



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет»
(БГТУ)

Политехнический колледж (ПК БГТУ)

УТВЕРЖДАЮ
Ректор ФГБОУ ВО БГТУ

_____ О.Н. Федонин

«30» апреля 2021г.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к содержанию и выполнению курсового проекта
по ОП.03 ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

Специальность:	15.02.12 Монтаж, техническое обслуживание и ремонт промышленного оборудования (по отраслям)
Уровень образования выпускника:	среднее профессиональное образование (СПО)
Программа подготовки специалиста среднего звена (ППССЗ):	базовая
Присваиваемая квалификация:	техник-механик
Форма обучения:	очная
Срок получения СПО по ППССЗ:	3 года 10 месяцев
Уровень образования, необходимый для приема на обучение по ППССЗ:	основное общее образование
Год приема на обучение на 1-й курс:	2021

Брянск 2021

Методические рекомендации к содержанию и выполнению дипломного проекта

Разработал:

преподаватель ПК БГТУ

В.Е. Грибанов

МР рассмотрены и одобрены на заседании предметно-цикловой комиссии «Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования» ПК БГТУ (далее — ПЦК)

от «30» 04 2021 г., протокол №10

Председатель ПЦК

В.Е. Грибанов

Согласовано:

Заместитель директора ПК БГТУ
по учебно-методической работе,
к.т.н., доцент

Т.Е. Балашова

Заместитель директора ПК БГТУ
по учебно-производственной работе

А.А. Петраченко

© Антропов П.П.

© ФГБОУ ВО «Брянский государственный
технический университет»

Содержание

Введение.....	4
1 Содержание пояснительной записки.....	7
2 Оформление пояснительной записки.....	9
3 Содержание графической части курсового проекта.....	12
4 Пример расчета некоторых параметров привода к ленточному конвейеру.....	13
4.1 Выбор электродвигателя и кинематический расчет.....	13
4.2 Расчет клиноременной передачи	16
4.3 Расчет зубчатых колес редуктора.....	21
4.4 Предварительный расчет валов редуктора и выбор подшипников, конструирование шестерен и колес.....	29
4.5 Конструктивные размеры корпуса редуктора.....	33
4.6 Первый этап компоновки редуктора.....	34
4.7 Второй этап компоновки редуктора.....	36
4.8 Тепловой расчет редуктора.....	37
4.9 Проверка прочности шпоночных соединений.....	38
4.10 Вычерчивание редуктора.....	39
4.11 Выбор сорта масла и сборка редуктора.....	39
Список рекомендуемой литературы.....	42
Приложение 1 Форма титульного листа.....	43
Приложение 2 Форма задания на курсовое проектирование....	44

Введение

Методические указания (МУ) к выполнению курсового проекта по разделу «Детали машин» дисциплины ОП.03 Техническая механика предназначены для использования в профессиональных образовательных организациях, реализующих основную профессиональную образовательную программу СПО на базе основного общего образования с одновременным получением среднего общего образования.

МУ разработаны на основе требований ФГОС среднего общего образования, предъявляемых к структуре, содержанию и результатам освоения ОП.03 Техническая механика в соответствии с Рекомендациями по организации получения среднего общего образования в пределах освоения образовательных программ среднего профессионального образования на базе основного общего образования с учетом требований федеральных государственных образовательных стандартов и получаемой специальности среднего профессионального образования (письмо Департамента государственной политики в сфере подготовки рабочих кадров и ДПО Минобрнауки России от 17.03.2015 № 06-259).

Целью курсового проектирования по ОП.03 Техническая механика является приобретение общих и профессиональных компетенций:

ОК 1. Понимать сущность и социальную значимость своей будущей профессии, проявлять к ней устойчивый интерес.

ОК 2. Организовывать собственную деятельность, выбирать типовые методы и способы выполнения профессиональных задач, оценивать их эффективность и качество.

ОК 3. Принимать решения в стандартных и нестандартных ситуациях и нести за них ответственность.

ОК 4. Осуществлять поиск и использование информации, необходимой для эффективного выполнения профессиональных задач, профессионального и личностного развития.

ОК 5. Использовать информационно-коммуникационные технологии в профессиональной деятельности.

ОК 6. Работать в коллективе и команде, эффективно общаться с коллегами, руководством, потребителями.

ОК 7. Брать на себя ответственность за работу членов команды (подчиненных), результат выполнения заданий.

ПК1.1. Руководить работами, связанными с применением грузоподъемных механизмов, при монтаже и ремонте промышленного оборудования.

ПК1.2. Проводить контроль работ по монтажу и ремонту промышленного оборудования с использованием контрольно-измерительных приборов.

ПК1.3. Участвовать в пусконаладочных работах и испытаниях промышленного оборудования после ремонта и монтажа.

ПК1.4. Выбирать методы восстановления деталей и участвовать в процессе их изготовления.

ПК1.5. Составлять документацию для проведения работ по монтажу и ремонту промышленного оборудования.

ПК2.1. Выбирать эксплуатационно-смазочные материалы при обслуживании оборудования.

ПК2.2. Выбирать методы регулировки и наладки промышленного оборудования в зависимости от внешних факторов.

ПК2.3. Участвовать в работах по устранению недостатков, выявленных в процессе эксплуатации промышленного оборудования.

ПК2.4. Составлять документацию для проведения работ по эксплуатации промышленного оборудования.

ПК3.1. Участвовать в планировании работы структурного подразделения.

ПК3.2. Участвовать в организации работы структурного подразделения.

ПК3.3. Участвовать в руководстве работой структурного подразделения.

ПК3.4. Участвовать в анализе процесса и результатов работы подразделения, оценке экономической эффективности производственной деятельности.

В процессе выполнения курсового проекта необходимо научить студентов правильно применять теоретические знания, привить умения и навыки выполнения расчетно-конструкторских работ. Научить применять различные приближенные и эмпирические

формулы, в которые вводят поправочные коэффициенты, определяемые опытным путем и подтверждаемые практикой конструирования и эксплуатации машин.

При выполнении курсового проекта рассчитывается привод конвейера, разрабатывается конструкция редуктора и рассчитываются основные его параметры.

Выполнение курсового проекта является завершающим этапом изучения дисциплины и является самостоятельной работой студента.

Основными целями курсового проектирования являются:

- закрепление теоретических знаний полученных в процессе изучения дисциплины;
- приобретение навыков в использовании теоретических знаний при решении практических задач;
- углубить изучение и усвоение методики расчетов деталей машин;
- подготовить студентов к сознательному и методически правильному выполнению дипломного проекта.

Основными задачами курсового проектирования являются:

- приобретение умений и навыков по расчету деталей машин;
- приобрести умения и навыки выполнять сложные технические чертежи;
- приобрести умения и навыки в оформлении технической документации;
- совершенствование навыков использования ЭВМ в процессе выполнения расчетно-конструкторских работ.

В курсовом проекте должны быть представлены современные достижения науки и техники в области проектирования механизмов и деталей машин, производственного опыта их эксплуатации.

Темой курсового проекта является проектирование редуктора, отдельных его элементов и клиноременной (цепной) передачи для привода к конвейеру.

Курсовой проект должен состоять из пояснительной записки и графической части. Пояснительная записка со всеми иллюстрациями должна иметь 25...30 листов формата А4, графическая часть – 1.5...2.5 листов формата А1.

МУ могут использоваться другими профессиональными образовательными организациями, реализующими образовательную

программу среднего общего образования в пределах освоения ОПОП СПО на базе основного общего образования (ППССЗ).

1 Содержание пояснительной записки

Пояснительная записка включает:

- титульный лист;
- задание на курсовое проектирование;
- содержание;
- введение;
- расчетно-конструкторский раздел;
- раздел стандартизации;
- список использованной литературы.

Введение.

В введении кратко излагаются основные направления развития машиностроения, требования к машинам и деталям, указываются цели и задачи курсового проектирования.

1 Расчетно-конструкторский раздел

Расчетно-конструкторский раздел состоит из следующих подразделов:

1.1 Выбор электродвигателя и кинематический расчет.

Принимается предварительно КПД редуктора, определяется требуемая мощность электродвигателя и выбирается электродвигатель, дается его характеристика.

1.2 Расчет передачи.

Дается краткое описание и характеристика клиноременной (цепной) передачи. Определяются нагрузки (эквивалентные, радиальные, осевые) на ведущем и ведомом валах, размеры шкивов (звездочек), тяговых элементов привода. Проверяются на прочность и выносливость основные элементы привода. Определяются допускаемые напряжения.

1.3 Расчет зубчатых колес редуктора.

Выбирается материал основных деталей редуктора. Рассчитываются параметры основных элементов зубчатых зацеплений. Проверяются контактное напряжение, прочность зубьев зубчатых колес.

1.4 Предварительный расчет валов редуктора и конструирование шестерен, зубчатых колес, червяка.

Выполняется предварительный расчет валов редуктора на кручение, принимая пониженные допускаемые напряжения

Определяются конструктивные особенности шестерен, зубчатых колес, червяка и рассчитываются их геометрические параметры.

1.5 Расчет конструктивных размеров корпуса редуктора.

Определяются толщина стенок, крышки, фланцев редуктора, размеры болтов, шпилек и т.д.

1.6 Первый этап компоновки редуктора.

Первый этап служит для приближенного определения параметров зубчатых колес, червяка относительно опор для последующего определения опорных реакций и подбора подшипников.

Компоновочный чертеж выполняется в одной или в двух проекциях исходя из конструктивных особенностей редуктора.

Выполняются (упрощенно) контуры шестерен, зубчатых колес, червяка, внутренних стенок корпуса. Намечаются места установки подшипников. Выбираются смазочные материалы для подшипников.

1.7 Проверка долговечности подшипников.

Исходя из сил в зацеплении и реакций опор, определяется расчетная долговечность подшипников.

1.8 Второй этап компоновки редуктора.

На втором этапе конструктивно оформляются основные детали, валы, шестерни, зубчатые колеса, корпус, подшипниковые узлы и готовятся данные для проверки прочности отдельных деталей редуктора. Также определяются способ смазывания зацеплений и тип уплотнения валов.

1.9 Тепловой расчет редуктора.

Определяем площадь теплоотводящей поверхности редуктора и по условиям работы без перегрева производим расчет перепада температур.

1.10 Проверка прочности шпоночных соединений.

Проверяем прочность шпоночных соединений на смятие.

1.11 Уточненный расчет валов.

Определяются значения коэффициентов прочности для опасных сечений и сравниваются с требуемыми значениями.

1.12 Вычерчивание редуктора.

Выполняется краткое описание особенностей вычерчивания редуктора. Редуктор вычерчивается в двух проекциях на листе формата А1 в масштабе (желательно 1:1) с основной надписью и спецификацией.

Определяется (при наличии) посадка зубчатых венцов на центр.

1.13 Выбор сорта масла и сборка редуктора.

Определяется способ смазывания зубчатых зацеплений и подшипников. Устанавливается вязкость масел. Выбирается сорт масла.

Дается краткое описание особенностей сборки редуктора.

2 Раздел стандартизации.

Излагается значение стандартизации в обеспечении надежности машин и механизмов. Приводится перечень основных стандартов, применяемых при выполнении курсового проекта

3.3 Список использованной литературы

Список используемой литературы должен быть помещен в конце ПЗ. Литературные источники необходимо располагать в порядке появления ссылок в тексте. При сравнительно небольшом размере списка использованной литературы целесообразно применять алфавитное расположение литературных источников с нумерацией записей.

Литературные источники описываются согласно ГОСТ 7.1--2003

2 Оформление курсового проекта

Пояснительная записка (ПЗ) должна выполняться в соответствии с ГОСТ 2.105-95 «Общие требования к текстовым документам» и содержать все технико-экономические и технические обоснования, описание расчетов.

Исходным документом для выполнения курсового проекта является задание, которое составляется преподаватель дисциплины ОП.3 Техническая механика и утверждается предметно-цикловой комиссией.

Первым листом ПЗ является титульный (Приложение 1), затем помещается бланк задания (Приложение 2). Следующим располагается содержание, включающее номера разделов и подразделов с указанием номеров страниц. На заглавном листе, где

помещается содержание, вычерчивается основная надпись по ГОСТ 2.104—2016, форма 2. Все остальные листы имеют основную надпись по форме 2а.

Пояснительная записка выполняется на одной стороне листа формата А4 (201х297). Со стороны подшивки оставляют поле 20мм, со стороны отреза 5мм.

Подлинники текстовых документов пояснительной выполняются следующими способами:

- машинописным (ГОСТ 13.1.002). Шрифт высотой не менее 2.5мм (чёрный, полужирный);
- рукописный – чертежным шрифтом (ГОСТ 2.304), высотой не менее 2.5мм (чёрный).

Расположение текста относительно рамки должно отвечать требованиям:

- расстояние от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней рамки – не менее 10мм;
- расстояние от рамки формы до границ текста следует оставлять в начале строк не менее 5мм, а в конце строк не менее 3мм;
- абзац начинается отступом равный 5 ударам пишущей машинки или 15...17мм.

Нумерация листов пояснительной записки сквозная, отсчет ведется с титульного листа. В содержание включают наименование разделов и подразделов, список использованной литературы с указанием номеров листов. Введение и список использованной литературы номера раздела не имеют.

Слово «Содержание» записывается симметрично тексту с прописной буквы. Наименования, включаемые в содержание, записывают строчными буквами, начиная с заглавной. Все наименования пишут с абзаца. Содержание пишется на заглавном листе.

Заголовки разделов ПЗ должны иметь порядковые номера в пределах всей пояснительной записки, обозначенные арабскими цифрами, без точки, записываются с абзацного отступа. При необходимости вводят подразделы, которые имеют нумерацию в пределах раздела, точка после последней цифры не ставится.

Заголовки разделов и подразделов пишутся с прописной буквы без точки в конце, не подчёркиваются, слова не переносятся.

Заголовки из двух предложений разделяются точкой. Расстояние между заголовком и текстом 3...4 интервала или 15мм. Расстояние между заголовком и подразделом 2 интервала или 8 мм.

Необходимые иллюстрации допускается выполнять на листах формата не более А2; обозначение иллюстраций и приложений выполняется в соответствии с ГОСТ 2.104-95.

Перечисления в тексте пояснительной записки начинается с абзаца с дефиса или обозначается буквами или цифрами со скобками.

Все формулы, если их более одной, нумеруют арабскими цифрами в пределах раздела. Номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, разделенных точкой. Допускается сквозная нумерация. Номер указывается с правой стороны листа на уровне формулы в круглых скобках, например: плотность каждого образца вычисляется по формуле

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (3)$$

где ρ – плотность, кг/м³;
 m – масса образца, кг;
 V – объём образца, м³.

Ссылка на номер формулы дают в скобках, например:
«.....в формуле (3)».

В одной формуле машинописного и рукописного текста не допускается различное буквенное обозначение физических величин. Необходимо применять единицы физических величин в соответствии с ГОСТ 8417—2012 «Единицы величин» (единицы СИ) шрифтом 16 мм. В эспликации к формуле необходимо написать наименование и обозначение физической величины.

Исходные данные для расчетов, формулы и справочные данные должны иметь ссылки на литературные источники, например [3, с. 70]. Порядковый номер 3 показывает источник в списке литературы, число 70 – страница.

Примечания помещают после текстов, например:

Примечания:

1 Необходимо взять ...

2 Не допускается ...

Если в тексте одно примечание, то записывается следующим образом:

Примечание. Необходимо взять

В тексте не допускается:

- сокращать обозначения единиц физических величин, если они употребляются без цифр, за исключением таблиц и в расшифрованных буквенных обозначениях, входящих в формулу;
- применять сокращения слов, не установленных правилами русской орфографией;
- применять в тексте математические знаки (-) минус перед отрицательными значениями величин.
- употреблять математические знаки без цифр, а также знак №, % -- применять индексы стандартов без регистрационного номера.

3 Содержание графической части курсового проекта

Графическая часть проекта должна соответствовать заданию и выполняется в объеме 1,5...2,5 листов.

Лист 1 – компоновка редуктора (формат А2).

Лист 2 – чертеж редуктора (формат А1);

Лист 3 – чертеж детали редуктора (формат А1 или А2);

Графическая часть должна быть выполнена в соответствии с ГОСТами ЕСКД:

- форматы (ГОСТ 2.301-68);
- масштабы (ГОСТ 2.302-68);
- линии (ГОСТ 2.303-68);
- шрифты чертежные (ГОСТ 2.304-81);
- изображения, виды, разрезы, сечения (ГОСТ 2.305-68);
- нанесение размеров предельных отклонений (ГОСТ 2.307-68);
- основные надписи чертежа (ГОСТ 2.104-68);
- виды конструкторских документов (ГОСТ 2.102-68);
- основные размеры метрической резьбы (ГОСТ 24705-2004);
- общие допуски размеров (ГОСТ 30893.1-2002)

4 Пример расчета некоторых параметров привода к ленточному конвейеру

Исходные данные для расчета

Спроектировать одноступенчатый, горизонтальный, цилиндрический, прямозубый редуктор и клиноремённую передачу для привода к ленточному конвейеру, полезная сила, передаваемая ленточному конвейеру $F_l = 6 \text{ кН}$; скорость ленты $V_l = 0.65 \text{ м/с}$; диаметр приводного барабана $D_{\bar{o}} = 350 \text{ мм}$. Редуктор неревверсивный, предназначен для длительной эксплуатации; режим работы двухсменный, валы установлены на подшипниках качения.

4.1 Выбор электродвигателя и кинематический расчёт Общий КПД привода [4,с.4]

$$\eta = \eta_1 \eta_2^2 \eta_3 \eta_4,$$

где η - общий к.п.д. привода;

η_1 – КПД пары цилиндрических зубчатых колёс;

η_2 - коэффициент учитывающий потери пары подшипников качения;

η_3 - коэффициент учитывающий потери в опорах вала привода барабана;

η_4 – КПД открытой клиноремённой передачи.

Принимаем: $\eta_1 = 0,98$; $\eta_2 = 0,99$; $\eta_3 = 0,95$; $\eta_4 = 0,99$.

$$\eta = 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 0,90.$$

Мощность на валу барабана [4,с.290]

$$P_{\bar{o}} = F_l V_l,$$

где $P_{\bar{o}}$ - мощность на валу барабана, кВт;

F_l - полезная сила, передаваемая лентой конвейера, кН;

V_l - скорость ленты конвейера, м/с.

$$P_{\bar{o}} = 6 \cdot 0,65 = 3,9 \text{ кВт}.$$

Требуемая мощность электродвигателя [4,с.290]

$$P_{mp} = P_{\delta}/\eta,$$

где P_{mp} - требуемая мощность электродвигателя, кВт;

P_{δ} - мощность на валу барабана, кВт;

η - общий к.п.д. привода.

$$P_{mp} = 3.9/0.9 = 4.31 \text{ кВт}.$$

Угловая скорость барабана, вал С (рисунок 1) [4,с.290]

$$\omega_{\delta} = 2V_l/D_{\delta},$$

где ω_{δ} - угловая скорость барабана, рад/с;

V_l - скорость ленты конвейера, м/с;

D_{δ} - диаметр приводного барабана, мм.

$$\omega_{\delta} = 2 \cdot 0.65/0.35 = 3.7 \text{ рад/с}.$$

Частота вращения барабана [4,с.290]

$$n_{\delta} = 30\omega_{\delta}/\pi,$$

где n_{δ} - частота вращения барабана, об/мин;

ω_{δ} - угловая скорость барабана, рад/с;

$\pi = 3.14$.

$$n_{\delta} = 30 \cdot 3.7/3.14 = 35 \text{ об/мин}.$$

В табл. П.1 [4, с.390] по требуемой мощности $P_{mp} = 4.31$ кВт с учётом возможностей привода, состоящего из цилиндрического редуктора и клиноремённой передачи возможные значения частных передаточных отношений для цилиндрического зубчатого редуктора $i_p = 6$ и для клиноремённой передачи $i_k = 6$, $i_{общ} = i_p i_k = 36$, выбираем электродвигатель трёхфазный короткозамкнутый серии 4А, закрытый, обдуваемый, с синхронной частотой вращения 1000 об/мин 4А132S2У3 с Рдв = 5,5 кВт и скольжением 3,3%. Номинальная частота вращения $n_{\delta\phi} = 1000 - 33 = 967$ об/мин, Угловая скорость ведомого вала А (рисунок 1) [4,с.290]

$$\omega_{\delta\phi} = \pi n_{\delta\phi}/30,$$

где $\omega_{\delta\phi}$ - угловая скорость, рад/с;

$n_{\partial\delta}$ -номинальная частота вращения, об/мин;
 $\pi = 3,14$.

$$\omega_{\partial\delta} = 3,14 \cdot 967/30 = 101,2 \text{ рад/с.}$$

Передаточное отношение [4,с.291]

$$i = \omega_{\partial\delta} / \omega_{\delta},$$

где i - передаточное отношение;

$\omega_{\partial\delta}$ - угловая скорость, рад/с;

ω_{δ} - угловая скорость барабана, рад/с.

$$i = 101,2/3,7 = 27,3.$$

Принимаем для редуктора $u = 5$ тогда $i_p = 27,3/5 = 5,4$.

Угловая скорость и частота вращения ведущего вала В редуктора (рисунок 1) [4,с.291]

$$\omega_1 = \omega_{\delta} u,$$

где ω_1 - угловая скорость ведущего вала редуктора, рад/с;

ω_{δ} - угловая скорость барабана, рад/с;

u - передаточное число.

$$\omega_1 = 3,7 \cdot 5 = 18,6 \text{ рад/с.}$$

$$n_1 = n_{\delta} u,$$

где n_1 - частота вращения ведущего вала редуктора, об/мин;

n_{δ} - частота вращения барабана, об/мин;

u - передаточное число.

$$n_1 = 35 \cdot 5 = 177 \text{ об/мин.}$$

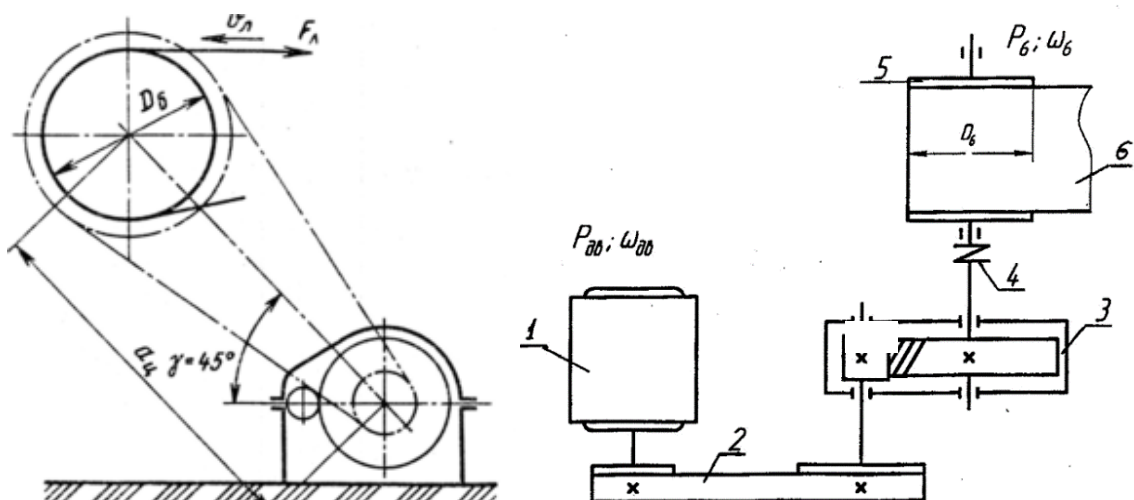


Рисунок. 1 - Привод ленточного конвейера с цилиндрическим редуктором и клиноремённой передачей: 1- электродвигатель; 2 - клиноремённая передача; 3 - одноступенчатый цилиндрический редуктор; 4 - муфта; 5 - приводной барабан; 6 – лента конвейерная.

Вал А	$n_{дв} = 967 \text{ об/мин}$	$\omega_{дв} = 101,2 \text{ рад/с}$
Вал В	$n_1 = 177 \text{ об/мин.}$	$\omega_1 = 18,6 \text{ рад/с}$
Вал С	$n_2 = n_6 = 35 \text{ об/мин}$	$\omega_2 = \omega_6 = 3,7 \text{ рад/с}$

4.2 Расчёт клиноремённой передачи

Исходные данные для расчёта:

передаваемая мощность $P_{тр} = 4,3 \text{ кВт} = 4,3 \cdot 10^3 \text{ Вт}$; частота вращения ведущего шкива $n_{дв} = 967 \text{ об/мин}$; передаточное отношение $i_p = 5,4$; скольжение ремня $\varepsilon = 0,015$.

По номограмме [4, с.134] в зависимости от частоты вращения меньшего шкива n_1 и передаваемой мощности $P = P_{тр} = 4,3 \text{ кВт}$ принимаем сечение клинового ремня **В** площадью 132 мм кв. и расчетной длиной $630 \dots 6300 \text{ мм}$ [2, с.290].

Вращающий момент [4, с.120]

$$T = P / \omega_{дв},$$

где T - вращающий момент, $\text{Н} \cdot \text{мм}$;

P - передаваемая мощность, Вт ;

$\omega_{дв}$ - угловая скорость, рад/с .

$$T = 4,3 \cdot 10^3 / 101,2 = 42 \text{ Н} \cdot \text{м} = 42 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Диаметр меньшего шкива [1, с.130]

$$d_1 \approx (3 \div 4) \sqrt[3]{T},$$

где d_1 - диаметр меньшего шкива, мм;

T - вращающий момент, Н · мм.

$$d_1 \approx (3 \div 4) \sqrt[3]{42 \cdot 10^3} \approx 100 \div 140 \text{ мм.}$$

Согласно данным таблицы [1, с.132] принимаем $d_1 = 140$ мм.

Диаметр большего шкива [4, с.120]

$$d_2 = i_p d_1 (1 - \varepsilon),$$

где d_2 - диаметр большего шкива, мм;

i_p - передаточное отношение;

d_1 - диаметр меньшего шкива, мм;

ε - скольжение ремня.

$$d_2 = 5,4 \cdot 140 \cdot (1 - 0,015) = 744 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_2 = 800$ мм.

Уточняем передаточное отношение [4, с.120]

$$i_p = d_2 / (d_1 (1 - \varepsilon)),$$

где i_p - уточнённое передаточное отношение;

d_2 - диаметр большего шкива, мм;

d_1 - диаметр меньшего шкива, мм;

ε - скольжение ремня.

$$i_p = 800 / 140 \cdot (1 - 0,015) = 5,8.$$

При этом угловая скорость вала В будет [4, с.330]

$$\omega_B = \omega_{дв} / i_p,$$

где ω_B - угловая скорость вала В, рад/с;

$\omega_{дв}$ - угловая скорость, рад/с;

i_p - передаточное отношение.

$$\omega_B = 101,2 / 5,8 = 17,5 \text{ рад/с.}$$

Расхождение с тем, что было получено по первоначальному расчёту, $18,6 - 17,5 / 18,6 \cdot 100\% = 2,94\%$, что менее допускаемого.

Следовательно, окончательно принимаем диаметры шкивов

$$d_1 = 140 \text{ мм и } d_2 = 800 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние a_p следует принять в интервале [4, с.130]

$$a_{min} = 0,55(d_1 d_2) + T_0,$$

где a_{min} - минимальное межосевое расстояние, мм;

d_1 - диаметр меньшего шкива, мм;

d_2 - диаметр большего шкива, мм;

$T_0 = 10.5$ мм - высота сечения ремня [4, с.131].

$$a_{min} = 0,55 \cdot (140 \cdot 800) + 10.5 = 527 \text{ мм.}$$

$$a_{max} = d_1 + d_2,$$

где a_{max} - максимальное межосевое расстояние, мм;

d_1 - диаметр меньшего шкива, мм;

d_2 - диаметр большего шкива, мм.

$$a_{max} = 140 + 800 = 940 \text{ мм.}$$

Принимаем предварительно близкое значение $a_p = 900$ мм.

Расчетная длина ремня [4, с.121]

$$L = 2a_p + 0,5\pi(d_1 + d_2) + (d_2 + d_1)^2/4a_p,$$

где L - расчётная длина ремня, мм;

a_p - межосевое расстояние, мм;

$\pi = 3,14$;

d_1 - диаметр меньшего шкива, мм;

d_2 - диаметр большего шкива, мм.

$$L = 2 \cdot 900 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot (140 + 800) + (800 + 140)^2/4 \cdot 900 \\ = 3398 \text{ мм.}$$

Ближайшее значение по стандарту в таблице [4, с.131]

$L=3150$ мм.

Уточнённое значение межосевого расстояния a_p с учётом стандартной длины ремня L [4, с.130]

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

где a_p - уточнённое значение межосевого расстояния, мм;

$$w = 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot 3,14 \cdot (140 + 800) = 1477 \text{ мм};$$

$$y = (d_2 - d_1)^2 = (800 - 140)^2 = 43 \cdot 10^4;$$

L - расчётная длина ремня, мм.

$$a_p = 0,25 \cdot \left[(3150 - 1477) + \sqrt{(3150 - 1477)^2 - 2 \cdot 43 \cdot 10^4} \right] \\ = 766 \text{ мм}.$$

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения межосевого расстояния на $0,01 \cdot L = 0,01 \cdot 3150 = 31,5$ мм для облегчения надевания ремней на шкивы и возможность увеличения его на $0,025 \cdot L = 0,025 \cdot 3150 = 78,75$ мм для увеличения натяжения ремней.

Угол обхвата меньшего шкива [4, с.130]

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57(d_2 - d_1)/a_p,$$

где α_1 - угол обхвата меньшего шкива;

d_1 - диаметр меньшего шкива, мм;

d_2 - диаметр большего шкива, мм;

a_p - межосевое расстояние, мм.

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \cdot (800 - 140)/900 = 130^\circ.$$

Коэффициент режима работы, учитывающий условия эксплуатации передачи [4, с.136]:

для привода к ленточному конвейеру при двухсменной работе $C_p = 1,1$.

Коэффициент, учитывающий влияние длины ремня [4, с.135]:

для ремня сечением Б при длине $L = 3150$ мм коэффициент $C_L = 1,07$.

Коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата [4, с.135]: при $\alpha_1 = 130^\circ$ коэффициент $C_\alpha \approx 0,89$.

Коэффициент, учитывающий число ремней в передаче [4, с.135]: предполагая, что число ремней в передаче будет от 2 до 3, примем коэффициент $C_z = 0,95$.

Число ремней в передаче [4, с.135]

$$z = PC_p / (P_0 C_L C_\alpha C_z),$$

где z - число ремней в передаче;

P - передаваемая мощность, кВт;

C_p - коэффициент режима работы, учитывающий условия эксплуатации передачи;

P_0 - мощность передаваемая одним клиновым ремнём, кВт; для ремня сечением Б при длине $L = 3150$ мм, работе на шкиве $d_1 = 140$ мм и $i \geq 3$ мощность $P_0 = 2,37$ кВт;

C_L - коэффициент, учитывающий влияние длины ремня;

C_α - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата;

C_z - коэффициент, учитывающий число ремней в передаче.

$$z = 4,3 \cdot 1,1 / (2,37 \cdot 1,07 \cdot 0,89 \cdot 0,95) \approx 2,2.$$

Принимаем $z = 2$.

Натяжение ветви клинового ремня [4, с.136]

$$F_0 = 850 P C_p C_L / (z v C_\alpha) + \theta v^2,$$

где F_0 - натяжение ветви клинового ремня, Н;

P - передаваемая мощность, кВт;

C_p - коэффициент режима работы, учитывающий условия эксплуатации передачи;

C_L - коэффициент, учитывающий влияние длины ремня;

z - число ремней в передаче;

v - скорость движения ремня, м/с;

$$v = 0,5 \omega_{\text{дв}} d_1 = 0,5 \cdot 101,2 \cdot 140 \cdot 10^{-3} = 7,08 ;$$

C_α - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата;

$\theta = 0,18 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2$ при сечении ремня Б - коэффициент, учитывающий центробежную силу.

$$F_0 = 850 \cdot 4,3 \cdot 1,1 \cdot 1,07 / (2 \cdot 7,08 \cdot 0,89) + 0,18 \cdot 7,08^2 = 349 \text{ Н}.$$

Давление на валы [4, с.136]

$$F_B = 2 F_0 z \sin \alpha_1 / 2,$$

где F_B - давление на валы, Н;

F_0 - натяжение ветви клинового ремня, Н;

z - число ремней в передаче;

α_1 - угол обхвата меньшего шкива.

$$F_B = 2 \cdot 349 \cdot 2 \cdot \sin 130/2 = 1331 \text{ Н.}$$

Ширина шкивов [4, с.138]

$$B_{\text{ш}} = (z - 1)e + 2f,$$

где $B_{\text{ш}}$ - ширина шкивов, мм;

z - число ремней в передаче;

$e = 19,0$ - расстояние между соседними впадинами, мм;

$f = 12,5$ - расстояние между впадиной и уступом, мм.

$$B_{\text{ш}} = (2 - 1) \cdot 19 + 2 \cdot 12,5 = 44 \text{ мм.}$$

4.3 Расчёт зубчатых колес редуктора

Выбираем материалы для зубчатых колёс.

Для изготовления зубчатых колёс выбираем Сталь 40Х с термообработкой - улучшением.

По табл. 12.1 [2, с.140] принимаем:

- для колеса твёрдость 235...262 HB₂ (248 HB_{2cp}), $\sigma_T = 640 \text{ Н/мм}^2$, предполагая, что наибольшая толщина сечения заготовки колеса $S_{\text{пред}} \leq 125 \text{ мм}$;

- для шестерни твёрдость 269...302 HB₁ (285 HB_{1cp}), $\sigma_T = 750 \text{ Н/мм}^2$, при диаметре заготовки шестерни $D_{\text{пред}} \leq 125 \text{ мм}$.

При этом $\text{HB}_1 - \text{HB}_2 = 285 - 248 = 37$ - обеспечивается прирабатываемость зубьев.

Определяем допустимые напряжения.

По табл. 12.8 [2, с.152] находим число циклов напряжений, соответствующие пределу выносливости: для шестерни $N_{HO1} = 22,5 \cdot 10^6$; для колеса $N_{HO2} = 16,2 \cdot 10^6$. Рекомендуется $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$.

Число циклов нагружения зубьев за весь срок службы [2, с.152]:
колеса

$$N_2 = 573 \omega_2 L_h,$$

где N_2 - число циклов нагружения зубьев за весь срок службы колеса;

ω_2 - угловая скорость барабана, рад/с;

L_h - ресурс передачи.

$$N_2 = 573 \cdot 5,7 \cdot 12 \cdot 10^3 = 25 \cdot 10^6;$$

шестерни

$$N_1 = N_2 u,$$

где N_1 - число циклов нагружения зубьев за весь срок службы шестерни;

N_2 - число циклов нагружения зубьев за весь срок службы колёса;

u - передаточное число.

$$N_1 = 25 \cdot 10^6 \cdot 5 = 127 \cdot 10^6.$$

Учитывая рекомендуемые минимальные значения коэффициентов долговечности и значения N_1 и N_2 , получим

$$K_{HL} = 1 \text{ и } K_{FL} = 1.$$

По таблице 12.7 [2, с.151] допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_{HO}$ и напряжения изгиба $[\sigma]_{FO}$, соответствующие числу циклов перемены напряжений N_{HO} и N_{FO} :

для материала зубьев колеса [2, с.153]

$$[\sigma]_{HO2} = (1,8 HB_{2cp} + 67),$$

где $[\sigma]_{HO2}$ - допускаемые контактные напряжения для материала зубьев колеса, Н/мм²;

HB_{2cp} - средняя твёрдость для колеса.

$$[\sigma]_{HO2} = (1,8 \cdot 248 + 67) = 513 \text{ Н/мм}^2.$$

$$[\sigma]_{FO2} = 1,03 HB_{2cp},$$

где $[\sigma]_{FO2}$ - допускаемые напряжения изгиба для материала зубьев колеса, Н/мм²;

HB_{2cp} - средняя твёрдость для колеса.

$$[\sigma]_{FO2} = 1,03 \cdot 248 = 255;$$

для материала зубьев шестерни

$$[\sigma]_{HO1} = (1,8 HB_{1cp} + 67),$$

где $[\sigma]_{HO1}$ - допускаемые контактные напряжения для материала зубьев шестерни, Н/мм²;

HB_{1cp} - средняя твёрдость шестерни.

$$[\sigma]_{HO1} = (1,8 \cdot 285 + 67) = 580 \text{ Н/мм}^2.$$

$$[\sigma]_{FO1} = 1,03 HB_{1cp},$$

где $[\sigma]_{FO1}$ - допускаемые напряжения изгиба для материала зубьев шестерни, Н/мм²;

HB_{1cp} - средняя твёрдость для колеса.

$$[\sigma]_{FO1} = 1,03 \cdot 285 = 294 \text{ Н/мм}^2.$$

Определяем допустимые напряжения с учётом ресурса передачи.

Так как $K_{HL} = 1$ и $K_{FL} = 1$, то получим:

$$[\sigma]_{H2} = 513 \text{ Н/мм}^2; [\sigma]_{H1} = 580 \text{ Н/мм}^2; [\sigma]_{F2} = 255 \text{ Н/мм}^2; [\sigma]_{F1} = 294 \text{ Н/мм}^2.$$

Определяем вращающий момент на валу колеса [2, с.101]

$$T_2 = P_6 / \omega_2,$$

где T_2 - вращающий момент на валу колеса, Н · мм;

P_6 - мощность на валу барабана, Вт;

ω_6 - угловая скорость барабана, рад/с.

$$T_2 = 3,9 \cdot 10^3 / 3,7 = 1054 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем межосевое расстояние.

Принимаем расчётные коэффициенты: $\psi_a = 0,4$; для прирабатывающихся $K_{H\beta} = 1,0$; $K_{F\beta} = 1,0$.

Тогда межосевое расстояние передачи [2, с.160]

$$\alpha_\omega \geq 49,5 (u + 1) \sqrt[3]{T_2 / (\psi_a u^2 [\sigma]_{H2}^2) \cdot 1},$$

где α_ω - межосевое расстояние передачи, мм;

u - передаточное число;

T_2 - вращающий момент на валу колеса, Н · мм;

ψ_a - коэффициент ширины венца колеса;

u - передаточное число;

$[\sigma]_{H2}$ - допускаемое контактное напряжение.

$$\alpha_{\omega} \geq 49,5 \cdot (5 + 1) \sqrt[3]{1054 \cdot 10^3 / (0,4 \cdot 5^2 \cdot 513^2) \cdot 1} = 219 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $\alpha_{\omega} = 225 \text{ мм.}$

Определяем предварительные основные размеры колеса.

Делительный диаметр [2, с.155]

$$d_2 = 2 a_{\omega} u / (u + 1),$$

где d_2 - делительный диаметр колеса, мм;

a_{ω} - межосевое расстояние передачи, мм;

u - передаточное число.

$$d_2 = 2 \cdot 225 \cdot 5 / (5 + 1) = 375 \text{ мм.}$$

Ширина венца [2, с.160]

$$b_2 = \psi_a a_{\omega},$$

где b_2 - ширина венца колеса, мм;

ψ_a - коэффициент ширины венца колеса;

a_{ω} - межосевое расстояние передачи, мм.

$$b_2 = 0,4 \cdot 225 = 90 \text{ мм.}$$

Модуль зубьев передачи [2, с.163]

Для прямозубой передачи принимаем $K_m = 6,8$.

$$m \geq 2 K_m T_2 / (d_2 b_2 [\sigma]_{F2}),$$

где m - модуль зубьев передачи, мм;

K_m - коэффициент прямозубой передачи;

T_2 - вращающий момент на валу колеса, Н · мм;

d_2 - делительный диаметр, мм;

b_2 - ширина венца;

$[\sigma]_{F2}$ - допускаемое контактное напряжение.

$$m \geq 2 \cdot 6,8 \cdot 1054 \cdot 10^3 / (375 \cdot 90 \cdot 255) = 1,6 \text{ мм.}$$

По таблице 11.1 [2, с.127] принимаем $m = 2 \text{ мм.}$

Определяем число зубьев колёс.

Суммарное число зубьев [2, с.166]

$$z_{\Sigma} = 2 a_{\omega} / m,$$

где z_{Σ} - суммарное число зубьев;

a_{ω} - межосевое расстояние передачи, мм;

m - модуль зубьев передачи, мм.

$$z_{\Sigma} = 2 \cdot 225 / 2 = 225.$$

Число зубьев шестерни и колеса [2, с.166]

$$z_1 = z_{\Sigma} / (u + 1),$$

где z_1 - число зубьев шестерни;

z_{Σ} - суммарное число зубьев;

u - передаточное число.

$$z_1 = 225 / (5 + 1) = 38.$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1,$$

где z_2 - число зубьев колеса;

z_{Σ} - суммарное число зубьев;

z_1 - число зубьев шестерни.

$$z_2 = 225 - 38 = 187.$$

Фактическое передаточное число [2, с.165]

$$u_{\phi} = z_2 / z_1,$$

где u_{ϕ} - фактическое передаточное число;

z_2 - число зубьев колеса;

z_1 - число зубьев шестерни.

$$u_{\phi} = 187 / 38 = 5.$$

Определяем фактические основные геометрические размеры передачи.

Делительные диаметры шестерни и колеса [2, с.165]

$$d_1 = m z_1,$$

где d_1 - делительные диаметры шестерни, мм;

m - модуль зубьев передачи, мм;

z_1 - число зубьев шестерни.

$$d_1 = 2 \cdot 38 = 76.$$

$$d_2 = m \cdot z_2,$$

где d_2 - делительные диаметры колеса, мм;

m - модуль зубьев передачи, мм;

z_2 - число зубьев колеса.

$$d_2 = 2 \cdot 187 = 374.$$

Межосевое расстояние [2, с.165]

$$a_\omega = (d_1 + d_2)/2,$$

где a_ω - межосевое расстояние, мм;

d_1 - делительные диаметр шестерни, мм;

d_2 - делительные диаметр колеса, мм.

$$a_\omega = (76 + 374)/2 = 225 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин шестерни и колеса [2, с.1165]

$$d_{a1} = d_1 + 2 m,$$

где d_{a1} - диаметр вершин шестерни, мм;

d_1 - делительные диаметр шестерни, мм;

m - модуль зубьев передачи, мм.

$$d_{a1} = 76 + 2 \cdot 2 = 80 \text{ мм.}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m,$$

где d_{a1} - диаметр вершин колеса, мм;

d_2 - делительные диаметр колеса, мм;

m - модуль зубьев передачи, мм.

$$d_{a2} = 374 + 2 \cdot 2 = 378 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого венца колеса и шестерни [2, с.159]

$$b_2 = \psi_a a_\omega,$$

где b_2 - ширина зубчатого венца колеса, мм;

ψ_a - коэффициент ширины венца колеса;

a_ω - межосевое расстояние передачи, мм.

$$b_2 = 0,4 \cdot 225 = 90 \text{ мм.}$$

$$b_1 = b_2 + 2,$$

где b_1 - ширина зубчатого венца шестерни, мм;

b_2 - ширина зубчатого венца колеса, мм.

$$b_1 = 90 + 2 = 92 \text{ мм.}$$

Определяем пригодность заготовок шестерни и колеса.

Диаметр заготовки шестерни [2, с.167]

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6,$$

где $D_{\text{заг}}$ - диаметр заготовки шестерни, мм;

d_{a1} - диаметр вершины шестерни, мм.

$$D_{\text{заг}} = 80 + 6 = 86 \text{ мм} < D_{\text{пред}} = 125 \text{ мм.}$$

Принимаем колесо без выемок - монолитное, для которого определяем ширину заготовки шестерни [2, с.167]

$$S_{\text{заг}} = b_2 + 4,$$

где $S_{\text{заг}}$ - ширина заготовки шестерни, мм;

b_2 - ширина зубчатого венца колеса.

$$S_{\text{заг}} = 90 + 4 = 94 \text{ мм} < S_{\text{пред}} = 125 \text{ мм.}$$

Условия пригодности заготовки выполняются.

Окружная скорость зубчатых колёс

$$v_2 = d_2 \omega_2 / 2,$$

где v_2 - окружная скорость зубчатых колёс, м/с;

d_2 - делительный диаметр колеса, мм;

ω_2 - угловая скорость барабана, м/с.

$$v_2 = 374 \cdot 10^{-3} \cdot 3,7 / 2 = 0,7 \text{ м/с.}$$

Принимаем 9-ю степень точности изготовления колёс.

Определяем силы в зацеплении [2, с.170].

Окружная сила

$$F_t = 2 T_2 / d_2,$$

где F_t - окружная сила, Н;

T_2 - вращающий момент на валу колеса, Н · мм;

d_2 - делительный диаметр колеса, мм.

$$F_t = 2 \cdot 1054 \cdot 10^3 / 374 = 5636 \text{ Н.}$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega,$$

где F_r - радиальная сила, Н;

F_t - окружная сила, Н;

a_ω - межосевое расстояние передачи, мм.

$$F_r = 5636 \cdot \operatorname{tg} 20 = 2051 \text{ Н.}$$

Проверяем зубья колеса по контактным напряжениям.

Принимаем коэффициенты динамической нагрузки:
 $K_{Hv} = 1,2$; $K_{Fv} = 1,4$.

Расчётное контактное напряжение [2, с.159]

$$\sigma_H = 436 \sqrt{F_t \cdot (u_\phi + 1) / (d_2 \cdot b_2) \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}},$$

где σ_H - расчётное контактное напряжение, Н/мм²;

F_t - окружная сила, Н;

u_ϕ - фактическое передаточное число;

d_2 - делительный диаметр колеса, мм;

b_2 - ширина зубчатого венца колеса, мм.

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 436 \sqrt{5636 \cdot (5 + 1) / (374 \cdot 90) \cdot 1 \cdot 1,2} = \\ &= 524 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{H2} = 513 \text{ Н/мм}^2 \end{aligned}$$

Перегрузка составляет $2\% < 5\%$, контактная прочность зубьев обеспечивается.

Проверяем зубья колеса по напряжениям изгиба.

Принимаем коэффициенты формы зуба по табл. 13.1 [2, с.162] не скорректированного ($x=0$) зацепления: для шестерни $z_1 = 76$, $Y_{F1} = 3,68$; для колеса $z_2 = 374$, $Y_{F2} = 3,63$.

Расчётные напряжения изгиба в основании ножки зубьев [2, с.162-163]:
 колеса

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot F_t / (b_2 m) K_{F\beta} K_{Fv},$$

где σ_{F2} - расчётное напряжение изгиба в основании ножки зубьев колеса, Н/мм²;

Y_{F2} - коэффициент формы зуба колеса;

F_t - окружная сила, Н;

b_2 - ширина зубчатого венца колеса, мм;
 m - модуль зубьев, мм;
 $K_{F\beta}$ - расчётный коэффициент для прирабатывающихся колёс;

K_{Fv} - коэффициент динамической нагрузки.

$\sigma_{F2} = 3,63 \cdot 5636 / (90 \cdot 2) \cdot 1 \cdot 1,4 = 137 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{F2} = 255 \text{ Н/мм}^2$;
 шестерни

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot Y_{F1} / Y_{F2},$$

где σ_{F1} - расчётное напряжение изгиба в основании ножки зубьев шестерни, Н/мм²;

σ_{F2} - расчётное напряжение изгиба в основании ножки зубьев колеса, Н/мм²;

Y_{F1} - коэффициент формы зуба шестерни;

Y_{F2} - коэффициент формы зуба колеса.

$$\sigma_{F1} = 137 \cdot 3,72 / 3,63 = 137 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{F1} = 294 \text{ Н/мм}^2.$$

Прочность зубьев на изгиб обеспечивается.

4.4 Предварительный расчёт валов редуктора и выбор подшипников, конструирование шестерен и колеса

Предварительный расчёт валов, как уже было указано, проводят на кручение, принимая пониженные допускаемые напряжения.

Выполняем расчет ведущего вала.

Определяем вращающий момент [2, с.101]

$$T_1 = T_2 / u,$$

где T_1 - вращающий момент, Н · м;

T_2 - вращающий момент на валу колеса, Н · м;

u - передаточное число.

$$T_1 = 1054 / 5 = 211 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Допускаемое напряжение на кручение примем $[\tau_K] = 20 \text{ МПа}$. Это не высокое значение принято с учётом того, что ведущий вал испытывает изгиб от натяжения клиноремённой передачи.

Определим диаметр выходного конца вала; на выходном конце вала насажен шкив клиноремённой передачи [4, с.161]

$$d_{в1} = \sqrt[3]{16 \cdot T_1 / (\pi \cdot [\tau_K])},$$

где $d_{в1}$ - диаметр выходного конца вала, мм;

T_1 - вращающий момент, Н · м;

$\pi = 3,14$;

$[\tau_K]$ - допускаемое напряжение на кручение, МПа.

$$d_{в1} = \sqrt[3]{16 \cdot 211 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 20)} = 37,7 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда $d_{в1} = 38 \text{ мм.}$

Диаметр вала под подшипниками принимаем $d_{п1} = 40 \text{ мм.}$

Рисунок 2-Расчетная схема ведущего вала

Ведомый вал

Вращающий момент $T_2 = 702 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Допускаемое напряжение на кручение $[\tau_K] = 25 \text{ МПа}$.

Определяем диаметры выходного конца вала. На выходном конце вала насажена полумуфта [1,с.161]

$$d_{в2} = \sqrt[3]{16 T_2 / (\pi [\tau_K])},$$

где $d_{в2}$ - диаметр выходного конца вала, мм;

T_2 - вращающий момент на валу колеса, Н · м;

$\pi = 3,14$;

$[\tau_K]$ - допускаемое напряжение на кручение, МПа.

$$d_{в2} = \sqrt[3]{16 \cdot 1054 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 25)} = 59,9 \text{ мм}.$$

Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда $d_{в2} = 60 \text{ мм}$.

Диаметр вала под подшипникам принимаем $d_{п2} = 65 \text{ мм}$. Диаметр вала под зубчатым колесом принимаем $d_{к2} = 70 \text{ мм}$.

Рисунок 3 – Расчетная схема ведомого вала

Примем радиальные шарикоподшипниковые средней серии; габариты подшипников выбираем по диаметру вала в месте посадки подшипников $d_{п1} = 35$ мм и $d_{п2} = 60$ мм.

Таблица. 2 - Шарикоподшипники радиальные однорядные:

Условное обозначение подшипника	d	D	B
	Размеры, мм		
308	40	90	23
313	65	140	33

Шестерню выполняем за одно целое с валом; её размеры определены выше:

$d_1 = 76$ мм; $d_{a1} = 80$; $b_1 = 92$ мм.

Колесо кованое: $d_2 = 374$ мм; $d_{a2} = 378$ мм; $b_2 = 90$ мм.

Определяем диаметр ступицы [4, с.233]

$$d_{\text{ст}} = 1,6 d_{\text{к2}},$$

где $d_{\text{ст}}$ - диаметр ступицы, мм;

$d_{\text{к2}}$ - диаметр вала под зубчатым колесом, мм.

$$d_{\text{ст}} = 1,6 \cdot 70 = 112 \text{ мм};$$

Определяем длину ступицы [4, с.233]

$$l_{\text{ст}} = (1,2 \div 1,5) d_{\text{к2}},$$

где $l_{\text{ст}}$ - длина ступицы, мм;

$d_{\text{к2}}$ - диаметр вала под зубчатым колесом, мм.

$$l_{\text{ст}} = (1,2 \div 1,5) \cdot 70 = 84 \div 105 \text{ мм, принимаем } l_{\text{ст}} = 95 \text{ мм.}$$

Определяем толщину обода [4, с.233]

$$\delta_o = (2,5 \div 4) m,$$

где δ_o - толщина обода, мм;

m - модуль зубьев, мм.

$$\delta_o = (2,5 \div 4) \cdot 2 = 5 \div 8 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta_o = 5 \text{ мм.}$

Определяем толщину диска [4, с.233]

$$C = 0,3 \cdot b_2,$$

где C — толщина диска, мм;

b_2 - ширина зубчатого венца колеса, мм.

$$C = 0,3 \cdot 90 = 27 \text{ мм.}$$

4.5 Конструктивные размеры корпуса редуктора

Определяем толщину стенок корпуса [4, с.241]

$$\delta = 0,025 a + 1,$$

где δ - толщина стенки корпуса, мм;

a - межосевое расстояние, мм.

$$\delta = 0,025 \cdot 225 + 1 = 8 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta = 8 \text{ мм.}$

Определяем толщину стенки крышки [4, с.241]

$$\delta_1 = 0,02 \alpha + 1,$$

где δ_1 - толщина стенки крышки, мм;

α - межосевое расстояние, мм.

$$\delta_1 = 0,02 \cdot 225 + 1 = 7 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta_1 = 8$ мм.

Определяем толщину фланцев верхнего пояса корпуса и пояса крышки [4, с.241]

$$b = 1,5 \delta,$$

где b - толщина фланца верхнего пояса корпуса, мм;

δ - толщина стенок корпуса, мм.

$$b = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм.}$$

$$b_1 = 1,5 \delta_1,$$

где b_1 - толщина фланца верхнего пояса крышки, мм;

δ_1 - толщина стенок крышки, мм.

$$b_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм;}$$

Определяем толщину фланцев нижнего пояса корпуса и крышки [4, с.241]

$$p = 2,35 \delta,$$

где p - толщина фланца нижнего пояса корпуса, мм;

δ - толщина стенок корпуса, мм.

$$p = 2,35 \cdot 8 = 19 \text{ мм.}$$

Принимаем $p = 20$ мм.

Определяем диаметр фундаментных болтов [4, с.241]

$$d_1 = (0,03 \div 0,036) \alpha + 12,$$

где d_1 - диаметр болтов фундаментных, мм;

α - межосевое расстояние, мм.

$$d_1 = (0,03 \div 0,036) \cdot 225 + 12 = 18,7 \div 20,1 \text{ мм.}$$

Принимаем болты с резьбой М24.

Определяем диаметр болтов крепящих крышку подшипников к корпусу [4, с.241]

$$d_2 = (0,7 \div 0,75)d_1,$$

где d_2 - диаметр болтов крепящих крышку к корпусу у подшипников, мм;

d_1 - диаметр фундаментных болтов, мм.

$$d_2 = (0,7 \div 0,75) \cdot 24 = 16,8 \div 18 \text{ мм.}$$

Принимаем болты с резьбой М18.

Определяем диаметр болтов соединяющих крышку с корпусом [4, с.241]

$$d_3 = (0,5 \div 0,6)d_1,$$

где d_3 - диаметр болтов соединяющих крышку с корпусом, мм;

d_1 - диаметр фундаментных болтов, мм.

$$d_3 = (0,5 \div 0,6) \cdot 24 = 12 \div 14,4 \text{ мм.}$$

Принимаем болты с резьбой М16.

4.6 Первый этап компоновки редуктора

Компоновку обычно проводят в два этапа. Первый этап служит для приближенного определения положения зубчатых колёс относительно опорных реакций.

Компоновочный чертёж выполняем в одной проекции - разрез по осям валов при снятой крышке редуктора.

Начинаем с вычерчивания осевой линии, затем две вертикальные линии - оси валов на расстоянии $a_w = 225$ мм. Шестерню и колесо вычерчиваем упрощённо в виде прямоугольников.

Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса.

Зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой Корпуса [4, с.242]

$$A_1 = 1,2\delta,$$

где A_1 - зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой корпуса, мм;

δ - толщина стенок корпуса, мм.

$$A_1 = 1,2 \cdot 8 = 9,6 \text{ мм.}$$

Зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса

$$A = \delta,$$

где A – зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса, мм;

δ - толщина стенок корпуса, мм.

$$A = 8 \text{ мм.}$$

Расстояние между наружным кольцом подшипника ведущего вала и внутренней стенки корпуса [4, с.242]

$$A = \delta,$$

где A – зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса, мм;

δ - толщина стенок корпуса, мм.

$$A = 8 \text{ мм.}$$

Для смазывания подшипников принимаем пластичный смазочный материал. Для предотвращения их вымывания или вытекания используем мазеудерживающие кольца, размером $y = 8 \div 12$ мм.

Находим расстояние на ведущем валу $l_1 = 77$ мм и на ведомом $l_2 = 81$ мм.

Примем окончательно $l_1 = l_2 = 81$ мм.

Глубина гнезда подшипника [4, с.303]

$$l_r \approx 1,5B,$$

где l_r - глубина гнезда подшипника, мм;

B - ширина подшипника, мм.

$$l_r \approx 1,5 \cdot 33 = 49,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_r = 50$ мм.

Толщину фланца Δ крышки подшипника принимают примерно равной диаметру d_0 отверстия; в этом фланце $\Delta = 14$ мм. Высоту головки болта принимаем $0,7d_6 = 0,7 \cdot 12 = 8,4$ мм.

4.7 Второй этап компоновки редуктора

Второй этап компоновки имеет целью конструктивно оформить зубчатые колёса, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей.

Примерный порядок выполнения следующий.

Вычерчиваем шестерню и колесо по конструктивным размерам, найденным ранее. Шестерню выполняем за одно целое с валом.

Конструируем узел ведущего вала:

а) наносим осевые линии, удаленные от середины редуктора на расстояние l_1 . Используя эти осевые линии, вычерчиваем в разрезе подшипники качения (можно вычерчивать одну половину подшипника, а для второй половины нанести габариты);

б) между торцами подшипников и внутренней поверхностью стенки корпуса вычерчиваем мазеудерживающие кольца. Их торцы должны выступать внутрь корпуса на 1—2 мм от внутренней стенки. Тогда эти кольца будут выполнять одновременно роль маслоотбрасывающих колец. Для уменьшения числа ступеней вала кольца устанавливаем на тот же диаметр, что и подшипники ($\varnothing 35$ мм). Фиксация их в осевом направлении осуществляется заплечиками вала и торцами внутренних колец подшипников;

в) вычерчиваем крышки подшипников с уплотнительными прокладками (толщиной ~ 1 мм) и болтами. Болт условно заводится в плоскость чертежа, о чем свидетельствует вырыв на плоскости разъема.

Войлочные и фетровые уплотнения применяют главным образом в узлах,

заполненных пластичной смазкой. Уплотнения манжетного типа широко используют как при пластичных, так и при жидких смазочных материалах;

г) переход вала $\varnothing 35$ к выходному концу $\varnothing 33$ мм выполняют на расстоянии 10—15 мм от торца крышки подшипника так, чтобы торец ведомого шкива не задевал за головки болтов крепления крышки.

Длина присоединительного конца вала 33 мм определяется шириной ведомого шкива клиноремённой передачи.

Аналогично конструируем узел ведомого вала. Обратим внимание на следующие особенности:

а) для фиксации зубчатого колеса в осевом направлении предусматриваем утолщение вала с одной стороны и установку распорной втулки— с другой;

место перехода вала от $\varnothing 65$ мм к $\varnothing 60$ мм смещаем на 2 — 3 мм внутрь распорной втулки с тем, чтобы гарантировать прижатие мазеудерживающего кольца к торцу втулки;

б) отложив от середины редуктора расстояние 12, проводим осевые линии и вычерчиваем подшипники. В нашем случае оси ведущего и ведомого валов располагаем на одной плоскости;

в) вычерчиваем мазеудерживающие кольца, крышки подшипников с

прокладками и болтами;

г) переход вала $\varnothing 60$ к выходному концу $\varnothing 55$ мм выполняют на расстоянии 10—15 мм от торца крышки подшипника так, чтобы ступица муфты не задевал за головки болтов крепления крышки.

На ведущем и ведомом валах применяем шпонки призматические со

скругленными торцами по ГОСТ 23360-78. Вычерчиваем шпонки, принимая их длины на 5 — 10 мм меньше длин ступиц.

Непосредственным измерением уточняем расстояния между опорами и

расстояния, определяющие положение зубчатых колес относительно опор.

4.8 Тепловой расчёт редуктор

Принимаем условие, что крышка и корпус редуктора имеют теплоотводящие радиаторы. Площадь теплоотводящей поверхности редуктора вместе с радиаторами равна $A = 1 \text{ м}^2$.

Перепад температуры редуктора при работе [1,с. 256]

$$\Delta t = P_{\text{тр}}(1 - \eta)/(K_t A) \leq [\Delta t],$$

где Δt - перепад температуры редуктора при работе, $^{\circ}\text{C}$;

$P_{\text{тр}}$ - требуемая мощность электродвигателя, кВт;

η - общий КПД привода;

A - площадь теплоотводящей поверхности, м^2 ;

$K_t \approx 11 \div 17$ - коэффициент теплопроводности;

$[\Delta t]$ - допустимый перепад температур, $^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta t = 4,31 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0,9)/(17 \cdot 1) = 25,3 \leq [\Delta t] = 60^{\circ}\text{C}.$$

Условие $\Delta t \leq [\Delta t]$ выполнено, редуктор работает без перегрева.

4.9 Проверка прочности шпоночных соединений

Принимаем шпонки призматические со скруглёнными торцами. Размеры сечений шпонок и пазов и длины шпонок - по ГОСТ 23360 --78 [1, с.169].

Материал шпонок - Сталь 45 нормализованная $[\sigma_{\text{см}}] = 210$ МПа.

Проверяем прочность шпоночных соединений на ведущем валу.

При диаметре выходного конца вала $d_{\text{в1}} = 38$ мм сечение шпонки $b \times h = 10 \times 8$ мм, глубина паза на валу $t_1 = 5$ мм и длина шпонки $l = 36$ мм (при ширине ведомого шкива 44 мм);

$$\sigma_{\text{см}} = 2T_1 / (d_{\text{в1}}(h - t_1)(l - b)) \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $\sigma_{\text{см}}$ - напряжения смятия, МПа;

T_1 - вращающий момент на ведущем валу, $\text{H} \cdot \text{мм}$;

$d_{\text{в1}}$ - диаметр выходного конца вала, мм;

h - высота шпонки, мм;

b - ширина шпонки, мм;

l - длина шпонки, мм;

t_1 - глубина паза на валу, мм.

$\sigma_{\text{см}}$

$$= 2 \cdot 211 \cdot 10^3 / (38 \cdot (8 - 5)(44 - 10)) = 108,8 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 210 \text{ МПа}.$$

Условие выполнено.

Проверяем прочность шпоночных соединений на ведомом валу.

При диаметре выходного конца вала $d_{\text{в2}} = 60$ мм сечение шпонки $b \times h = 16 \times 10$ мм, глубина паза на валу $t_1 = 6$ мм и длина шпонки $l = 80$ мм (при длине ступицы полумуфты 82 мм); [4, с. 310]

$$\sigma_{\text{см}} = 2T_2 / (d_{\text{в2}}(h - t_1)(l - b)) \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $\sigma_{\text{см}}$ - напряжения смятия, МПа;

T_2 - вращающий момент на ведомом валу, $\text{H} \cdot \text{мм}$;

$d_{в2}$ - диаметр выходного конца вала, мм;
 h - высота шпонки, мм;
 b - ширина шпонки, мм;
 l - длина шпонки, мм;
 t_1 - глубина паза на валу, мм.

$$\sigma_{см} = 2 \cdot 1054 \cdot 10^3 / (60 \cdot (10 - 6)(80 - 16)) = 137 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}] 210 \text{ МПа}.$$

Условие выполнено.

4.10 Вычерчивание редуктора

Редуктор вычерчивают в двух проекциях на листе формата А1 в масштабе 1:1 с основной надписью и спецификацией.

4.11 Выбор сорта масла и сборка редуктора

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в

масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение колеса примерно на 10 мм. Объем масляной ванны V определяем из расчета

$$0,25 \text{ дм}^3 \text{ масла на } 1 \text{ кВт передаваемой мощности [4, с.321]}$$

$$V = 0,25 \cdot 4,31 \approx 1,1 \text{ дм}^3.$$

По таблице 10.8 [1, с.253] устанавливаем вязкость масла. При контактных напряжениях $\sigma_H = 509 \text{ МПа}$ и скорости $v = 7,66 \text{ м/с}$ рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна $22 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

По таблице 10.10 принимаем масло Индустриальное И-20А (по ГОСТ 20799-75*). Камеры подшипников заполняем пластичным смазочным материалом УС-1, периодически пополняем его шприцем через пресс-масленки.

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской. Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора, начиная с узлов валов: на ведущий вал насаживают mazeудерживающие кольца и шарикоподшипники, предварительно

нагретые в масле до 80-100⁰С; в ведомый вал закладывают шпонку 16 × 10 × 80 и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала; затем надевают распорную втулку, мазеудерживающие кольца и устанавливают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле. Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов; затягивают болты, крепящие крышку к корпусу. После этого на ведомый вал надевают распорное кольцо, в подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку, ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки. Перед постановкой сквозных крышек в проточки закладывают войлочные уплотнения, пропитанные горячим маслом. Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки винтами. Далее на конец ведущего вала в шпоночную канавку закладывают шпонку, устанавливают шкив и закрепляют ее торцовым креплением: винт торцового крепления стопорят специальной планкой. Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель. Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой из технического картона; закрепляют крышку болтами. Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.

Список рекомендуемой литературы

1 Иванов, М.Н. Детали машин: Учебник / М.Н. Иванов. – М.: Юрайт, 2016. – 408с.

2 Чернавский, С.А. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для среднего профессионального образования. / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин. -- М.: ООО ТИД АЛЪЯНС, 2016. – 416с.

3 Хруничев, Т.В. Детали машин. Типовые расчёты на прочность: учебное пособие для среднего профессионального образования. – М.: Форум: ИНФРА--М, 2015. – 223с.

4 Электронная библиотека: библиотека диссертаций: *сайт* / Российская государственная библиотека. – Москва: РГБ, 2003– . –

URL: <http://diss.rsl.ru/?lang=ru> (дата обращения: 01.09.2019). – *Режим доступа: для зарегистрир. Читателей*

Интернет-ресурсы:

1. Единое окно доступа к информационным ресурсам <http://window.edu.ru/>.
2. Научная электронная библиотека <http://www.elibrary.ru/>.
3. Федеральное хранилище «Единая коллекция цифровых образовательных ресурсов» <http://school-collection.edu.ru/>.
4. Федеральный Интернет-портал «Российское образование» <http://www.edu.ru/>.
5. Электронная библиотека ЮРАЙТ <https://biblio-online.ru>

Приложение 1

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Брянский государственный технический университет
Политехнический колледж (ПК БГТУ)

15.02.01

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Дисциплина: ОП.03 Техническая механика

Тема проекта: _____

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

ПКТУ. КП __ __. 000 ПЗ

Отделение

Очное

Студент

Группа

Преподаватель

Дата

Оценка

Брянск 20...

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Брянский государственный технический университет
Политехнический колледж (ПК БГТУ)

«Утверждаю»

Председатель цикловой комиссии

«__» _____ 20__ г.

Задание

на курсовое проектирование по общепрофессиональной дисциплине
ОП.03 Техническая механика

Студент _____ группы _____ МПО
Тема проекта:

Содержание и объём проекта

Курсовой проект состоит из пояснительной записки объёмом 40 листов формата А4 и графической части 2 листа формата А1 и 1 лист формата А2

Содержание пояснительной записки

Титульный лист

Задание для курсового проекта

Содержание:

Введение

1 Расчётно-конструкторский раздел

1.1 Выбор электродвигатель и кинематический расчёт

1.2 Расчёт клиноременной передачи

1.3 Расчёт зубчатых колес редуктора

1.4 Предварительный расчёт валов редуктора и выбор подшипников, конструктивные размеры шестерни и колеса

1.5 Конструктивные размеры корпуса редуктора

1.6 Первый этап компоновки редуктора

1.7 Проверка долговечности подшипника

1.8 Второй этап компоновки редуктора

1.9 Тепловой расчёт редуктора

- 1.10 Проверка прочности шпоночных соединений
- 1.11 Уточнённый расчёт валов
- 1.12 Вычерчивание редуктора
- 1.13 Выбор сорта масла
- 2 Стандартизация
- Список использованной литературы

Продолжение приложение 2

Графическая часть

- 1 Компоновка редуктора
- 2 Чертёж редуктора
- 3 Чертёж детали редуктора (вал, шестерня, крышка)

График выполнения курсового проекта

Этап работы	Объём выполнения в %	Срок выполнения		Подпись преподавателя
		по графику	фактическая	
Введение				
1 Расчётно-конструкторский раздел				
1.1 Выбор электродвигатель и кинематический расчёт				
1.2 Расчёт клиноременной передачи				
1.3 Расчёт зубчатых зацеплений редуктора				
1.4 Предварительный расчёт валов редуктора и выбор подшипников, конструктивные размеры шестерни и колеса				
1.5 Конструктивные размеры корпуса редуктора				
1.6 Первый этап компоновки редуктора				
1.7 Проверка долговечности подшипника				
1.8 Второй этап компоновки редуктора				
1.9 Тепловой расчёт редуктора				
1.10 Проверка прочности шпоночных соединений				
1.11 Уточнённый расчёт валов				
1.12 Вычерчивание редуктора				
1.13 Выбор сорта масла				
2 Стандартизация				

Дата выдачи задания _____

Срок выполнения работы _____

Задание рассмотрено и одобрено цикловой комиссией «Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования»

