.}$$

Длина ступицы

$$l_{ст} = (1,2...1,5) \cdot d_{пр.зв.} = (1,2...1,5) \cdot 90 = 108...135 \approx 120 \text{ мм.}$$

6.3 Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах приводного вала и проверка долговечности подшипников

Схема нагружения приводного вала представлена на рисунке 4.

Расстояния: $a=150 \text{ мм}$, $b=200 \text{ мм}$, $c=200 \text{ мм}$.

Момент от осевой силы: $m=F_a \cdot d_{м4}/2=1419 \cdot 346,2/2=245629 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

Плоскость YOZ (рис. 4а)

$$\sum M_A = 0; -R_{BY} \cdot (b+c) + S \cdot b + F_r \cdot a - m = 0$$

$$R_{BY} = \frac{S \cdot b + F_r \cdot a - m}{b+c};$$

$$R_{BY} = \frac{5382 \cdot 200 + 691 \cdot 150 - 245629}{200+200} = 2336 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; R_{AY} \cdot (b+c) - S \cdot c + F_r \cdot (a+b+c) - m = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{S \cdot c - F_r \cdot (a+b+c) + m}{b+c};$$

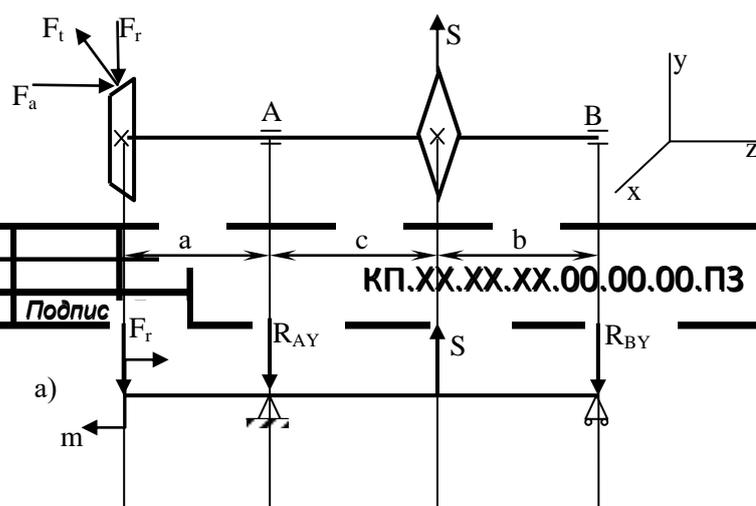
$$R_{AY} = \frac{5328 \cdot 200 - 691 \cdot (150+200+200) + 245629}{200+200} = 2355 \text{ Н}$$

Проверка: $\sum F_{yi} = 0;$

$$-F_r - R_{AY} - R_{BY} + S = 0;$$

$$-691 - 2355 - 2336 + 5328 = 0$$

$$0=0.$$



| | | | | | |
|------|------|----------|--------|-------------------------|------------|
| Изм. | Лист | № докум. | Подпис | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лист 32 |
|------|------|----------|--------|-------------------------|------------|

Рис. 4 – Схема нагружения приводного вала

Плоскость XOZ (рис. 4б):

$$\sum M_A = 0; R_{BX} \cdot (b + c) - F_t \cdot a = 0;$$

$$R_{BX} = \frac{F_t \cdot a}{b + c}$$

$$R_{BY} = \frac{4335 \cdot 150}{200 + 200} = 1626 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; R_{AX} \cdot (b + c) - F_t \cdot (a + b + c) = 0;$$

$$R_{AX} = \frac{F_t \cdot (a + b + c)}{b + c};$$

$$R_{AY} = \frac{4335 \cdot (150 + 200 + 200)}{200 + 200} = 5961 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum F_{xi} = 0;$

$$F_t - R_{AX} + R_{BX} = 0;$$

$$4335 - 5961 + 1626 = 0$$

$$0 = 0$$

Подбор подшипников осуществляется по наиболее нагруженной опоре.

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{5961^2 + 2355^2} = 6409 \text{ Н.};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{1626^2 + 2336^2} = 2848 \text{ Н.}$$

Для установки на приводной вал принимаем шариковые радиальные сферические двухрядные подшипники средней серии

1314, имеющие следующую характеристику [5, с.37, т.П4]:

Кл. XX.XX.XX.00.00.00.ПЗ

Изм. Лис № докум. Подпис Дата 0 мм; D=150 мм; B=35 мм;

Лис

33

$$C = 75 \text{ кН}; C_0 = 37,5 \text{ кН}.$$

Нормальная долговечность подшипника, млн. об., определяется по формуле [5, с.17, формула 2.4]

$$L = \left(\frac{C}{P_3} \right)^p, \quad (80)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, кН;

P_3 – эквивалентная нагрузка, кН;

p – показатель степени; для шариковых подшипников $p=3$.

Номинальная долговечность подшипника в часах определяется по формуле [5, с.17, формула 2.5]

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 \cdot n}, \quad (81)$$

где n – частота вращения приводного вала.

Так как осевая нагрузка отсутствует, то эквивалентная нагрузка определяется по формуле [5, с.17, формула 2.6]

$$P_3 = XVR_A \cdot K_\sigma \cdot K_T, \quad (82)$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки; $X=1$ [6, табл.9.18];

V – коэффициент вращения; $V=1$;

K_σ – коэффициент безопасности; $K_\sigma=1,2$ [6, табл.9.19];

K_T – температурный коэффициент ; $K_T=1,0$.

$$P_3 = 1 \cdot 1 \cdot 6409 \cdot 1,2 \cdot 1 = 7691 \text{ Н};$$

$$L = \left(\frac{75}{7,691} \right)^3 = 927 \text{ млн. об.}$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 927}{60 \cdot 70} = 220714 \text{ ч} > [L_h] = 20000 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипников приводного вала обеспечена.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 34 |

где T_3 – передаваемый вращающий момент, Н·мм;
 d – диаметр вала в месте установки шпонки, мм;
 l_p – рабочая длина шпонки: $l_p = l_{cm} - b$, мм;

$[\sigma_{cm}]$ – допускаемое напряжение смятия, МПа; $[\sigma_{cm}] = 150$ МПа.

В месте установки зубчатого колеса открытой конической передачи [5, с.35, т. П1]:

$d = 60$ мм; $b \times h = 18 \times 11$ мм; $t_1 = 7$ мм, $l_p = 80 - 18 \approx 63$ мм

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 750357}{60 \cdot 63 \cdot (11 - 7)} = 99,3 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

В месте установки звездочки цепного конвейера:

$d = 90$ мм; $b \times h = 25 \times 14$ мм; $t_1 = 9$ мм, $l_p = 120 - 25 \approx 90$ мм

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 750357}{90 \cdot 90 \cdot (14 - 9)} = 37,1 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

8 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНОГО ВАЛА

Принимаем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения по отнулевому.

Прочность вала считается обеспеченной при условии [5, с.19, формула 2.8]

$$s \geq [s], \quad (84)$$

где $[s]$ - допускаемая величина коэффициента запаса прочности;
 $[s] = 2,5 [7, \text{с.162}]$.

Коэффициент запаса прочности в опасном сечении определяется по формуле [5, с.19, формула 2.9]

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}; \quad (85)$$

где s_σ - коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям [5, с.19, формула 2.9],

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (86)$$

σ_{-1} - предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба; $\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_s$ - для углеродистых сталей;

k_σ - эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений;

ε_σ - масштабный фактор для нормальных напряжений;

β - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

σ_v - амплитуда цикла нормальных напряжений, равная наибольшему напряжению изгиба σ_u в рассматриваемом сечении;

ψ_σ - коэффициент, учитывающий материал вала;

σ_m - среднее напряжение цикла нормальных напряжений;

s_τ - коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_v + \psi_\tau \tau_m}, \quad (87)$$

τ_{-1} - предел выносливости стали при симметричном цикле кручения; $\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1}$.

Остальные обозначения в формуле для s_τ , имеют тот же смысл,

| | | | | |
|--|------|----------|---------|------|
| но и в формуле для s_σ , с той лишь разницей, что они относятся к | | | | Лист |
| напряжениям кручения | | | | 367 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпис. | Дата |

Определяем величины и строим эпюру изгибающих моментов (рис.5а).

$$M_{y1} = m = 245629 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{y2} = m - F_r \cdot a = 245629 - 691 \cdot 150 = 141979 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{y3} = M_{y2};$$

$$M_{y4} = m - F_r \cdot (a + b) - R_{AY} \cdot b = 245629 - 691 \cdot (150 + 200) - 2355 \cdot 200 = -467221 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{y5} = M_{y4};$$

$$M_{y6} = m - F_r \cdot (a + b + c) - R_{AY} \cdot (b + c) + S \cdot c = 245629 - 691 \cdot (150 + 200 + 200) - 2355 \cdot (200 + 200) + 5382 \cdot 200 = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Определение величины изгибающих моментов (рис. 5б).

$$M_{x1} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

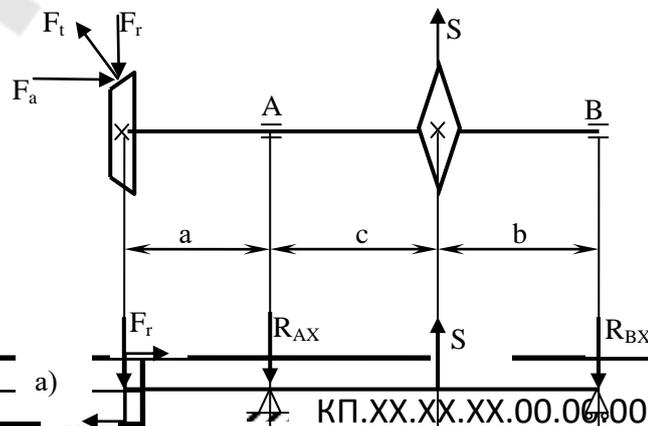
$$M_{x2} = F_t \cdot a = 4335 \cdot 150 = 650250 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{x2} = M_{x3};$$

$$M_{x4} = F_t \cdot (a + b) - R_{AX} \cdot b = 4335 \cdot (150 + 200) - 5961 \cdot 200 = 325050 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{x5} = M_{x4};$$

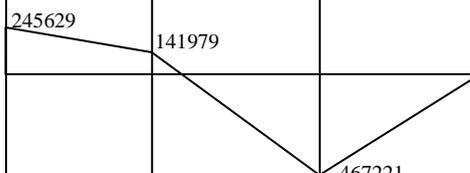
$$M_{x6} = F_t \cdot (a + b + c) - R_{AX} \cdot (b + c) = 4335 \cdot (150 + 200 + 200) - 5961 \cdot (200 + 200) = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$



| | | | |
|------|-----|----------|-------|
| Изм. | Лис | № докум. | Подпи |
| | | | |

Лис
38

Эпюра M_{xy} Н·мм



115

Рис.5 – Эпюры изгибающих и крутящего моментов

Суммарные изгибающие моменты составят (рис. 5)

$$M_{\Sigma 1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 245629^2} = 245629 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{\Sigma 2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{650250^2 + 141979^2} = 665570 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{\Sigma 3} = M_{\Sigma 2};$$

$$M_{\Sigma 4} = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{325050^2 - (-467221)^2} = 569169 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{\Sigma 5} = M_{\Sigma 4};$$

$$M_{\Sigma 6} = \sqrt{M_{x6}^2 + M_{y6}^2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

Рассмотрим место установки звездочки цепного конвейера

| | | | | | |
|--|-----|----------|--------|-----|-----|
| Материал вала – сталь 45 нормализованная | | | | | Лис |
| КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | | | | | 39 |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | |

$$\sigma_{\epsilon} = 570 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 570 = 245 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 245 = 142 \text{ МПа}.$$

Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки:

$$k_{\sigma} = 1,59; k_{\tau} = 1,49 \text{ [6,табл. 8.5];}$$

$$\epsilon_{\sigma} = 0,7; \epsilon_{\tau} = 0,59 \text{ [6,табл. 8.8];}$$

$$\psi_{\sigma} = 0,15; \psi_{\tau} = 0,1 \text{ [6,с.163, 166].}$$

Момент сопротивления кручению [6,табл. 8.5]

$$W_{k \text{ нетто}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}; \quad (88)$$

$$W_{k \text{ нетто}} = \frac{3,14 \cdot 90^3}{16} - \frac{25 \cdot 9 \cdot (90-9)^2}{2 \cdot 90} = 134865 \text{ мм}^3.$$

Момент сопротивления изгибу [6,табл. 8.5]

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}; \quad (89)$$

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 90^3}{32} - \frac{25 \cdot 9 \cdot (90-9)^2}{2 \cdot 90} = 63332 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений [5,с.21, формула 2.13]

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_3}{2W_{k \text{ нетто}}};$$

$$\tau_v = \frac{750357}{2 \cdot 134865} = 2,8 \text{ МПа}.$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба [5,с.21]

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{|M_{\Sigma 4}|}{W_{\text{нетто}}}; \sigma_v = \frac{569169}{63332} = 9 \text{ МПа}; \sigma_m = 0;$$

$$s_{\sigma} = \frac{245}{\frac{1,59}{0,7} \cdot 9} = 12; s_{\tau} = \frac{142}{\frac{1,49}{0,59} \cdot 2,8 + 0,1 \cdot 2,8} = 19,3;$$

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 40 |

$$s = \frac{12 \cdot 19,3}{\sqrt{12^2 + 19,3^2}} = 10,2 > [s].$$

Условие прочности выполняется.

Рассмотрим опору А.

Концентрация напряжений обусловлена посадкой внутреннего кольца подшипника с гарантированным натягом.

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,4; \quad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \cdot \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 3,4 \cdot 0,4 = 2,44 \text{ [6, табл. 8.7];}$$

Принимаем $\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,1$.

Осевой момент сопротивления [5, с.22]

$$W = \frac{\pi d^3}{32}; \tag{90}$$

$$W = \frac{3,14 \cdot 70^3}{32} = 33657 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений [5, с.22]

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{|M_{\Sigma 2}|}{W}; \quad \sigma_v = \frac{665570}{33657} = 19,8 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 0.$$

Полярный момент сопротивления [5, с.22]

$$W_p = 2W; \quad W_p = 2 \cdot 33657 = 67314 \text{ мм}^3$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений [5, с.22]

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_3}{2W_p}; \quad \tau_v = \frac{750357}{2 \cdot 67314} = 5,6 \text{ МПа};$$

$$s_\sigma = \frac{245}{3,4 \cdot 19,8} = 3,6; \quad s_\tau = \frac{142}{2,44 \cdot 5,6 + 0,1 \cdot 5,6} = 10$$

$$s = \frac{3,6 \cdot 10}{\sqrt{3,6^2 + 10^2}} = 3,4 > [s].$$

Условие прочности выполняется.

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 41 |

9 СБОРКА ПРИВОДА

Сборку производят в соответствии с чертежом общего вида привода конвейера. Устанавливают сварную раму поз. 1 и опоры приводного вала поз. 4 на фундаментные болты поз. 7, 8. На входной вал редуктора поз. 31 устанавливают полумуфту до упора в торец ступени вала; на выходной вал редуктора устанавливают шестерню коническую поз. 10 и фиксируют ее гайкой. На вал электродвигателя поз. 30 устанавливают полумуфту. Устанавливают пальцы и фиксируют их гайками. На приводной вал, собранный предварительно, напрессовывают колесо коническое поз. 9 до упора в

бурт вала и закрепляют его с помощью концевой шайбы поз. 19.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|-----|-------------------------|-----------|
| Изм. | Лист | № докум. | Подпис | Дат | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.13 | Лис 42 |
|------|------|----------|--------|-----|-------------------------|-----------|

Устанавливают на раму редуктор, электродвигатель, затягивают болты поз. 16, крепящие редуктор к раме. На опоры устанавливают приводной вал и затягивают болты поз. 18, крепящие его к опорам. Затягивают гайки поз. 21 на фундаментных болтах. Затем затягивают болты поз. 15, крепящие электродвигатель к раме.

Собранный привод обкатывают и подвергают испытанию по программе, устанавливаемой техническими условиями.

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

ЛИТЕРАТУРА

1. Акулов Н.В. Разработка привода с одноступенчатым редуктором/Н.В. Акулов, Э.Я. Коновалов// Практическое руководство и задания к курсовому проектированию, Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2005.-151с.

2. Ткачев В.М. Выбор редуктора/В.М. Ткачев, Э.Я. Коновалов// методические указания к курсовому проекту, Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2009.-47с.

3. Акулов Н.В. Расчет и конструирование открытых механических передач/ Н.В. Акулов, Э.Я. Коновалов// Методические указания к курсовому проекту, Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2009.-47с.

| Изм. | Лист | № докум. | Подпис | Дат | Лист |
|------|------|----------|--------|-----|------|
| | | | | | 34 |

указания к курсовому проекту, Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2009.-47с.

4. Коновалов Э.Я. Разработка чертежа общего вида механического привода/ Э.Я. Коновалов, Н.В. Полейчук, В.М. Ткачев// методические указания к курсовому проектированию, Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2010.-50с.

5. Барабанцев В. А. Расчет и конструирование приводного вала/ В.А. Барабанцев// методические указания к курсовому проекту, Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2009.-39с.

6. Чернавский С. А. Курсовое проектирование деталей машин/ С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др.// Учеб. пособие. - М.: «Машиностроение», 1987,- 416 с.

7. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин/ А.Е. Шейнблит// Учеб. пособие., Калининград: Янтар. Сказ, 1999,- 584 с.

8. Санюкевич Ф. М. Детали машин. Курсовое проектирование/Ф.М. Санюкевич// Учебное пособие. Брест: БГТУ, 2004.- 488 с.

9. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин/ П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов//Учебное пособие -М.: Высш. школа. 2001.-447с

10. Выбор редуктора: методические указания к курсовому проекту №3092, Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2009.

11. Кузьмин А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин /А.В. Кузьмин, Ф.Л. Марон// Учебное пособие -М.: Высш. школа. 1983.- 350с

| | | | | | | |
|------|-----|----------|--------|-----|-------------------------|-----|
| | | | | | КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Лис |
| Изм. | Лис | № докум. | Подпис | Дат | | 35 |

Библиотека ГГТУ им. П.О.Сухого

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Библиотека ГГТУ им. П.О.Скужого

| Формат | Зона | Поз. | Обозначение | Наименование | Кол. | Примечание | |
|--------------------------------------|----------|------|------------------------|----------------------------|----------|------------|-------|
| | | | | | | | |
| | | | | <u>Документация</u> | | | |
| A1 | | | КП.М.ХХ.ХХ.00.00.00.В0 | Чертеж общего вида | | | |
| | | | КП.М.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ | Пояснительная записка | | | |
| | | | | <u>Сборочные единицы</u> | | | |
| A1 | 1 | | КП.М.ХХ.ХХ.01.00.00.СБ | Вал приводной | 1 | | |
| | 2 | | КП.М.ХХ.ХХ.02.00.00.СБ | Опора приводного вала | 2 | | |
| | 3 | | КП.М.ХХ.ХХ.03.00.00.СБ | Рама | 1 | | |
| | 4 | | КП.М.ХХ.ХХ.04.00.00.СБ | Устройство натяжное | 1 | | |
| | | | | <u>Детали</u> | | | |
| | 5 | | КП.М.ХХ.ХХ.00.00.05 | Шкив ведомый | 1 | | |
| | 6 | | КП.М.ХХ.ХХ.00.00.06 | Шкив ведущий | 1 | | |
| | | | | <u>Стандартные изделия</u> | | | |
| | | | | Редуктор 1ЦУ-200-4-21 | | | |
| | 7 | | | ЦУ2 ГОСТ 25301-95 | 1 | | |
| | | | | МЦ 1000-70-42-УЗ | | | |
| | 8 | | | ГОСТ 20742-93 | 1 | | |
| | | | | Электродвигатель АИР | | | |
| | 9 | | | 112МВ8 ГОСТ Р51689-2000 | 1 | | |
| | 10 | | | Болт М8х20 ГОСТ 7798-70 | 1 | | |
| | | | | Болт ГОСТ 7805-70 | | | |
| | 11 | | | М12-6дх40.66.05 | 4 | | |
| | | | | КП.М.ХХ.ХХ.00.00.00 | | | |
| | | | Изм. | Лист. | № докум. | Подп. | Дата. |
| Инв. № подл. | Разраб. | | | | | | |
| | Пров. | | | | | | |
| | Н.контр. | | | | | | |
| | Утв. | | | | | | |
| Привод ленточного транспортера | | | | Лит. | Лист | Листов | |
| | | | | у | 1 | 2 | |
| | | | | ГТУ, гр. _____ | | | |

МЕХАНИКА

**Учебно-методическое пособие
по одноименному курсу
для студентов специальностей
1-43 01 03 «Электроснабжение»
и 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика»
дневной и заочной форм обучения
Часть 2**

Составители: **Иноземцева** Наталья Владимировна
Прач Светлана Игоревна
Прядко Наталья Владимировна

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 22.03.17.

Рег. № 58Е.

<http://www.gstu.by>