

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ
ПО КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ ПО
ДИСЦИПЛИНЕ «ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА»**

**Раздел 3 «Детали машин и механизмов»
для специальности 23.02.02 «Автомобиле-и
тракторостроение»**

Раздел 3 «Детали машин»

Содержание:

I. Введение

1. Рекомендуемая литература
2. Тематика заданий курсового проекта
 - 2.1. Задания и варианты заданий курсового проект
- 3 Организация работы студентов над курсовым проектом и проведение защиты
- 4 Состав, объем и структура проекта
- 5 Методические указания по проектированию
- 6 Оформление проектной и конструкторской документации Курсового проекта
 - 6.1 Указания по оформлению пояснительной записки
 - 6.2 Основные требования к оформлению графической части проекта

Приложение А

1. Кинематический расчет привода и подбор электродвигателя -
2. Расчет зубчатой пары редуктора
3. Проектный расчет и конструирование валов редуктора, подбор муфт и назначение подшипников качения
4. Конструирование зубчатой пары
5. Конструирование корпуса редуктора
6. Первый этап эскизной компоновки
7. Проверка долговечности подшипников
8. Подбор шпонок и проверка прочности шпоночных соединений
9. Выбор посадок основных деталей редуктора
10. Смазка подшипников и зубчатого зацепления
11. Сборка редуктора

Приложение Б

Пример оформления списка использованных источников

Приложение В

Титульный лист пояснительной записки КР

Приложение Г

Основная надпись для КР для студентов технических специальностей/направлений подготовки (первый лист каждого раздела ПЗ)

Приложение Д

Основная надпись для КР для студентов технических специальностей / направлений подготовки (последующие листы раздела ПЗ)

Введение

Создание машин и приборов, отвечающих требованиям рынка, должно предусматривать их высокие технико-экономические и эксплуатационные показатели. Основные требования, предъявляемые к создаваемой машине: высокая производительность, надежность, технологичность, ремонтпригодность, минимальные габариты и масса, удобство эксплуатации, экономичность, техническая эстетика. Все эти требования необходимо учитывать в процессе проектирования и конструирования машин.

Основной задачей проектирования и конструирования машин является разработка конструкторской документации, необходимой для изготовления опытного образца, испытания и эксплуатации проектируемого изделия.

Проектирование - это процесс разработки общей конструкции изделия. Конструирование - это дальнейшая детальная разработка всех вопросов, решение которых необходимо для воплощения принципиальной схемы в реальное изделие. Проект - это документация, полученная в результате проектирования и конструирования.

Правила проектирования и оформления конструкторской документации стандартизированы. ГОСТ 2.103-68 устанавливает стадии разработки конструкторской документации на изделия всех отраслей промышленности и этапы выполнения работ: техническое задание, эскизный проект, рабочая документация. В условиях учебного процесса стадии проектирования несколько упрощаются. В курсовой работе по дисциплине «Техническая механика» студенты начинают с проектирования простейших элементов машин общего назначения. При его выполнении разрабатывают графические и текстовые документы. Знания и опыт, полученные студентом при выполнении данной Курсового проекта, являются базой для выполнения курсовых проектов по специальным дисциплинам и выпускной квалификационной работы.

Цель курсового проекта:

- систематизировать, расширить и закрепить теоретические знания, а также развить расчетно-графические навыки у студентов;
- ознакомить с конструкциями типовых деталей и узлов;
- привить навыки самостоятельного решения инженерно-технических задач и умения рассчитать и сконструировать механизмы и детали общего назначения на основе полученных знаний;
- помочь овладеть техникой разработки конструкторских документов на различных стадиях проектирования и конструирования;
- научить проектантов защищать принятое техническое решение.

В процессе проектирования студенты выполняют следующие:

- производят кинематические расчеты;
- определяют нагрузки, действующие на звенья механизмов;
- производят расчеты конструкции по критериям работоспособности;

- решают вопросы, связанные с выбором материала и наиболее технологичных форм деталей;

- продумывают процесс сборки и разборки узлов и механизма в целом.

При этом они работают с действующими стандартами, справочной литературой и приобретают навыки пользования ими при выборе конструкции и размеров деталей.

Рабочая документация работы разрабатывается на основе конструктивных решений, принятых в техническом проекте и предусмотрена техническим заданием работы.

Сборочный чертеж редуктора выполненный на основании конструктивной компоновки, дает представление о последовательности и порядке сборки, а также устанавливает контроль габаритных, установочных, присоединительных и посадочных (сопряженных) размеров.

В рабочей документации разрабатывают спецификацию, определяющую состав редуктора, выполняют необходимые расчеты и рабочие чертежи деталей. Конструкторская документация Курсового проекта разрабатывается в соответствии с нормами и требованиями ЕСКД

1. Литература

Основная литература:

1. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / В.Н. Горелов, Е.К. Кичаев, И.А. Кокорев. – 2-е изд., доп. – Самара. Самар. гос. техн. ун-т, 2013. – 248 с.: ил.
2. Разработка курсового проекта по деталям машин и основам конструирования: Учебное пособие / А.Г. Мудров, Р.Л. Сахапов. – Казань: изд-во Казанск. гос. архитектур.-строит. ун-та, 2015.-167 с.

Дополнительная литература:

1. Лекции по курсу «Техническая механика» Курск: 2015.

2 Тематика заданий курсового проекта

Курсовой проект для специальности 23.02.02 «Автомобиле-и тракторостроение» включает в себя расчет и проектирование приводов машин работающих при длительной постоянной нагрузке (редукторов транспортеров, вентиляторов, насосов и др.).

Проектируемый привод состоит из электродвигателя и редуктора, ведущий вал которого соединяется с валом электродвигателя посредством муфты или через клиноременную или цепную передачу.

Исходными данными к проектированию привода являются:

- мощность на выходном (ведомом) валу привода;
- частота вращения выходного (ведомого) вала привода;
- число рабочих смен в сутки;
- срок службы привода;
- коэффициент использования привода в течение суток;
- коэффициент использования привода в течение года;
- класс нагрузки;
- продолжительность включения

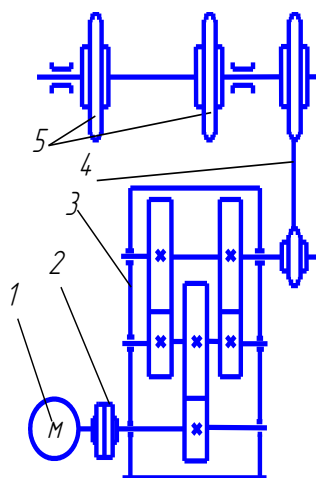
В задании на курсовой проект указывается, какой редуктор (цилиндрический одноступенчатый, конический одноступенчатый, червячный) необходимо включить в конструкцию привода, и как расположен выходной вал привода (горизонтально, вертикально), что подразумевает какая передача (клиноременная, цепная или открытая коническая) будет использована в остальных ступенях привода

Варианты заданий на выполнение курсового проекта указаны в разделе 2.1 данных методических указаний.

Темы курсового проекта по дисциплине «Техническая механика» Раздел 3 «Детали машин и механизмов» утверждаются решением УЦК машиностроения СПб ГБПОУ «СПбПК»

2.1 Задания и варианты заданий курсового проект

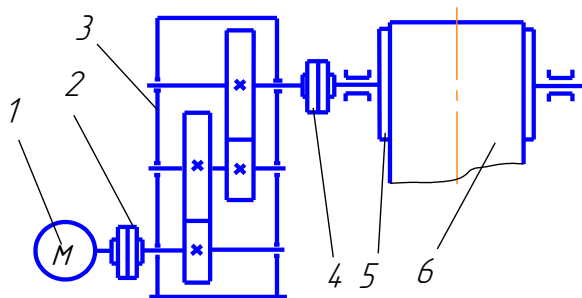
Задание №1



1– Электродвигатель; 2– Муфта; 3– Редуктор; 4– Цепная передача; 5– Звездочки приводной цепи.

Величины	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность P , кВт	2,7	3,3	4,0	4,73	5,5	3,45	4,2	5,0	5,85	6,75
Окружная скорость, v м/с	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
Шаг тяговой цепи, t мм	80	80	100	100	125	125	100	100	80	80
Число зубьев тяговой звездочки	7	8	9	10	7	8	9	10	7	8
Расчетный срок службы, лет	4	5	6	7	8	8	6	7	5	4

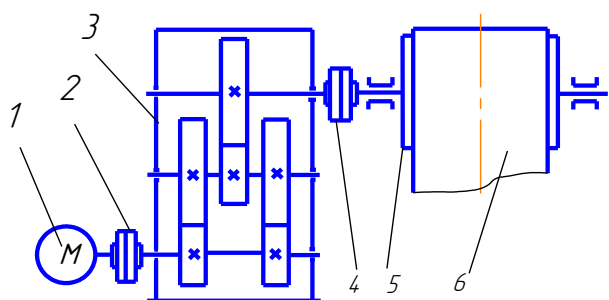
Задание №2



1 - Электродвигатель
2 - Муфта
3 - Редуктор
4 - Муфта тихоходного вала
5 - Барабан
6 - Лента.

Величины	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность P кВт	2,0	2,31	2,64	2,99	3,36	3,75	4,16	4,59	5,0	5,5
Окружная скорость v м/с	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
Диаметр барабана d мм	200	225	250	275	300	200	225	250	275	300
Расчетный срок службы, лет	4	5	6	7	8	6	7	8	7	6

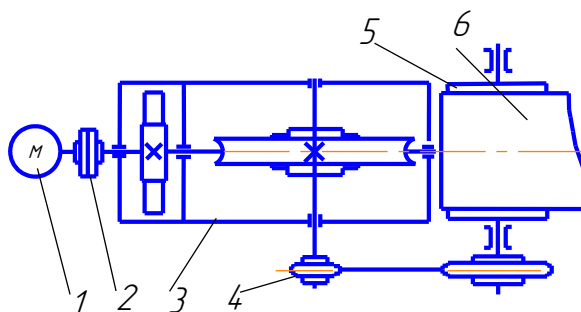
Задание №3



- 1 - Электродвигатель
- 2 - Муфта А
- 3 - Редуктор
- 4 - Муфта В
- 5 - Барабан
- 6 - Лента транспортера

Величины	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность P кВт	1,44	1,75	2,08	2,16	2,52	2,9	3,0	3,41	2,88	3,66
Окружная скорость v м/с	0,6	0,7	0,8	0,8	0,9	1,0	1,0	1,1	0,9	1,1
Диаметр барабана d мм	250	250	250	275	275	275	300	300	300	300
Расчетный срок службы, лет	7	7	7	6	6	6	5	5	5	5

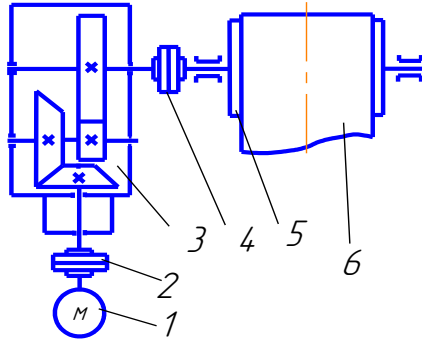
Задание №4



- 1 - Электродвигатель; 2 - Муфта; 3 - Зубчато-червячный редуктор; 4 - Цепная передача; 5 - Барабан; 6 - Лента транспортера.

Величины	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность P кВт	0,5	0,75	1,05	1,4	1,8	2,25	2,75	3,3	3,9	4,55
Окружная скорость v м/с	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7
Диаметр барабана D мм	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475
Расчетный срок службы, лет	5	6	5	5	6	5	6	5	5	5

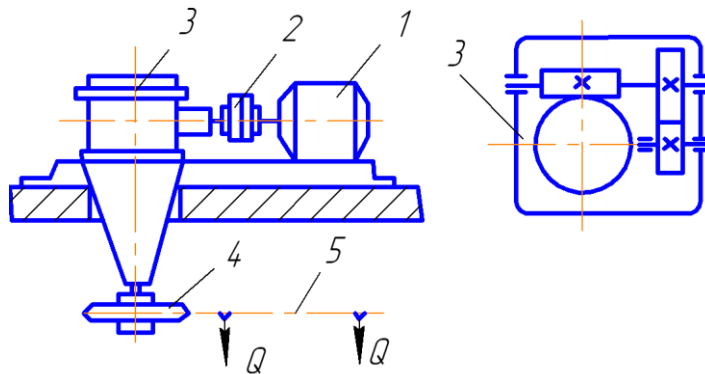
Задание №5



1 - Электродвигатель; 2 - Муфта; 3 - Коническо-цилиндрический редуктор; 4 - Муфта; 5 - Барабан; 6 - Лента.

Величины	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность P кВт	2,0	2,31	2,64	2,99	3,6	4,0	3,64	4,59	5,04	5,51
Окружная скорость v м/с	1,0	1,1	1,0	1,3	1,5	1,6	1,4	1,7	1,8	1,9
Диаметр барабана D мм	200	225	250	275	300	200	225	250	275	300
Расчетный срок службы, лет	8	9	9	8	7	7	7	6	6	5

Задание №6

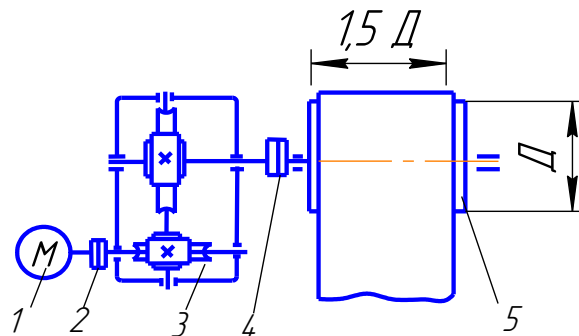


1 - Электродвигатель; 2 - Муфта; 3 - Цилиндро-червячный редуктор; 4 - Звездочка; 5 - Цепь конвейера

Величины	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность P кВт	0,5	0,66	0,84	0,98	1,12	1,04	1,04	0,77	0,6	0,45
Окружная скорость v м/с	0,1	0,12	0,14	0,15	0,16	0,16	0,15	0,14	0,12	0,1
Шаг тяговой цепи t мм	80	100	80	100	80	100	80	100	80	100
Число зубьев звездочки	12	12	10	10	12	12	10	10	12	12

Расчетный срок службы, лет	8	8	7	7	6	6	8	8	7	7
----------------------------	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

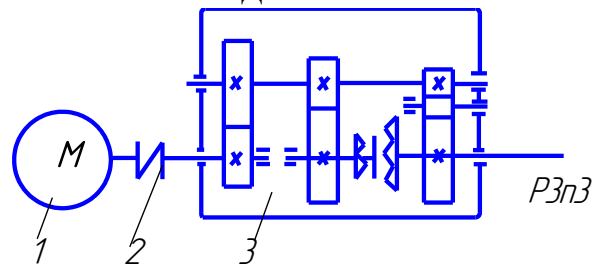
Задание №7



1 - Электродвигатель; 2 - Муфта; 3 - Двухступенчатый червячный редуктор; 4 - Муфта; 5 - Барабан

Величины	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность P кВт	0,3	0,42	0,56	0,68	0,8	0,56	0,72	0,91	1,05	1,2
Окружная скорость v м/с	0,1	0,12	0,14	0,15	0,16	0,1	0,12	0,14	0,15	0,16
Диаметр барабана D мм	350	400	450	350	400	450	350	400	450	350
Расчетный срок службы, лет	8	7	6	5	5	6	7	8	7	5

Задание №8

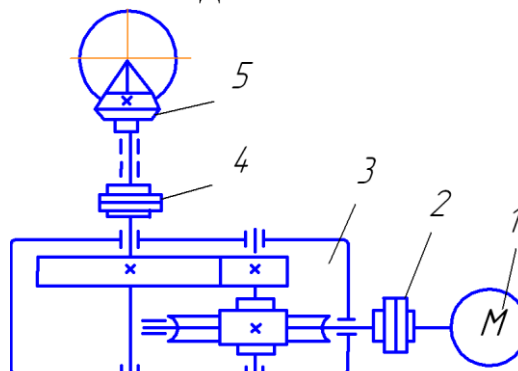


1 - Электродвигатель; 2 - Муфта; 3 - Коробка скоростей.

Величины	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность P кВт	2,0	2,8	3,5	4,0	5,0	4,5	3,2	2,4	2,0	1,5
Частота вращения n_{max}	60	63	66	69	72	75	78	81	84	87

Частота вращения n_{min}	24	24	27	30	30	33	33	36	36	36
Расчетный срок службы, лет	5	5	4	4	4	4	5	5	5	5

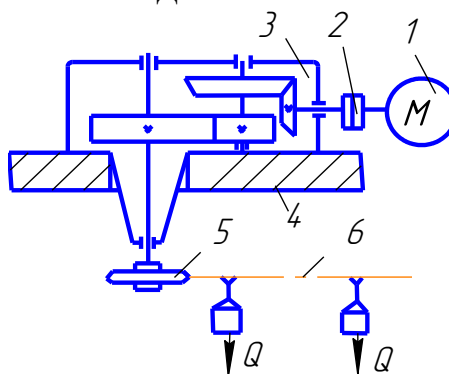
Задание №9



1 - Электродвигатель; 2 - Муфта А; 3 - Червячно-цилиндрический редуктор; 4 - Муфта В; 5 - Коническая зубчатая передача к вертикальному валу.

Величины	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность, Р кВт	4,0	4,2	4,4	4,6	4,8	5,0	5,2	5,4	5,6	5,8
Частота вращения n об/мин	9	12	15	18	21	24	27	24	27	21
Расчетный срок службы, лет	8	8	9	9	7	7	7	8	8	8

Задание №10



1 - Электродвигатель; 2 - Муфта; 3- Редуктор; 4 - Перекрытие; 5 - Звездочка конвейера; 6 - Плоскость хода цепи.

Величины	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность Р кВт	2,5	2,8	3,0	3,3	3,5	3,4	3,0	2,6	2,4	1,9
Окружная скорость v м/с	0,7	0,8	0,9	1,0	1,0	1,1	1,0	0,9	0,8	0,7
Шаг тяговой цепи t мм	100	100	100	100	80	80	80	80	80	100

Число зубьев звездочки	8	8	7	7	6	6	8	8	7	7
Расчетный срок службы, лет	7	8	8	6	6	7	7	5	5	8

3 Организация работы студентов над курсовым проектом и проведение защиты

Курсовой проект выполняется каждым студентом индивидуально, в соответствии с графиком, утвержденным УЦК машиностроения. В графике указываются сроки выполнения основных этапов работы, там же отмечается ход выполнения этапов.

Для обеспечения ритмичной и эффективной работы студентов над работой предусмотрены индивидуальные и обязательные групповые консультации. На первых студенты выясняют вопросы, возникающие в ходе выполнения проекта, на вторых даются общие рекомендации по работе над каждым этапом работы и осуществляется контроль их выполнения. Результаты проверки готовности Курсового проекта фиксируются в журнале преподавателя.

В обязанности студента входит регулярный отчет о проделанной работе и строгое соблюдение сроков выполнения этапов работы предусмотренных графиком.

В установленный срок законченные курсовые работы сдаются на кафедру, где регистрируются в журнале и передаются на проверку руководителю. Проверенная Курсовой проект возвращается студенту для ознакомления с замечаниями руководителя. После устранения отмеченных недостатков руководитель подписывает работу к защите. Подписи преподавателя и студента ставятся на чертежах и титульном листе пояснительной записки.

Защита Курсового проекта происходит индивидуально перед членами комиссии. На сообщение по работе студенту отводится 5 - 6 минут, затем он отвечает на вопросы. В сообщении студент без излишних подробностей должен рассказать о назначении привода и его составных частей, дать техническую характеристику редуктора, рассказать об его конструктивных особенностях и выполненных расчетах, сформулировать выводы по выполненной работе.

После сообщения студент отвечает на вопросы, которые могут касаться сведений, изложенных в текстовой и графической части работы, а также основных сведений курса «Техническая механика» в объеме программы.

В процессе защиты работы студент должен уметь объяснить, методику расчетов, выполненных в процессе проектирования, знать назначение и работу всех деталей и узлов, определение действующих напряжений в деталях, объяснить конструкцию разработанных механизмов и узлов, их сборку, разборку и смазку, давать обоснование выбору материалов деталей, допусков и посадок, шероховатости поверхностей и др.

Если в результате защиты выяснилось, что работа выполнена несамостоятельно, она снимается с защиты и студент получает новое задание. Если работа оценена неудовлетворительной оценкой, то комиссия может принять решение выдать студенту новое задание или дать срок для дополнительной работы над работой с последующей его повторной защитой.

Курсовой проект оценивается дифференцированной отметкой. Оценка работы определяется качеством и оригинальностью проработки задания в конструкторских, графических и текстовых документах, качеством доклада, уровнем теоретических знаний студента, соответствием оформления чертежей и пояснительной записки требованиям стандартов.

4 Состав, объем и структура проекта

Курсовой проект по дисциплине «Техническая механика» Раздел 3 «Детали машин и механизмов» состоит из пояснительной записки и чертежей. Объем пояснительной записки - 40-45 страниц на листах формата А4 (210×297 мм), объем графической части проекта 2 листа чертежей. Листы графической части работы распределяются следующим образом: 1 лист - сборочный чертеж редуктора (три вида), формат А1 (594×841 мм); 2 лист - рабочие чертежи четырех деталей (вал, шестерня, зубчатое колесо, втулка и т.п.) - по указанию преподавателя, формата А3.

Описательная часть курсового проекта и расчеты оформляются в виде пояснительной записки, структура которой приводится ниже:

1. Титульный лист.
2. Задание на проектирование, включающее исходные данные.
3. Аннотация.
4. Содержание
5. Введение, в котором коротко говорится о задачах машиностроения на современном этапе, дается краткое описание, назначение и область применения проектируемого привода и редуктора.
6. Подбор электродвигателя и кинематический расчет привода. Разработка кинематической схемы привода (приложение А).
7. Расчет зубчатых пар редуктора на контактную выносливость и на выносливость по напряжениям изгиба.
 - 7.1 Расчет допускаемых контактных напряжений и допускаемых напряжений изгиба для материалов зубчатых колес редуктора (приложение Б).

7.2 Расчет параметров зубчатых пар редуктора и проверка принятых размеров на выносливость по контактным напряжениям и напряжениям изгиба (приложение В).

8.* Расчет закрытой цилиндрической червячной передачи с архимедовым червяком на выносливость по контактным напряжениям и напряжениям изгиба (приложение Г).

9. Расчет клиноременной передачи с ремнями нормального сечения (приложение Д).

10. Ориентировочный расчет валов (приложение Е).

11. Определение основных параметров корпуса редуктора. Эскизная компоновка редуктора и привода в целом (приложение Ж).

12. Расчет ведущего вала редуктора и его опор (приложение И).

12.1 Расчет шпонок.

12.2 Приближенный расчет вала.

12.3 Уточненный расчет вала.

12.4 Подбор и расчет подшипников качения по динамической грузоподъемности.

13.** Тепловой расчет редуктора.

14. Смазка зубчатых колес и подшипников. Выбор марки масла (приложение К).

15. Список использованных источников (приложение Л).

16. Приложения (спецификации).

Примечание

5Разделы * выполняются в тех случаях, если кинематическая схема привода их содержит.

6Разделы ** выполняются в том случае, если в приводе применяется червячный редуктор

5. Методические указания по проектированию

Приступая к выполнению курсового проекта, студент должен разобраться в кинематической схеме заданного привода и изучить поставленную задачу по расчету и проектированию редуктора.

Следует внимательно ознакомиться со схемами и чертежами существующих конструкций редуктора по учебной литературе [5, с. 359-378] с целью использования отдельных их элементов в своем проекте. Это позволяет устранить возможные типичные ошибки и существенно сократить объем работы.

Принимая конструкцию за образец, надо стремиться ввести в нее различные усовершенствования и улучшения. При разработке конструкции редуктора необходимо проанализировать назначение и условия работы каждой детали, продумать их конструкцию с учетом технологичности и

экономических требований, предусмотреть порядок сборки и разборки отдельных сборочных единиц и редуктора в целом.

Проектирование редуктора состоит, прежде всего, из конструктивной разработки общего вида и выбора формы, отдельных его частей, а также из тесно связанных между собой расчета конструкции и ее частей и выполнения чертежей.

Приступать к вычерчиванию необходимо сразу, как только предварительный расчет даст достаточно данных для чертежа. Чертеж и расчет должны идти параллельно, так, чтобы расчет лишь немного опережал чертеж. В противном случае неизбежны ошибки, которые могут быть выявлены лишь в последствии, что повлечет за собой потерю труда и времени. Поэтому все полученные расчетом размеры следует сразу проверять путем нанесения их на чертеж.

Расчеты деталей машин рекомендуется производить, за некоторым исключением, в единицах системы СИ - в м, мм, м², мм², Н, кН, Н·м, Н мм, МПа.

Достаточная точность машиностроительных расчетов: для сил - в десятке чисел Н; для моментов - в десятых долях чисел Н·м и для напряжений - в десятых долях чисел МПа.

Все сказанное относится только к расчету, а не к изготовлению и обработке, где требуемая точность выражается в десятых, сотых и в тысячных долях мм.

При расчете деталей машины диаметры и длины необходимо округлять, принимая ближайшее к ним значение из ряда нормальных диаметров и длин по ГОСТ 6636-93.

Для обеспечения проверки расчета, как самим проектантом, так и преподавателем, а также во избежание ошибок, расчет рекомендуется писать в такой форме: сначала должна быть написана формула в буквах, затем ту же формулу, без всяких алгебраических преобразований, пишут в цифрах; после этого пишется результат вычисления и его размерность. Расчеты следует писать в определенном порядке, с необходимым текстом, сопровождать эскизами рассчитываемых деталей, а также схемами сил и эпюрами моментов, действующих на эти детали. Эскизы рассчитываемых деталей, их расчетные сечения выполняют карандашом с соблюдением условностей ГОСТов на чертежи.

6. Оформление проектной и конструкторской документации курсового проекта

В состав курсового проекта по дисциплине «Техническая механика» следующие конструкторские документы, регламентированные ГОСТ 2.102-68: текстовый документ - пояснительная записка (шифр ПЗ); графические документы - сборочный чертеж редуктора (шифр СБ), рабочие чертежи четырех деталей редуктора.

6.1 Указания по оформлению пояснительной записки

Пояснительная записка оформляется в соответствии с требованиями руководящего документа «Текстовые работы. Правила оформления» (РД 01.001-2011).

Пояснительная записка должна быть сброшюрована в скоросшиватель. Титульный лист выполняется по образцу, приведенному в приложении М. После титульного листа, в пояснительной записке помещается задание на курсовой проект. После листа с заданием следует листы «Аннотация» и «Содержание». Наименование разделов и подразделов в содержании должно быть идентичным заголовкам, приведенным в тексте пояснительной записки.

На каждом листе должна быть очерчена рамка, отстоящая от левого края на расстоянии 20 мм; справа, сверху и снизу – 5 мм (ГОСТ 2.106).

При этом каждый лист текстовой работы должен быть оформлен согласно требованиям **ГОСТ 2.106**: первый или заглавный лист – по форме 9 (приложение Н), последующий лист – по форме 9а (приложение О). **Основная надпись** должна соответствовать требованиям **ГОСТ 2.104**: для первого или заглавного листа принята форма 2, для последующих листов – форма 2а.

При оформлении основной надписи в работе допускаются следующие сокращения (**ГОСТ 2.316**):

Разраб. – разработал

Подп. – подпись

Пров. – проверил

Н. контр. – нормоконтроль

Рук. – руководитель

Утв. – утвердил

Примеры оформления **основной надписи** для первых листов каждого раздела ПЗ курсового проекта представлены в **приложении Н**, для последующих листов – в **приложении О**.

Расстояние от верхней рамки до текста и от текста до нижней рамки (при оформлении КР, КП, ВКР и ДП) должно быть не менее **10 мм**.

Расстояние от рамки до границы текста в начале и конце строк следует оставлять не менее **3 мм**. Содержание и оформление курсового проекта должны отвечать требованиям ЕСКД и стандартов СЭВ.

Текст работы должен быть напечатан на одной стороне стандартного листа белой односторонней писчей бумаги формата А4 в редакторе «Word» **14-м кеглем** через **полтора межстрочных интервала** шрифтом **Times New Roman**, прямым, нормальным по ширине.

Абзацный отступ должен быть одинаковым для всего текста и равняться **15** или **17 мм**.

Разделы и подразделы документов могут иметь заголовки (подзаголовки), которые пишутся с заглавной буквы. Точка в конце заголовков и подзаголовков не проставляется. Разделы нумеруются арабскими цифрами, подразделы имеют порядковый номер в пределах каждого раздела (например, 3.2 - второй пункт третьего раздела и т.п.). Наименование раздела записывается в виде заголовка. Он должен быть кратким и соответствовать содержанию раздела. Перенос слов в заголовках не допускается.

Расстояние между заголовками раздела и предыдущим текстом должно быть равно 15 мм (2 пустые строки основного текста 14pt).

Расстояние между заголовком подраздела и предыдущим текстом (разделом или подразделом) должно составлять 8 мм (1 пустая строка основного текста 14 pt).

Расстояние между заголовком раздела (подраздела) и последующим текстом должно составлять 8 мм (1 пустая строка основного текста 14pt).

Все рисунки, таблицы, формулы нумеруются в пределах раздела, например: рис. 4.1. рис. 4.2 (1-й и 2-й рисунки 4 раздела); табл. 5.2 (5 раздел, 2-я таблица); формула 2.3 (3-я формула 2-го раздела).

Выражения, полученные после подстановки в формулу числовых значений величин с результатом вычислений, не нумеруются.

После каждой формулы должна быть дана расшифровка символов. Расшифровку каждого символа выполняют с новой строки и в той последовательности, в какой они приведены в формуле.

Оформлять список использованной литературы надо по образцу списка рекомендуемой литературы, приведенному в данных методических указаниях (приложение Л). Литература, на которую нет ссылок в пояснительной записке, в список не включается.

Листы пояснительной записки должны быть пронумерованы арабскими цифрами, начиная с листа, на котором представлено «Введение». Первой страницей с номером один является страница с заданием на курсовой проект.

6.2 Основные требования к оформлению графической части проекта

Графическая часть оформляется в соответствии с требованиями руководящего документа «Конструкторская документация. Правила оформления» (РД 01.002-2011).

Сборочный чертеж редуктора и рабочие чертежи четырех деталей выполняются карандашом или в графическом редакторе «Компас» в соответствии с требованиями стандартов на чертежи в машиностроении и должны содержать:

- минимальное и необходимое для полного понимания конструкции количество проекций;
- местные изображения (виды, разрезы, сечения);
- размеры посадки;
- номера позиции всех деталей;
- текстовую часть, включающую техническую характеристику редуктора и технические требования, которые должны быть выполнены ил проконтролированы по данному чертежу;
- основную надпись.

Однако надо подчеркнуть, что рекомендованные ЕСКД упрощения и условные изображения, например, при вычерчивании резьбовых деталей и подшипников качения, в курсовом проекте недопустимы с учебно-методической точки зрения.

Редуктор следует чертить в масштабе на листе чертежной бумаги формата А1 (594x841). Необходимо так подобрать масштаб сборочного чертежа так чтобы все виды редуктора размещались на одном листе. Для подробной проработки мелких элементов конструкции (галтели или канавки вала, распорные втулки и *т.п.*) рекомендуется их вычерчивание в виде выносных увеличенных изображений. На сборочном чертеже должны быть проставлены все размеры, требуемые правилами оформления сборочных чертежей по ГОСТ 2.307 ЕСКД (габаритные, установочные, присоединительные, посадочные, справочные). Общее количество размеров на чертеже должно минимальным, но достаточным для изготовления и контроля.

Габаритные размеры (высоту, длину и ширину) наносят по крайним точкам редуктора.

Справочные размеры (размеры не подлежащие выполнению по данному чертежу и указываемые для удобства пользования чертежом) отмечают знаком *, а в технических требованиях записывают «* Размеры для справок».

Установочные и присоединительные размеры - это размеры конструктивных элементов, предназначенных для крепления узла в конструкции и присоединения к нему других элементов привода.

Посадочные размеры указывают на характер сопряжения деталей в соединениях типа «вал-втулка», «шпонка - шпоночный паз» и т.п.

На сборочном чертеже приводят главный параметр редуктора - межосевое расстояние (с предельными отклонениями) зубчатой или червячной передачи, внешний делительный диаметр конического колеса - конической передачи.

Размерные линии проводят непосредственно к линиям видимого контура, осевым, центровым и другим линиям элементов редуктора. Размерные линии предпочтительно наносить вне контура изображения.

Числа, обозначающие размерные и предельные отклонения, не допускается пересекать или разделять какими бы то ни было линиями чертежа. Не допускается разрывать линию контура для нанесения размерного числа и наносить размерные числа в местах пересечения размерных, осевых или центровых линий. В месте нанесения размерного числа осевые, центровые линии и линии штриховки прерывают.

Всем элементам, входящим в сборочную единицу, присваивают номера в соответствии с номерами позиций, указанными в спецификации этой сборочной единицы.

Номера позиций деталей указывают на полках линий - выносок длиной 10 мм, которые располагают параллельно основной надписи чертежа вне контура изображения или группируют в строчку или в колонку, по возможности на одной линии.

Номера позиций указывают на тех изображениях, на которых соответствующие составные элементы проецируются как видимые. Номера позиций наносят на чертеже, как правило, только один раз.

Размер шрифта номеров позиций должен быть на 1 или 2 размера больше, чем размер шрифта, принятого для размерных чисел на этом же чертеже.

Разрешено делать общую линию-выноску с вертикальным расположением номеров позиций для группы крепежных деталей, относящихся к одному и тому же месту крепления. В этих случаях линию - выноску проводят от изображения составной части, номер которой указывают первым.

Линии-выноски начинаются точкой (если линия-выноска пересекает контурную линию и не отводится от какой-либо линии или стрелкой (если линия-выноска отводится от линии видимого контура). Линии-выноски не должны быть, по возможности, горизонтально или вертикально расположенными, не должны быть параллельны линиям штриховки, не должны пересекаться и пересекать размерные линии и элементы изображения, к которым данная надпись не относится. Допускается проводить линии-выноски с одним изломом.

На сборочном чертеже должна быть дана техническая характеристика редуктора (передаточное число редуктора, частота вращения быстроходного вала, наибольший вращающий момент на тихоходном валу и др.). Техническая характеристика в виде текста или таблицы с заголовком «Техническая характеристика» размещается над основной надписью на свободном поле чертежа.

Кроме технической характеристики на сборочном чертеже должны быть указаны технические требования, предъявляемые к сборке и регулировке редуктора, к окраске, установке и транспортировке. Технические требования пишутся в виде текста по пунктам с заголовком «Технические требования». Они также помещаются на свободном поле чертежа над основной надписью.

Основная надпись на всех чертежах выполняется по форме ГОСТ 2.104.

Чертеж детали является документом, содержащим изображение детали и все данные, определяющие размеры, точность, шероховатость поверхностей, материал и его термическую или химико-термическую обработку и другие технические требования, необходимые для изготовления и контролирования качества детали.

Нанесение размеров. Общее количество размеров на чертеже детали должно быть минимальным, но достаточным для ее изготовления и контроля. При нанесении размеров учитывают положение детали в изделии, удобство и экономичность изготовления, сборки и ее ремонта.

Размеры, не подлежащие выполнению по данному чертежу и указываемые для удобства пользования чертежом, являются справочными. Они отмечаются на чертеже одним или несколькими знаками *, а в технических требованиях записывают:

*Размеры для справок.

На чертежах деталей у размеров, контроль которых технически затруднен, тоже наносится знак *, а в технических требованиях помещают запись:

**Размеры обеспечиваются инструментом.

Размерные линии можно проводить непосредственно к линиям видимого контура детали, осевым, центровым и другим линиям. Размерные линии предпочтительно наносить вне контура изображения детали.

Размеры, определяющие расположение сопрягаемых поверхностей, проставляют, как правило, от конструктивных или технологических баз с учетом возможностей выполнения и контроля этих размеров.

Конструктивная база определяет положение детали в сборочной единице; такой базой может быть как реальная поверхность, так и геометрические элементы детали (оси или плоскости симметрии).

Технологические базы определяют положение детали при обработке и являются реальными поверхностями. Технологические базы могут совпадать с конструктивными базами или отличаться от них.

При нанесении размеров, определяющих форму поверхностей, применяют условные обозначения: \varnothing (диаметр), \square (квадрат), \sphericalangle (уклон), \frown (дуга), R (радиус) и др.

Выбор способа нанесения размеров (от одной общей базы или от нескольких баз, заданием размеров нескольких групп элементов или заданием размеров цепочкой) зависит от требований точности детали и от технологического процесса ее обработки.

Один из размеров детали, составляющих размерную цепь, необходимо оставлять свободным, то есть его на чертеже или не наносить, или указывать в качестве справочного размера.

Размеры детали, относящиеся к одному и тому же конструктивному элементу (пазу, выступу и т.п.) рекомендуется группировать на том изображении, на котором геометрическая форма данного элемента показана наиболее полно.

Размеры нескольких одинаковых элементов детали, как правило, наносят один раз с указанием на полке линии-выноски количество этих элементов.

При нанесении размеров элементов, равномерно расположенных по окружности, вместо угловых размеров, определяющих взаимное расположение элементов, указывают только их количество.

Предельные отклонения размеров следует указывать непосредственно после номинальных размеров, для всех квалитетов точнее 12-го. Предельные отклонения размеров низкой точности (13-го квалитета и грубее) не указывают непосредственно после номинальных размеров, а ограничиваются записью в технических требованиях следующего содержания: «Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий – H14, валов h14, остальных $\pm IT14/2$.

Рекомендуемые предельные отклонения линейных размеров в миллиметрах указывают в скобках после условного обозначения поля допуска размера (например, $\varnothing 40H7^{(+0,025)}$ или $\varnothing 35k6^{(+0,018}_{-0,002})$).

При записи предельных отклонений числовыми значениями верхнее отклонение размера помещают над нижним. Предельные отклонения, равные нулю, не указывают.

При симметричном расположении поля допуска (например, для посадок тика J_s или j_s) величину отклонения указывают один раз со знаком \pm , при этом высота цифр, определяющих отклонения, должна быть равна высоте шрифта номинального размера.

Предельные отклонения угловых размеров указывают только числовыми значениями ($45^\circ \pm 30'$). Предельные отклонения, указываемые числовыми значениями в виде десятичной дроби, записываются не более чем с 3 знаками после запятой, выравнивая количество знаков в верхнем и нижнем отклонениях добавлением нулей.

Предельные отклонения диаметров резьбы указывают только условным обозначением полей допусков:

- для наружной резьбы – среднего и наружного диаметров (M10-7h6e);
- для внутренней резьбы – среднего и внутреннего диаметров (M24-5H6H).

Участки поверхности детали номинальным размером, но с различными предельными отклонениями разделяют сплошной тонкой линией и номинальный размер с отклонениями указывают для каждого участка отдельно.

ПРИЛОЖЕНИЕ А (обязательное)

2. Кинематический расчет привода и подбор электродвигателя.

- 2.1. *Определение общего КПД привода:*

$$\eta = \eta_m^2 \cdot \eta_z \cdot \eta_{\text{п}}^3 \cdot \eta_p, \text{ где}$$

η_m - КПД, учитывающий потери в муфте сцепления;

η_z - КПД, учитывающий потери в зацеплении закрытой зубчатой передаче с цилиндрическими колесами;

$\eta_{\text{п}}$ - КПД, учитывающий потери в паре подшипников качения;

η_p - КПД, учитывающий потери в клиноременной передаче.

Принимаем средние значения КПД: [1, стр. 5]

$$\eta_m = 0,98; \quad \eta_z = 0,975; \quad \eta_{\text{п}} = 0,9925; \quad \eta_p = 0,96;$$

$$\eta = 0,98^2 \times 0,975 \times 0,9925^3 \times 0,96 \approx 0,879.$$

- 2.2. *Определение требуемой мощности электродвигателя:*

$$P_{\text{дв}}^{\text{тр}} = \frac{P_6}{\eta} = \frac{38,5}{0,879} \approx 43,8 \text{ кВт}$$

- 2.3. *Определение требуемой частоты вращения вала электродвигателя:*

$$n_{\text{дв}}^{\text{тр}} = n_{\text{в}} \cdot u \cdot u_p, \text{ где}$$

$u_p = 3$ - среднее значение передаточного отношения ременной передачи: [1, стр. 7]

$$n_{\text{дв}}^{\text{тр}} = 190 \cdot 2,8 \cdot 3 = 1596 \text{ об/мин}$$

- 2.4. *Подбор электродвигателя.*

Электродвигатель подбирается из условий:

$$P_{\text{дв}} \geq P_{\text{дв}}^{\text{тр}} = 43,8; \quad n_{\text{дв}} = n_{\text{дв}}^{\text{тр}} = 1590 \text{ об/мин.}$$

Выбираем электродвигатель: 4A200LAУЗ с мощностью:

[1, стр.

390]

$$P_{\text{дв}} = 45 \text{ кВт};$$

с частотой вращения вала с учетом коэффициента скольжения

$$S=1,6\%; n_{\text{дв}} = 1500(1-0,016)=1476 \text{ об/мин}$$

- 2.5. Определение общего передаточного отношения привода:

$$U_{\text{об.}} = \frac{n_{\text{дв.}}}{n_{\text{в}}} = \frac{1476}{190} \approx 7,768.$$

- 2.6. Определение передаточного отношения клиноременной передачи:

$$U_{\text{р}} = \frac{U_{\text{об.}}}{U} = \frac{7,768}{2,8} \approx 2,77.$$

- 2.7. Определение угловых скоростей валов редуктора:

$$n_2 = n_{\text{в}} = 190 \text{ об/мин}; \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 190}{30} \approx 19,90 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$n_1 = n_2 \cdot u = 190 \cdot 2,8 = 532 \text{ об/мин}; \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 532}{30} \approx 55,71 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

- 2.8. Определение вращающих моментов на валах редуктора и передаваемой мощности:

$$P_2 = \frac{P_{\text{в}}}{\eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{п}}} = \frac{38,5}{0,98 \cdot 0,9925} \approx 39,58 \text{ кВт}; P_1 = \frac{P_2}{\eta_3} = \frac{39,58}{0,975} \approx 40,59 \text{ кВт};$$

$$M_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{40,59 \cdot 10^3}{55,71} \approx 728,6 \text{ Н}\cdot\text{м}; M_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{39,58 \cdot 10^3}{19,90} \approx 1988,9 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

- Таблица 2.1.:

Наименование параметра	Обозначение	Численное значение
1. Угловая скорость вала	n_1	532 об/мин
	n_2	190 об/мин
	ω_1	$55,71 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$
	ω_2	$19,90 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$
2. Вращающий момент на валу	M_1	728,6 Н·м
	M_2	1988,9 Н·м

3. Расчет зубчатой пары редуктора.

- 3.1. Выбор материала зубчатых колес

Так как в задании нет требований в отношении габаритов передачи, выбираем сталь со средними механическими характеристиками по экономическим [1, стр.34] соображениям: для шестерни сталь 45, термообработка — улучшение, с диаметром заготовки до 90 мм и твердости *HB* 230; для колеса — сталь 45, термообработка — улучшение, с диаметром заготовки свыше 120 мм и твердостью на 30 единиц ниже, т.е. *HB* 200.

- 3.2. Определение допускаемых контактных напряжений:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim } B} \cdot K_{HL}}{[S_H]}, \text{ где}$$

$\sigma_{H \text{ lim } B}$ - предел контактной выносливости при базовом числе циклов нагружений;
 $\sigma_{H \text{ lim } B} = 2HB + 70$ - для углеродистой стали с термообработкой [1, стр. 34]

улучшения и твердостью *HB* < 350;

K_{HL} - коэффициент долговечности;

$K_{HL} = 1,0$ - считая эксплуатацию редуктора длительной; [1, стр. 33]

$[S_H]$ - коэффициент безопасности при расчете на контактную прочность;

$[S_H] = 1,15$ - среднее значение для колес с улучшенной сталью. [1, стр. 33]

Для шестерни: $[\sigma_H]_1 = \frac{(2HB_1 + 70) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 230 + 70) \cdot 1,0}{1,15} \approx 461 \text{ МПа} = 461 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$

;

Для колеса: $[\sigma_H]_2 = \frac{(2HB_2 + 70) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 200 + 70) \cdot 1,0}{1,15} \approx 409 \text{ МПа} = 409 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$.

За расчетное допускаемое контактное напряжение принимаются меньше из двух, т.к. редуктор с прямозубыми колесами:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min} = [\sigma_H]_2 = 409 \text{ МПа} = 409 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

- 3.3 Определение межосевого расстояния из условия контактной прочности:

$$a \geq K_a \cdot (u + 1)^3 \sqrt{\frac{M_2 \cdot K_{MB}}{[\sigma_M]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{B_2 a}}}, \text{ где}$$

$K_a = 49,5$ - коэффициент для прямозубых колес; [1, стр. 32]

K_{MB} - коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;

$K_{MB} = 1,0$ - т.к. расположение зубчатых колес относительно опор симметричное, твердость *HB* < 350 и постоянной нагрузке; [1, стр. 32]

$\psi_{B_2 a}$ - коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию;

принимаем $\psi_{B_2 a} = 0,3$ - для прямозубых передач. [1, стр. 36]

$$a \geq 49,5 \cdot (2,8 + 1) \sqrt[3]{\frac{1988,9 \cdot 10^3 \cdot 1,0}{409^2 \cdot 2,8^2 \cdot 0,3}} \approx 323 \text{ мм.}$$

- 3.4. *Определение модуля зацепления:*

$m \approx 0,01 \cdot a = 0,01 \cdot 323 = 3,23 \text{ мм}$
принимаем по ГОСТу $m = 3 \text{ мм}$.

36]

[1, стр.

- 3.5. *Определение числа зубьев шестерни и колеса:*

$$z_1 = \frac{2 \cdot a}{(u+1) \cdot m} = \frac{2 \cdot 323}{(2,8+1) \cdot 3} \approx 56,7 ;$$

принимаем $z_1 = 55$ из условия, что при умножении на u должно получиться целое число;

$$z_2 = z_1 \cdot u = 55 \cdot 2,8 = 154.$$

$$\text{Уточняем передаточное число } u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{154}{55} = 2,8.$$

- 3.6. *Определение основных геометрических размеров шестерни и колеса.*

Диаметры делительных (начальных) окружностей:

$$d_1 = d_{w1} = m \cdot z_1 = 3 \cdot 55 = 165 \text{ мм};$$

$$d_2 = d_{w2} = m \cdot z_2 = 3 \cdot 154 = 462 \text{ мм.}$$

Уточняем межосевое расстояние:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{165 + 462}{2} = 313,5 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей выступов (вершин зубьев):

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 165 + 2 \cdot 3 = 171 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 462 + 2 \cdot 3 = 468 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 165 - 2,5 \cdot 3 = 157,5 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 462 - 2,5 \cdot 3 = 454,5 \text{ мм.}$$

Диаметры основных окружностей:

$$d_b = d \cdot \cos \alpha, \text{ где}$$

$\alpha = 20^\circ$ - стандартный угол зацепления исходного контура;

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 165 \cdot \cos 20^\circ \approx 155,049 \text{ мм};$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha = 462 \cdot \cos 20^\circ \approx 434,138 \text{ мм.}$$

Высота ножки зуба:

$$h_f = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ мм.}$$

Высота головки зуба:

$$h_a = m = 3 \text{ мм.}$$

Высота зуба:

$$h = 2,25 \cdot m = 2,25 \cdot 3 = 6,75 \text{ мм.}$$

Радиальный зазор:

$$c = 0,25 \cdot m = 0,25 \cdot 3 = 0,75 \text{ мм.}$$

Шаг зацепления:

$$p = \pi \cdot m = \pi \cdot 3 \approx 9,425 \text{ мм.}$$

Ширина впадины и толщина зуба:

$$s = e = \frac{\pi m}{2} = \frac{\pi \cdot 3}{2} \approx 4,712 \text{ мм.}$$

Ширина колеса:

$$b_2 = \psi_{b_2} a = 0,3 \cdot 313,5 = 94,05 \text{ мм;}$$

принимаем: $b_2 = 90 \text{ мм.}$

Ширина шестерни принимается конструктивно для компенсации неточности сборки:

$$b_1 = b_2 + (4 \dots 6 \text{ мм}) = 90 + (4 \dots 6) = 94 - 96 \text{ мм;}$$

принимаем $b_1 = 95 \text{ мм.}$

- 3.7. Проверка зубьев на контактную прочность:

$$\sigma_H = \frac{310}{a} \cdot \sqrt{\frac{M_2 \cdot K_H \cdot (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}} \leq [\sigma_H], \text{ где}$$

K_H - коэффициент нагрузки при расчете на контактную прочность;

$$K_H = K_{K\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Kv}, \text{ где}$$

$K_{H\alpha}$ - коэффициент нагрузки при расчете на контактную прочность, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

$$K_{H\alpha} = 1,0, \text{ т.к. колеса прямозубые;}$$

39]

[1, стр.

При симметричном расположении колес относительно опор, при твердости $HВ < 350$ и коэффициенте ширины шестерни по дополнительному диаметру

$$\psi_{b1 d1} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{95}{165} \approx 0,576 \text{ методом интерполяции}$$

$$\text{находим: } K_{H\beta} = 1,0 + \frac{1,02-1,0}{0,6-0,4} \cdot (0,576 - 0,4) = 1,0176;$$

39]

[1, стр.

K_{Kv} - коэффициент нагрузки при расчете на контактную прочность, учитывающий динамичность нагрузки:

для прямозубых колес, с твердостью $HВ < 350$, при окружной скорости

32]

[1, стр.

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{55,71 \cdot 165 \cdot 10^{-3}}{2} \approx 4,60 \frac{\text{м}}{\text{с}}, \text{ назначив рекомендуемую степень } [1, \text{ стр. 40}]$$

точности изготовления $8^{ю} K_{Hv} = 1,05$;

$$K_H = 1,0 \cdot 1,0176 \cdot 1,05 \approx 1,07.$$

$$\sigma_H = \frac{310}{313,5} \cdot \sqrt{\frac{1988,9 \cdot 10^3 \cdot 1,07 \cdot (2,8 + 1)^3}{90 \cdot 2,8^2}} \approx 402 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} < [\sigma_H] = 409 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

Вывод: Принятые размеры передачи удовлетворяют условию контактной прочности и недонапряжение составляет: $\frac{409-402}{409} \cdot 100 \approx 1,7\% < 10\%$, что экономически выгодно.

• 3.8. *Определение сил в зацеплении:*

$$\text{окружная сила: } F_t = \frac{2 \cdot M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 728,6 \cdot 10^{-3}}{165 \cdot 10^{-3}} \approx 8,83 \text{ кН};$$

$$\text{радиальная сила: } F_r = F_t \cdot \text{tg } \alpha = 8,83 \cdot \text{tg } 20^\circ \approx 3,21 \text{ кН}.$$

• 3.9. *Проверка прочности зубьев на выносливость при изгибе:*

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{b_2 \cdot m} \leq [\sigma_F], \text{ где}$$

K_F - коэффициент нагрузки при расчете на выносливость при изгибе $K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$, где

$K_{F\alpha}$ - коэффициент нагрузки при расчете на выносливость при изгибе, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

$K_{F\alpha} = 1,0$ - для прямозубых колес; [1, стр. 42]

$K_{F\beta}$ - коэффициент нагрузки при расчете на выносливость при изгибе, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; при симметричном расположении колес относительно опор, при твердости HB < 350 и коэффициенте ширины шестерни по длительному диаметру $\psi_{b1d1} \approx 0,576$ методом интерполяции находим:

$$K_{F\beta} = 1,03 + \frac{1,05-1,03}{0,6-0,4} \cdot (0,576 - 0,4) = 1,0476; \quad [1, \text{ стр. 43}]$$

K_{Fv} - коэффициент нагрузки при расчете на выносливость при изгибе, учитывающий динамичность нагрузки; для прямозубых колес, с твердостью HB < 350, при 8^{ой} степени изготовления и окружной скорости $v = 4,60 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

$$K_{Fv} = 1,45;$$

$$K_F = 1,0 \cdot 1,0476 \cdot 1,45 \approx 1,52;$$

Y_F - коэффициент, учитывающий форму зуба, зависит от количества зубьев:

$$z_1 = 55; Y_{F1} = \frac{3,66+3,62}{2} = 3,64;$$

$$z_2 = 154; Y_{F2} = 3,60;$$

$[\sigma_F]$ - допускаемое нормальное напряжение при расчете на выносливость при изгибе;

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b}^0}{[S_F]}, \text{ где}$$

$\sigma_{F \text{ lim } b}^0$ - предел выносливости при отнулевом цикле, соответствующего базовому числу циклов ($4 \cdot 10^6$):

для стали марки Сталь 45 с термообработкой, улучшением и твердости $180 < \text{HB} < 350$ $\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 1,8 \cdot \text{HB}$; [1, стр. 44]

$[S_F]$ - коэффициент безопасности при расчете на выносливость при изгибе:

$$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]'' , \text{ где}$$

$[S_F]'$ - коэффициент безопасности при расчете на выносливость при изгибе, учитывающий необходимость свойств материала зубчатых колес:

для стали марки Сталь 45 с термообработкой, улучшением и твердости $180 < HB < 350$ $[S_F]' = 1,75$; [1, стр. 44]

$[S_F]''$ - коэффициент безопасности при расчете на выносливость при изгибе, учитывающий способ получения заготовки зубчатых колес, при изготовлении заготовок методом штамповки

$$[S_F]'' = 1,0; \quad [1, \text{стр. 44}]$$

$$[S_F] = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75;$$

$$\text{для шестерни } [\sigma_F]_1 = \frac{1,8 \cdot HB_1}{[S_F]} = \frac{1,8 \cdot 230}{1,75} \approx 237 \text{ МПа} = 237 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2};$$

$$\text{для колеса } [\sigma_F]_2 = \frac{1,8 \cdot HB_2}{[S_F]} = \frac{1,8 \cdot 200}{1,75} \approx 206 \text{ МПа} = 206 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Определение сравнительной прочности зубьев шестерни и колеса:

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{237}{3,64} \approx 65,1 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} > \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{206}{3,60} \approx 57,2 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Вывод: следовательно, проверку прочности необходимо произвести зубьев колеса:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{F2}}{b_2 \cdot m} = \frac{8,83 \cdot 10^3 \cdot 1,52 \cdot 3,60}{90 \cdot 3} \approx 179 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} < [\sigma]_2 = 206 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Вывод: принятые размеры передачи удовлетворяют условию выносливости при изгибе.

• Таблица 3.2.:

Наименование параметра		Обозначение	Численное значение
1. Межосевое расстояние		a	313,5 мм
		m	3 мм
2. Модуль зацепления	Делительный (начальный)	$d_1 = d_{w1}$	165 мм
		$d_2 = d_{w2}$	462 мм
3. Диаметр:	Выступов (вершин зубьев)	d_{a1}	171 мм
		d_{a2}	468 мм
	Впадин	d_{f1}	157,5 мм
		d_{f2}	454,5 мм
	Основной	d_{b1}	155,049 мм
		d_{b2}	434,138 мм
4. Ширина венца		b_1	95 мм
		b_2	90 мм
5. Высота	зуба	h	6,75 мм
	ножки зуба	h_f	3,75 мм
	головки зуба	h_a	3 мм
6. Радиальный зазор		c	0,75 мм
7. Сила в зацеплении	окружная	F_t	8,83 кН
	радиальная	F_r	3,21 кН

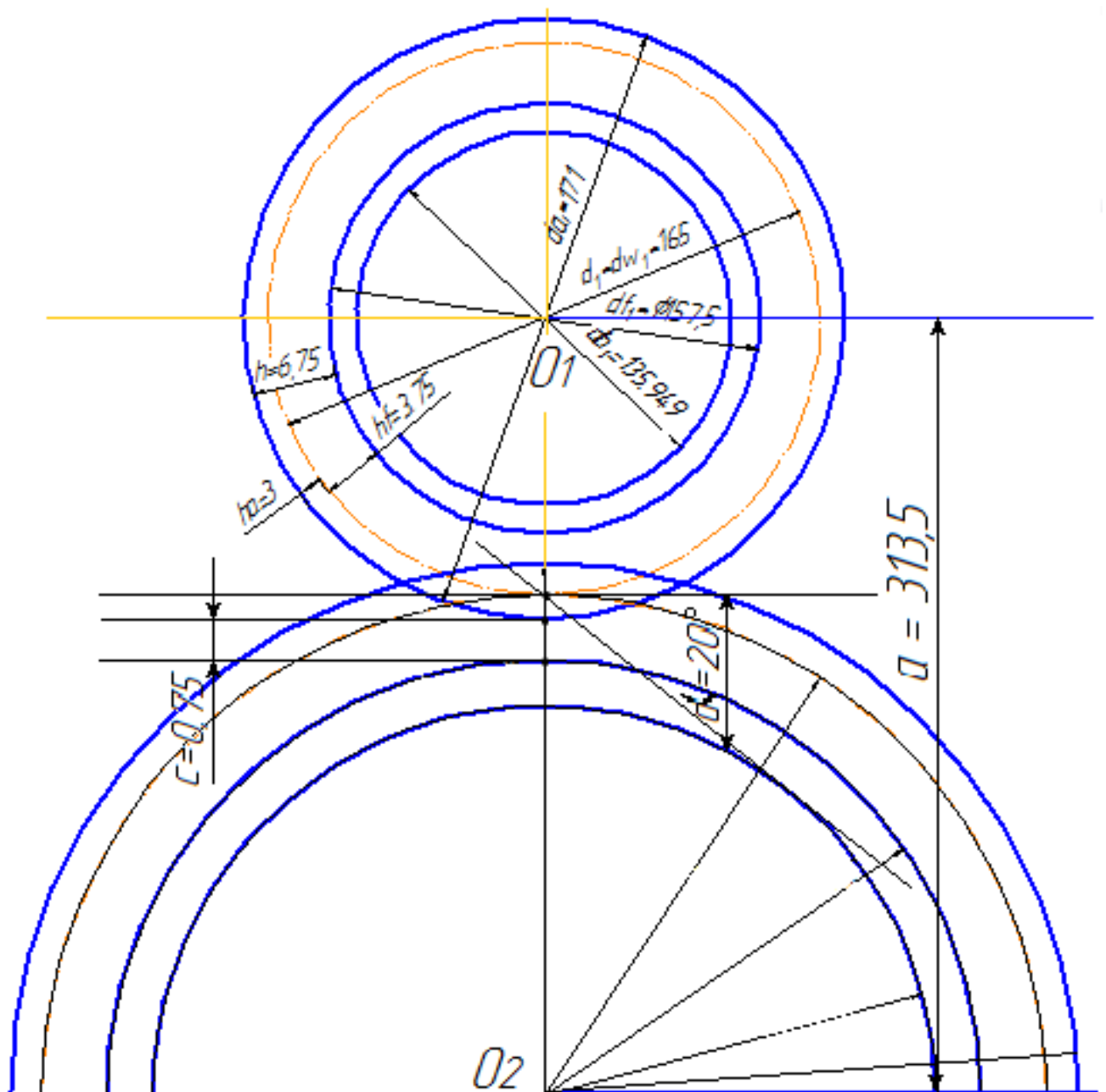


Рис. 3.1. Эскиз геометрии зацепления

4. Проектный (предварительный) расчет и конструирование валов редуктора, подбор муфт и назначения подшипников качения.

- 4.1. Расчет выходных концов валов редуктора.

Расчет производится на прочность при кручении по пониженным допускаемым касательным

напряжения $[\tau]_к = 25 \frac{Н}{мм^2}$

Требуемый диаметр выходного конца вала:

$$d_{в}^{тр} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]_к}}, \text{ где}$$

M- вращающий момент на валу.

- 4.2. Расчет ведущего вала.

Требуемый диаметр выходного конца вала:

$$d_{в1}^{тр} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_1}{\pi \cdot [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 728,6 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} \approx 52,9 \text{ мм.}$$

Назначаем муфту упругую втулочно-кольцевую (МУВП), т.к. она способна амортизировать толчки и удары, и компенсировать неточности взаимного расположения валов.

Муфту выбираем из условий:

требуемый допускаемый момент на муфту должен быть

$$[M]_{тр} \geq M_1 = 728,6 \text{ Н} \cdot \text{м}; \text{ с диаметром отверстия } d_{в} \geq d_{в1}^{тр} = 52,9 \text{ мм}$$

Выбираем муфту (МУВП) с допускаемым вращающим моментом [1, стр. 277]

$$[M] = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}, \text{ с диаметром } d_{в1} = 55 \text{ мм и длиной полумуфты } l_{в1} = 110 \text{ мм.}$$

Назначаем подшипники (т.к. нет осевой силы в зацеплении) роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами легкой узкой серии.

Требуемый диаметр под подшипники конструктивно:

$$d_{п1}^{тр} = d_{в1} + 5 \text{ мм} = 55 + 5 = 60 \text{ мм.}$$

Выбираем подшипник 32212А с внутренним диаметром $d_{п1} = 60$ мм, с наружным диаметром $D_{п1} = 100$ мм и шириной $B_{п1} = 22$ мм.

[1, стр. 397]

Требуемый диаметр буртика (конструктивно):

$$d_{б1}^{тр} = d_{п1} + 5 \text{ мм} = 60 + 5 = 65 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение диаметра буртика:

[1, стр. 162]

$$d_{б1} = 65 \text{ мм.}$$

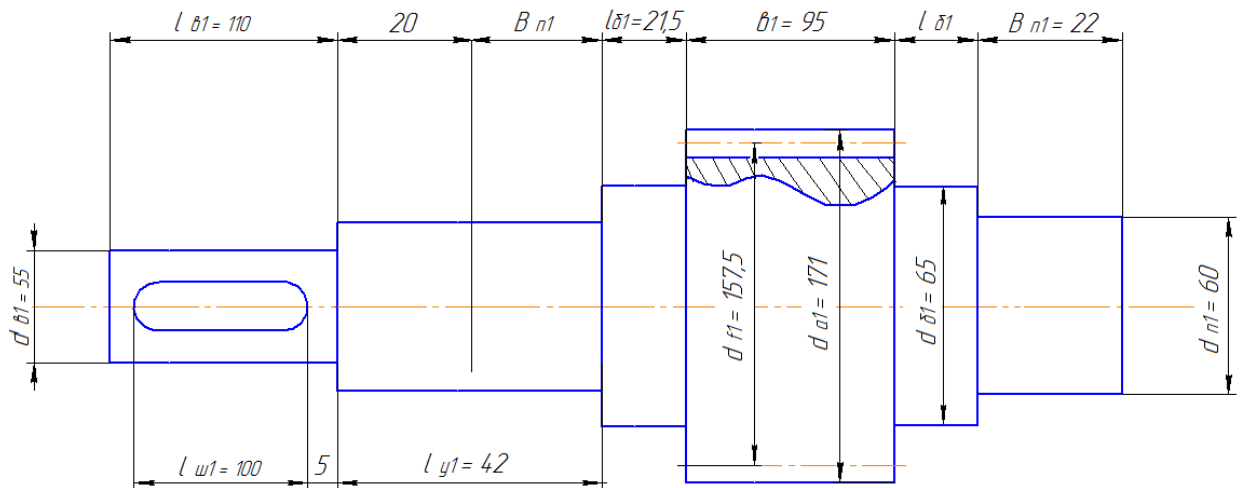


Рис. 4.2. Эскиз ведущего вала.

[1, стр. 296]

• 4.3. Расчет ведомого вала.

Требуемый диаметр выходного конца вала:

$$d_{B2}^{тр} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_2}{\pi \cdot [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1988,9 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25}} \approx 74,0 \text{ мм.}$$

Выбираем муфту (МУВП) с допускаемым моментом $[M] = 2000 \text{ Н} \cdot \text{м}$, с диаметром $d_{B2} = 80 \text{ мм}$ и с длиной полумуфты $l_{B2} = 170 \text{ мм}$. [1 .стр.277]

Требуемый диаметр под подшипник:

$$d_{П2}^{тр} = d_{b2} + 5 \text{ мм} = 80 + 5 = 85 \text{ мм.}$$

Выбираем подшипник 32217А с внутренним диаметром $d_{П2} = 85 \text{ мм}$; с наружным диаметром $D_{П2} = 150 \text{ мм}$ и шириной $B_{П2} = 28 \text{ мм}$. [1.стр.397]

Требуемый диаметр под зубчатое колесо:

$$d_{к}^{тр} = d_{П2} + 5 \text{ мм} = 85 + 5 = 90 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение диаметра под зубчатое колесо:

$$d_{к} = 90 \text{ мм.}$$

[1, стр. 162]

Требуемый диаметр буртика:

$$d_{\delta 2}^{тр} = d_{к} + 5 \text{ мм} = 90 + 5 = 95 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение диаметра буртика:

$$d_{\delta 2} = 95 \text{ мм.}$$

[1, стр. 162]

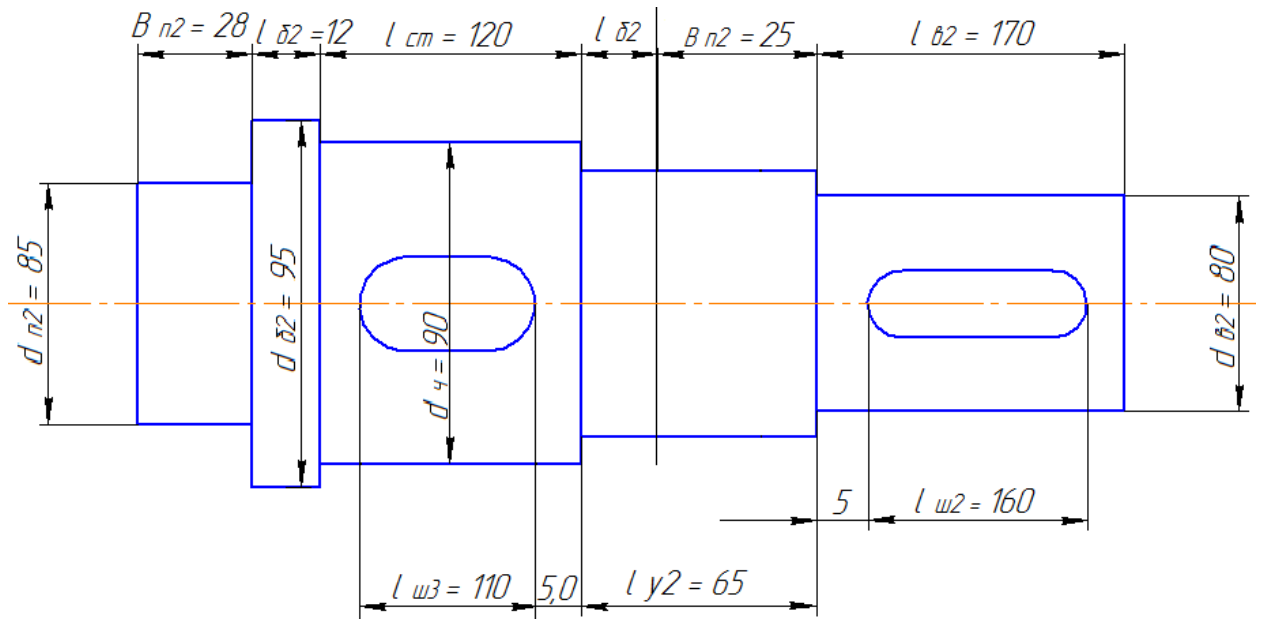


Рис. 4.3. Эскиз ведомого вала.

[1, стр.

297]

• Таблица 4.3.:

[1, стр. 397]

Условное обозначение	Размер, мм			Динамическая грузоподъёмность кН
	Внутренний диаметр	Наружный диаметр	Ширина	
32212А	$d_{н1} = 60$	$D_{н1} = 110$	$B_{н1} = 22$ мм	$C_1 = 53,5$
32217А	$d_{н2} = 85$	$D_{н2} = 150$	$B_{н2} = 28$ мм	$C_2 = 108,0$

5. Конструирование зубчатой пары.

• 5.1. Конструктивные размеры шестерни.

Т.к. диаметр буртика $d_{б1} = 65$ мм и диаметр впадин $d_{f1} = 157,5$ мм отличаются не столь значительно, выполняем шестерню за одно целое с валом и её размеры см.рис.4.2.

• 5.2. Конструктивные размеры колеса.

Т.к. диаметр окружности выступов колеса $d_{a2} = 468$ мм < 500 мм, то принимаем полученные заготовки колес методом штамповки.

[1, стр. 231]

• Таблица 5.4.

[1, стр. 233]

Наименование параметров	Формула и вычисление	Принятое значение
-------------------------	----------------------	-------------------

1. Диаметр ступицы	$d_{ст.} \approx 1,6 \cdot d_k = 1,6 \cdot 90 = 150$	150 мм
2. Длина ступицы	$l_{ст.} = (1,2 \dots 1,5)d_k = (1,2 \dots 1,5) \cdot 90 = 108 \dots 135$ мм	120 мм
3. Толщина обода	$\delta_o = (2,5 \dots 4) \cdot m = (2,5 \dots 4) \cdot 3 = 7,5 \dots 12$ $\delta_o \geq 8$ мм	10 мм
4. Толщина диска штампованных колес	$c = (0,2 \dots 0,3) \cdot b_2 = (0,2 \dots 0,3) \cdot 90 = 18 \dots 27$	20 мм
5. Внутренний диаметр обода	$D_o = d_{f2} - 2\delta_o = 454,5 - 2 \cdot 10 = 434,5$	434,5 мм
6. Диаметр центральной окружности	$D_{отв.} = \frac{D_o + d_{ст.}}{2} = \frac{434,5 + 150}{2} = 292,25$	290 мм
7. Диаметр отверстия	$d_{отв.} = \frac{D_o - d_{ст.}}{4} = \frac{434,5 - 150}{4} = 71,125$	70 мм [1, стр. 162]
8. Размер фасок	$n = 0,5 \cdot m = 0,5 \cdot 3 = 1,5$ мм	1,6 мм

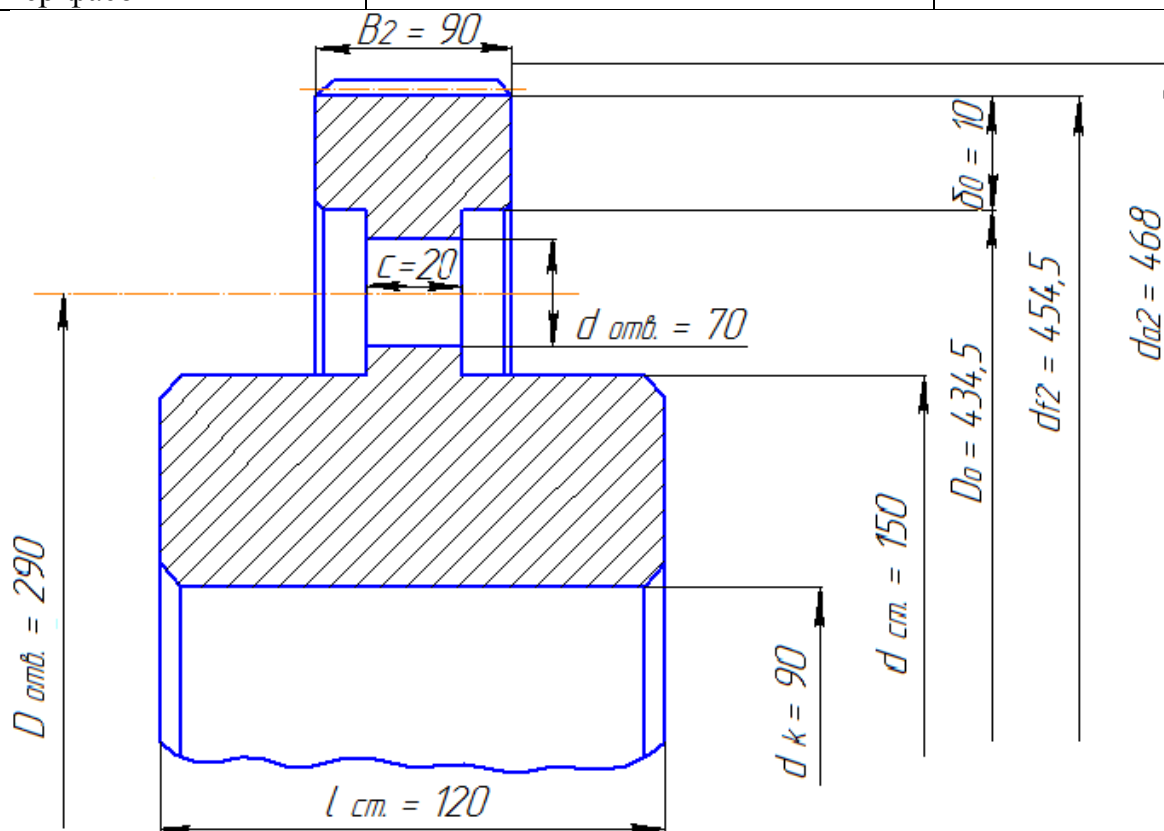


Рис. 5.2. Эскиз зубчатого колеса.

[1, стр.

231]

6. Конструирование корпуса редуктора.

[1, стр. 238]

При конструировании корпуса редуктора должны быть обеспечены прочности и жесткость, исключающие перекосы валов. Для повышения жесткости у приливов под подшипники служат ребра. Корпус выполняется разъемным, состоящим из основания (картер) и крышки.

Плоскость разъема проходит через оси валов. Основания корпуса и крышки фиксируются двумя коническими штифтами и соединяются болтами. Для снятия крышки делаются подъемные петли. Для подъема редуктора у основания корпуса прилиты крюки (у легких не делаются). Для заливки масла и осмотра в крышке корпуса имеется смотровое отверстие (окно), в легких устанавливают резьбовую пробку. Для удаления загрязненного масла и промывки редуктора в днище делается отверстие, закрываемое резьбовой пробкой. Подшипники закрываются крышками врезными (закладными). Контроль уровня масла осуществляется с помощью масло- указателя. При конструировании корпуса редуктора необходимо стремиться к устранению выступающих частей на наружной поверхности редуктора.

• Таблица 6.5.:

[1, стр. 241]

Наименование параметров		Формула и вычисление	Принятые значения
1. Толщина стенки крышки и основания		$\delta = 1,8\sqrt{M_2} = 1,8\sqrt{1988,9} \approx 12,02$ $\delta \geq 6 \text{ мм}$	12 мм
2. Толщина верхнего пояса основания		$b = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 12 = 18$	18 мм
3. Толщина нижнего пояса крышки		$b_1 = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 12 = 18$	18 мм
4. Толщина нижнего пояса основания		$p = 2,35 \cdot \delta = 2,35 \cdot 12 = 28,2$	28 мм
5. Толщина ребер основания и крышки		$m = (0,85 \dots 1) \cdot \delta = (0,85 \dots 1) \cdot 12 = 10,2 \dots 12$	12 мм
6. Диаметр фундаментных болтов		$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a + 12 \text{ мм}$ $= (0,03 \dots 0,036) \cdot 313,5 + 12 = 21,405 \dots 23, 286$	M24 [1,стр. 242] (4 шт.)
7. Диаметр болтов у подшипников		$d_2 = (0,7 \dots 0,75) \cdot d_1 = (0,7 \dots 0,75) \cdot 24 = 16,8 \dots 18$	M20 [1,стр. 242] (8 шт.)
8. Диаметр соединительных болтов		$d_3 = (0,5 \dots 0,6) \cdot d_1 = (0,5 \dots 0,6) \cdot 24 = 12 \dots 14,4$	M12 [1,стр. 242] (4 шт.)
9. Диаметр гнезда под подшипники (наружный диаметр подшипника)		$D_{21} = D_{п1}$ $D_{22} = D_{п2}$	110 мм 150 мм [Табл.4.3.]
10. Штифт	Диаметр Длина	$d_{шт} \approx d_3$	12 [1,стр. 243]
		$l_{шт} = b + b_1 + 5 \text{ мм} = 18 + 18 + 5 = 41$	40 [1,стр. 243]
11. Наименьший зазор между наружной пов-	По диаметру	$A = (1 \dots 1,2) \cdot \delta = (1 \dots 1,2) \cdot 12 = 12 \dots 14,4$	14 мм

стью колес и корпуса редуктора	По торцам	$A_1 \approx A$	14 мм
12. Петля для подъёма	Толщина	$\delta_{п} = (1,8...2,5) \cdot \delta = (1,8...2,5) \cdot 12 = 21,6...30$	25 мм
	Диаметр отверстия	$D_{отв}$	40 мм
13. Пробка, к маслоспускному отверстию		-	[1, стр. 246] M22×2
14. Масло указатель желзовый		-	[1, стр. 254] M16

7. Первый этап эскизной компоновки.

[1, стр.

301]

Первый этап эскизной компоновки имеет цель установить положение зубчатых колёс относительно опор для последующего определения опорных реакций и проверки долговечности подшипников. Компоновочный эскиз выполняется в одной проекции - разрез по осям валов при снятии крышки редуктора.

Порядок вычерчивания. По середине листа проводится горизонтальная осевая линия - ось симметрии редуктора, затем две вертикальные осевые линии, соответствующие осям валов, на расстоянии $a = 313,5$ мм, имея ввиду, что на листе должно разместиться зубчатое колесо. Вычерчивается упрощенно без разреза шестерня и зубчатое колесо вместе со ступицей.

Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса, при этом:

1) зазор между торцами зубчатых колес и внутренней стенкой корпуса $A_1 = 14$ мм, т.к. $l_{ст.} = 120$ мм $>$ $v_1 = 95$ мм, то зазор берем от торца ступицы;

2) зазор $A = 14$ мм берем от окружности выступов колеса ($d_{a2} = 468$ мм) до внутренней стенки редуктора;

3) зазор $A = 14$ мм берем от окружности выступов шестерни, т.к. $d_{a1} = 171$ мм $>$ $D_{п1} = 110$ мм, (если наоборот, то от наружного диаметра подшипника $D_{п1}$).

Размещаем подшипники, нанося на эскиз их габариты.

Решаем вопрос о смазке подшипников.

Смазку подшипников производим совместно с зубчатым зацеплением, т.к. редуктор небольших габаритов.

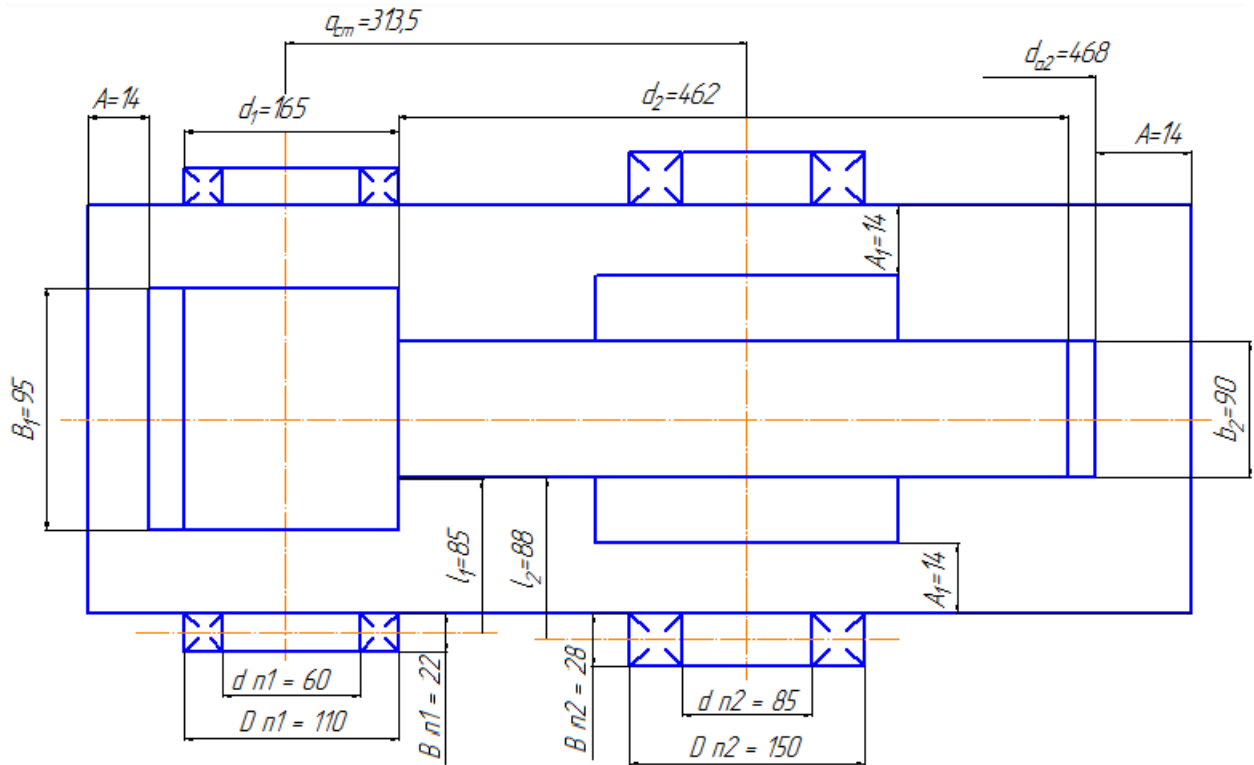


Рис. 7.5. Первый этап эскизной компоновки.

Вычислением находим положение колес относительно опор:

шестерни $l_1 = \frac{l_{ст.} + B_{п1}}{2} + A_1 = \frac{120 + 22}{2} + 14 = 85$ мм;

колеса $l_2 = \frac{l_{ст.} + B_{п2}}{2} + A_1 = \frac{120 + 28}{2} + 14 = 88$ мм;

Принимаем: $l_1 = l_2 = l = 86$ мм.

Для устранения выступающих частей на наружных поверхностях корпуса редуктора принимаем для подшипников крышки врезные (закладные).

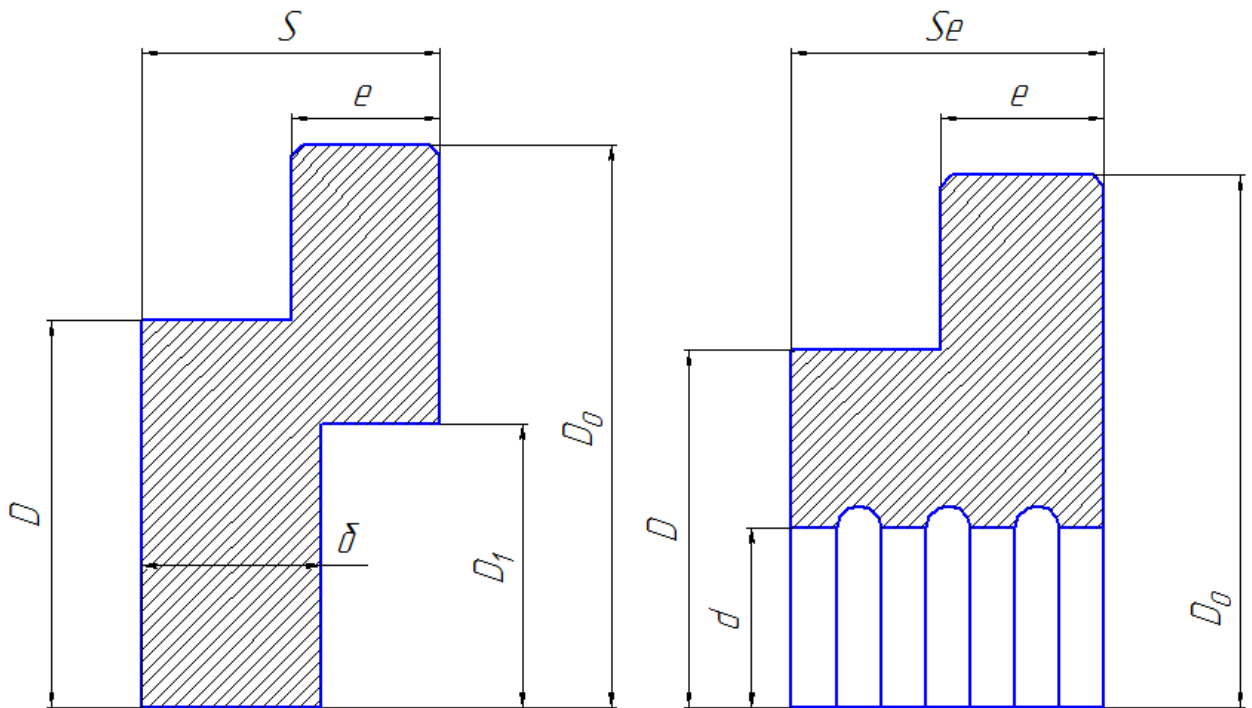


Рис. 7.6. Эскиз крышки закладной глухой. Рис.7.7. Эскиз крышки закладной сквозной со щелевым уплотнением

• Таблица 7.6. Размеры крышки закладной глухой.

D = D _п	δ = 5 ...7	S = 8...12	e = 5...8	D ₀ = D + e	D ₁ = D-10
110	5	10	5	115	100 [1, стр.
150	7	12	8	158	140 [1, стр.

• Таблица 7.7. Размеры крышки закладной сквозной. [1, стр. 210]

d = d _п	D = D _п	t ₁	t	r	S _c = 2(t ₁ + t)	e = 5...8	D ₀ = D+10
60	110	3	4,5	2	15	5	120 [1, стр. 162]
85	150	4	6	2	20	8	160 [1, стр. 162]

Определение ширины буртика. (стр. 210)

$$\text{На ведущем валу: } l_{б1} = l - \frac{b_1 + B_{п1}}{2} = 86 - \frac{95+22}{2} = 27,5 \text{ мм;}$$

$$\text{На ведомом валу: } l_{б1} = l - \frac{l_{ст} + B_{п2}}{2} = 86 - \frac{120+28}{2} = 12 \text{ мм.}$$

Длина участка ведущего вала от буртика до торца полумуфты:

$$l_{y1} = B_{п1} + S_{c1} + 5 \text{ мм} = 22 + 15 + 5 = 42 \text{ мм.}$$

Для участка ведомого вала от торца ступицы колеса до торца полумуфты:

$$l_{y2} = B_{п2} + S_{c2} + l_{б2} + 5 \text{ мм} = 28 + 20 + 12 + 5 = 65 \text{ мм.}$$

Размеры отличаем на рис. 4.2. и рис. 4.3.

8. Проверка долговечности подшипников.

• 8.1. Ведущий вал.

8.1.1. Определение опорных реакций:
в вертикальной плоскости (yz)

$$R_{ay} = R_{By} = \frac{F_r}{2} = \frac{3,21}{2} = 1,605 \text{ кН};$$

в горизонтальной плоскости (xz):

$$R_{ax} = R_{Bx} = \frac{F_t}{2} = \frac{8,83}{2} = 4,415 \text{ кН}.$$

Общая реакция $R_a = R_b = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2} = \sqrt{4,415^2 + 1,605^2} \approx 4,70 \text{ кН}$.

8.1.2. Проверка долговечности подшипников.

Расчетная долговечность в млн.об.:

$$L = \left(\frac{C}{Q}\right)^P, \text{ где} \quad [1, \text{стр. 211}]$$

$C = C_1 = 53,5 \text{ кН}$ - динамическая грузоподъемность (см. табл. 4.3.);

Q - эквивалентная нагрузка на подшипник:

$Q = R \cdot V \cdot K_\sigma \cdot K_T$, где

V - коэффициент, учитывающий какое кольцо подшипника вращается;

$V = 1,0$ - т.к. вращается внутреннее кольцо;

[1, стр. 212]

K_σ - коэффициент динамичности, зависящий от характера нагрузки;

$K_\sigma = 1,0$ - т.к. нагрузка спокойная без толчков;

[1, стр. 214]

K_T - температурный коэффициент, учитывающий влияние температуры;

$K_T = 1,0$ при температуре $t^\circ \leq 100^\circ \text{C}$;

[1, стр. 214]

P - показатель степени, для роликоподшипников $P = \frac{10}{3}$;

[1, стр. 211]

$R = R_a$ - радиальная нагрузка на подшипник;

$$L = \sqrt[3]{\left(\frac{C}{R_a \cdot V \cdot K_\sigma \cdot K_T}\right)^{10}} = \sqrt[3]{\left(\frac{93,5}{4,7 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0}\right)^{10}} \approx 2,13 \cdot 10^4 \text{ млн. об.6}$$

Расчетная долговечность в часах.

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_1} = \frac{2,13 \cdot 10^4 \cdot 10^6}{60 \cdot 532} \approx 66,7 \cdot 10^4 \text{ ч} \Rightarrow [L_h] = 4 \cdot 10^4 \text{ ч.} \quad [1, \text{стр. 220}]$$

Вывод: принятая серия подшипников удовлетворяет условию долговечности.

• 8.2. Ведомый вал.

Расчет параметров аналогичен:

$R_{cy} = R_{Dy} = 1,605 \text{ кН}$; $R_{cx} = R_{Dx} = 4,415 \text{ кН}$; $R_c = R_D = 470,80 \text{ кН}$.

Проверка долговечности подшипников не требуется, т.к. $C_2 = 165 \text{ кН} > C_1 = 93,5 \text{ кН}$;

$n_2 = 190 \text{ об/мин} < n_1 = 532 \text{ об/мин}$.

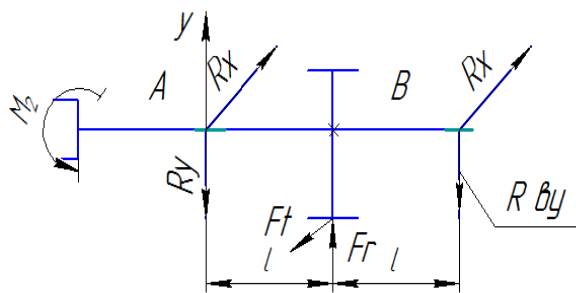


Рис. 8.8. Расчетная схема ведущего вала.

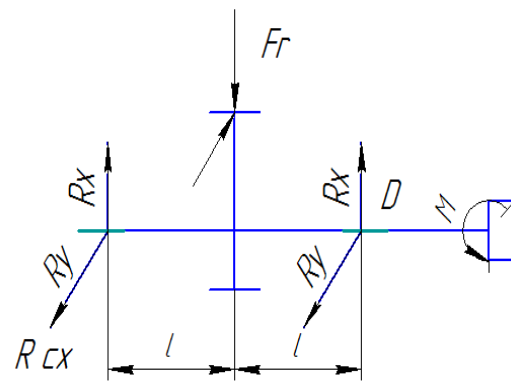


Рис. 8.9. Расчетная схема ведомого вала

9. Подбор шпонок и проверка прочности шпоночных соединений.

9.1. Выбираем шпонки призматические со скругленными торцами, как наиболее технологичные, материал шпонок - сталь 45 нормализованная. Проверку шпоночного соединения производим на прочность при смятии по формулам:

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma_{см}], \text{ где}$$

M - вращающий момент на валу;

d - диаметр вала в месте установки шпонки;

h - высота шпонки;

t₁ - глубина паза;

l - длина шпонки;

b - ширина шпонки;

(l-b) - допускаемое напряжение при смятии;

При спокойной нагрузке:

$$[\sigma_{см}] = 120 \text{ МПа} = 120 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \text{ - при стальной ступице;}$$

$$[\sigma_{см}] = 70 \text{ МПа} = 70 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \text{ - при чугунной ступице.}$$

Размеры шпонок выбирают в зависимости от диаметра вала в месте установки шпонки [1, стр. 169]

• 9.2 Ведущий вал- выходной конец, ступица чугунная.

$$d = d_{в1} = 55 \text{ мм}; l_{в1} = 110 \text{ мм}; M = M_1 = 728,6 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

$$\text{Требуемая длина шпонки } l_{ш}^{тп} = l_1 - 5 \text{ мм} = 110 - 5 = 105 \text{ мм}.$$

$$\text{Принимаем шпонку } v \times h \times l = 16 \times 10 \times 100; t_1 = 6,0 \text{ мм}.$$

Производим проверочный расчет при принятых размерах шпонки:

$$\sigma_{см} = \frac{2M_1}{d_{в1}(h-t_1) \cdot (l-b)} = \frac{2 \cdot 728,6 \cdot 10^3}{55(10-6,0) \cdot (100-16)} \approx 78,9 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} > [\sigma_{см}] = 70 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

Вывод: принятые размеры шпонки не удовлетворяют условию прочности при смятии и перенапряжении составляет:

$\frac{78,9-70}{70} \cdot 100 \approx 12,7\% > 5\%$, что недопустимо, следовательно, устанавливаем две шпонки под углом 180° друг к другу, при этом нагрузка и напряжение в расчете на одну шпонку уменьшается вдвое.

• 9.3. Ведомый вал- выходной конец, ступица чугунная.

$d = d_{b2} = 80 \text{ мм}; d_{b2} = 170 \text{ мм}; M=M_2= 1988,9 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$

Требуемая длина шпонки $l_{ш}^{TP} = l_{b2} - 5 \text{ мм} = 170 - 5 = 165 \text{ мм}.$

Принимаем шпонку $b \times h \times l = 22 \times 14 \times 160; t_1 = 9 \text{ мм}.$

Производим проверочный расчет при принятых размерах шпонки:

$$\sigma_{см} = \frac{2M_2}{d_{b2}(h - t_1) \cdot (l - b)} = \frac{2 \cdot 1988,9 \cdot 10^3}{80(14 - 9) \cdot (160 - 22)} \approx 72,1 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} > [\sigma_{см}] = 70 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

Вывод: принятые размеры шпонки не удовлетворяют условию прочности при смятии и перенапряжении составляет:

$$\frac{72,1-70}{70} \cdot 100 \approx 3\% < 5\%, \text{ это допустимо.}$$

- **9.4. Ведомый вал под зубчатым колесом, ступица стальная.**

$d = d_k = 90 \text{ мм}; l_{ст} = 120 \text{ мм}; M=M_2= 1988,9 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$

Требуемая длина шпонки $l_{ш}^{TP} = l_{ст} - 5 \text{ мм} = 120 - 5 = 115 \text{ мм}.$

Принимаем шпонку $b \times h \times l = 25 \times 14 \times 110; t_1 = 9 \text{ мм}.$

Производим проверочный расчет при принятых размерах шпонки:

$$\sigma_{см} = \frac{2M_2}{d_k(h - t_1) \cdot (l - b)} = \frac{2 \cdot 1988,9 \cdot 10^3}{90(14 - 9) \cdot (110 - 25)} \approx 104 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} < [\sigma_{см}] = 120 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

Вывод: принятые размеры шпонки удовлетворяют условию прочности при смятии. Размеры шпонки наносим на рис. 4.2. и рис 4.3.

10. Выбор посадок основных деталей редуктора.

[1 .стр.263]

Посадка зубчатого колеса на вал $\frac{H7}{p6}$;

муфты на выходных концах валов редуктора $\frac{H7}{r6}$;

посадка закладных крышек подшипников $\frac{H7}{h6}$;

посадка распорного конца на вал $\frac{H8}{h8}$;

отклонение вала под подшипник К6;

отклонение отверстия под наружное кольцо подшипника Н7.

11. Выбор смазки подшипников и зубчатого зацепления.

Зубчатые зацепления смазываются окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса редуктора, обеспечивающего погружение колеса примерно на 10 мм, но не менее чем на высоту зуба. Объем масляной ванны V определяется из расчета $0,25 \text{ дм}^3$ масла на 1 кВт передаваемой мощности:

$$V=0,25 \cdot P_b = 0,25 \cdot 38,5 = 9,625 \text{ дм}^3.$$

принимаем $V= 10 \text{ дм}^3 = 10 \text{ л}.$

Устанавливаем вязкость масла. При рабочих контактных напряжениях $\sigma_H = 402 \text{ МПа}$ и окружной скорости $v = 4,60 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ рекомендуется масло с кинематическим коэффициентом

вязкости $\nu = 28 \frac{\text{мм}^2}{\text{с}}$ при $t^\circ = 50^\circ\text{C}$.

[1, стр. 253]

Принимаем масло индустриальное U-30A ($\nu = 28 \dots 33 \frac{\text{мм}^2}{\text{с}}$ при $t^\circ = 50^\circ\text{C}$). Смазывание подшипников качения осуществляется совместно с зубчатым зацеплением за счет создания в корпусе редуктора масляного тумана.

12. Сборка редуктора.

Перед сборкой внутреннюю часть корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской. Сборка производится в соответствии со сборочным чертежом. Порядок сборки. Перед общей сборкой собирают валы с насаженными на них детали.

Ведущий вал. На оба конца вала первыми устанавливают подшипники 32212A, предварительно нагретые в масле до температуры 80..100 °С. Со стороны выходного конца вала надевают закладную сквозную крышку подшипника до упора в него.

Ведомый вал. В начале закладывают в шпоночный паз шпонку 25×14×110 и напрессовывают зубчатое колесо до упора в его буртик вала. Затем с выходного конца вала надевают распорную втулку и устанавливают подшипники 32217A, предварительно нагретые в масле. С выходного конца вала надевают крышку подшипника закладную сквозную до упора в подшипник. Собранные валы и крышки подшипников закладные глухие укладывают, в основание редуктора и надевают, крышку корпуса редуктора, покрыв предварительно поверхность штока крышки и корпуса спиртовым лаком.

Для центровки устанавливают крышку на основание с помощью двух конических штифтов диаметром 12 мм и затягиваем болты М12, а у подшипников М20. Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки).

Далее на выходные концы валов в шпоночные пазы устанавливают шпонки (на ведущий - 16×10×100, на ведомый - 22×14×160) и надевают муфты МУВП. Затем ввертывают пробку М22×2 маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловой маслоуказатель с резьбой М16. Заливают масло U-30A 10 л. и ввертывают резьбовую пробку М22×2.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(обязательное)

Пример оформления списка использованных источников

Список использованных источников

Основная литература:

1. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / В.Н. Горелов, Е.К. Кичаев, И.А. Кокорев. – 2-е изд., доп. – Самара. Самар. гос. техн. ун-т, 2013. – 248 с.: ил.
2. Разработка курсового проекта по деталям машин и основам конструирования: Учебное пособие / А.Г. Мудров, Р.Л. Сахапов. – Казань: изд-во Казанск. гос. архитектур.-строит. ун-та, 2015.-167 с.

Дополнительная литература:

1. Лекции по курсу «Техническая механика» Курск: 2015.

					<i>№ варианта</i>	<i>Лист</i>
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

ПРИЛОЖЕНИЕ В
(обязательное)

Титульный лист пояснительной записки КР

Правительство Санкт-Петербурга
Комитет по науке и высшей школе
Санкт-Петербургское государственное бюджетное
образовательное учреждение
«Санкт-Петербургский политехнический колледж»

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по дисциплине

«Техническая механика»

Раздел 3 «Детали машин и механизмов»

Расчет привода общего назначения

Выполнил: ФИО студента ____

Группа: №, код специальности, специальность

Отделение: дневное/вечернее/заочное

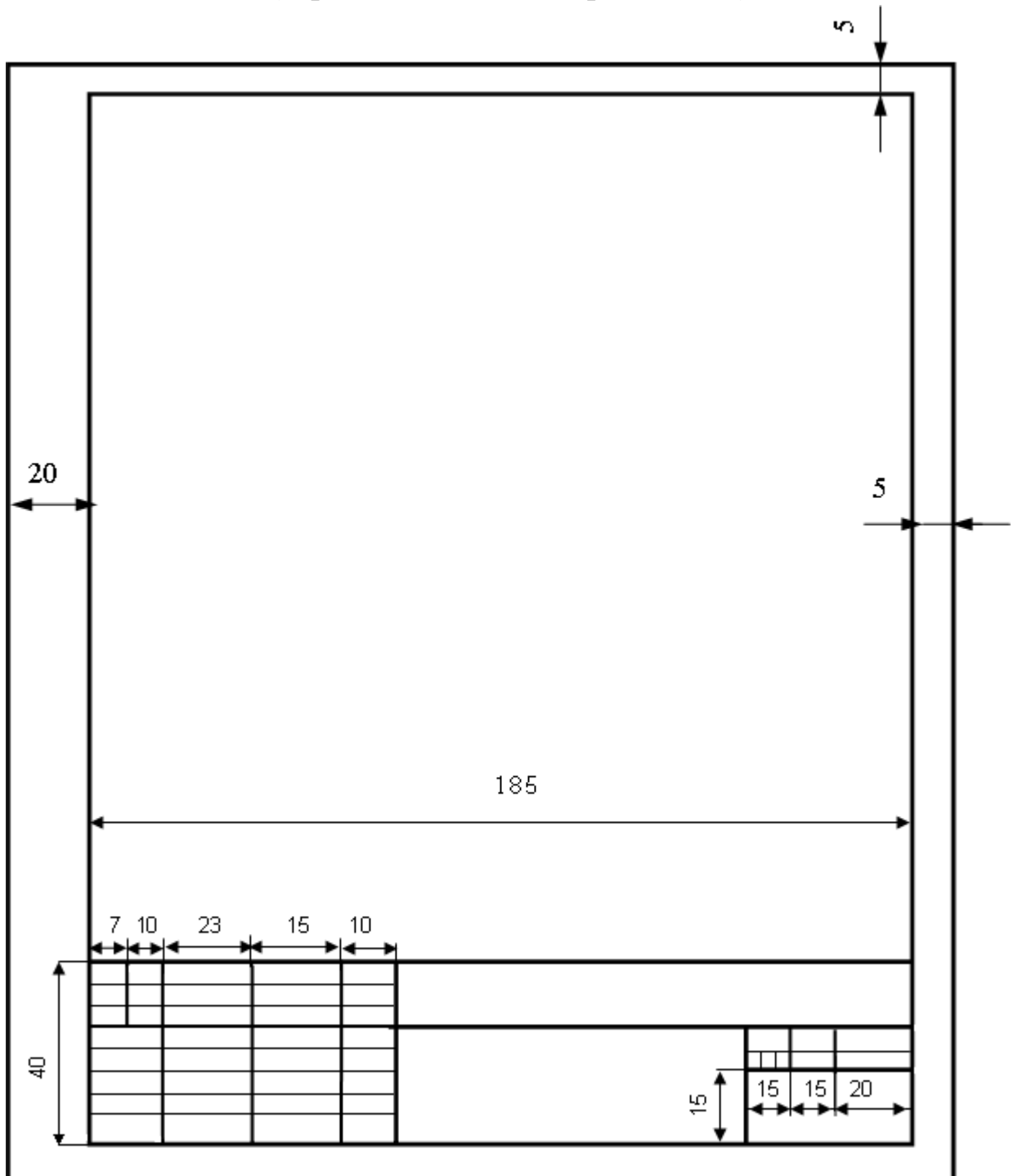
Проверил: ФИО преподавателя

Санкт-Петербург

20__ г.

ПРИЛОЖЕНИЕ Г
(обязательное)

**Основная надпись для КР
для студентов технических специальностей/направлений подготовки
(первый лист каждого раздела ПЗ)**



ПРИЛОЖЕНИЕ Д
(обязательное)

**Основная надпись для КР
для студентов технических специальностей / направлений подготовки
(последующие листы раздела ПЗ)**

