

Н.А. ПЕРМИНОВ

***Проектирование
электроmechanических
приводов и конструирование
деталей машин***



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ
ГОУВПО
«УДМУРТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ИНСТИТУТ ГРАЖДАНСКОЙ ЗАЩИТЫ

Кафедра общетехнических дисциплин

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

**Учебно-методическое пособие по курсовому проектированию
для студентов инженерных специальностей нетехнических вузов**

Ижевск 2010

УДК 621.81(075)
ББК 34.42я7
П 275

Рецензенты:

к.т.н., профессор кафедры ТМТПО ИППСТ УдГУ
В.А.Галашев
к.ф.-м.н., заведующий кафедрой ОИД ИГЗ УдГУ
М.Н.Королёв

Рекомендовано к изданию Учебно-методическим Советом УдГУ.

Перминов Н.А.

П 275 Проектирование электромеханических приводов и конструирование деталей машин: учеб.-метод. пособие по курсовому проектированию для студентов инженерных специальностей нетехнических вузов. Ижевск: Удмуртский университет, 2010. 60с.

Учебно-методическое пособие содержит конкретные пояснения по рассматриваемым темам, варианты заданий и указания по работе над этапами курсового проекта по дисциплинам «Механика» и «Техническая механика», раздел «Детали машин», методики выполнения проектировочных и технических расчётов механических передач и деталей машин, схемы и чертежей графической части.

УДК 621.81(075)
ББК 34.42я7

© Н.А. Перминов, 2010
© ГОУВПО «УдГУ», 2010

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	6
1.1. Тематика проектов и объекты курсового проектирования.....	6
1.2. Основные этапы и последовательность проектирования	8
1.3. Порядок оформления и защиты студентами курсового проекта	9
2. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ.....	10
2.1. Наименования и числовые значения параметров привода.....	10
2.2. Мощность привод	11
2.3. Условия эксплуатации привода.....	11
2.4. Частота вращения выходного вала.....	11
2.5. Вид муфты	12
3. ВЫПОЛНЕНИЕ ЭТАПОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	12
3.1. Составление кинематической схемы электромеханического привода	12
3.1.1. Краткие сведения о назначении и устройстве электромеханического привода	12
3.1.2. Составление кинематической схемы	14
3.2. Подбор зубчатого редуктора.....	15
3.3. Определение кинематических параметров привода.....	16
3.3.1. Подбор электродвигателя	16
3.3.2. Расчёт передаточных чисел передач привода.....	17
3.3.3. Расчёт частоты вращения каждого вала привода	17
3.3.4. Расчёт мощности, передаваемой каждым валом привода	18
3.3.5. Расчёт вращающего момента на каждом валу привода.....	19
3.4. Расчёт открытой передачи	19
3.4.1. Расчёт ремённой передачи	20
3.4.1.1. Расчёт плоскоремённой передачи.....	21

3.4.1.2. Расчёт клиноремённой передачи	23
3.4.1.3. Расчёт зубчаторемённой передачи.	27
3.4.2. Расчёт цепной передачи	31
3.4.2.1. Расчёт передачи с втулочной цепью	31
3.4.2.2. Расчёт передачи с зубчатой цепью	35
3.5. Расчёт вала открытой передачи	39
3.5.1. Расчёт вала на прочность при кручении.....	39
3.5.2. Выбор типоразмера муфты	40
3.5.3. Расчёт длины ступени и шеек вала	41
3.5.4. Расчёт вала на прочность при кручении и изгибе	41
3.5.5. Расчёт шпоночного соединения	42
3.5.6. Расчёт соединения с натягом	42
3.6. Расчёт подшипников качения	44
3.6.1. Предварительный выбор подшипников качения.....	44
3.6.2. Проверка подшипников на долговечность.....	45
4. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.....	46
4.1. Разработка чертежа кинематической схемы привода	46
4.2. Разработка чертежа общего вида муфты	47
4.3. Разработка рабочего чертежа вала	49
5. ОФОРМЛЕНИЕ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ.....	52
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	52
ПРИЛОЖЕНИЯ	54
А. Задание на выполнение курсового проекта.....	54
Б. Пример содержания расчётно-пояснительной записки курсового проекта	55
В. Пример оформления чертежа кинематической схемы электропривода	56
Г. Пример оформления чертежа общего вида муфты	57
Д. Пример оформления спецификации чертежа общего вида муфты....	58
Е. Пример оформления рабочего чертежа вала	59

ВВЕДЕНИЕ

Книга адресована студентам направлений подготовки 551700 «Теплоэнергетика» и 550900 «Электроэнергетика», получающих квалификацию «Бакалавр техники и технологии». Изучаемый материал базируется на темах ранее изученных технических курсов «Теоретическая механика», а также «Механика» и «Техническая механика», содержащих разделы «Прикладная механика» и «Детали машин», и является их логическим продолжением в части решения технических задач по расчётам, проектированию и конструированию машин и деталей.

Опираясь на полученные студентами технические знания и навыки решения задач, курсовой проект предусматривает изучение основных этапов разработки технической документации для изготовления электромеханической конструкции.

Проект – это техническая текстовая и графическая документация, получаемая в результате проектирования и конструирования.

Проектирование – это разработка общей компоновки изделия и конструкции всех его узлов.

Конструирование – дальнейшая подробная разработка всех вопросов, касающихся конструкции деталей, решение которых необходимо для воплощения принципиальной схемы в реальное изделие.

Цель курсового проектирования:

систематизировать, закрепить и расширить теоретические знания, а также развить расчётно-графические навыки студентов;

привить навыки самостоятельного решения инженерно-технических задач, умений проектировать приводы и механизмы вспомогательного оборудования тепловых и других энергетических систем и конструировать детали общего назначения, а также делать соответствующие прочностные и другие расчёты;

помочь овладеть техникой разработки конструкторских документов на различных стадиях проектирования и конструирования;

научить защищать самостоятельно принятое решение.

Техническая направленность курсового проектирования готовит студентов к работе по специальности, дает им возможность своими теоретическими знаниями и практическими умениями осуществлять проектную часть профессиональной инженерной деятельности.

Предлагаемое учебно-методическое пособие состоит из пяти основных разделов, каждый содержит подробную информацию, изучение которой позволяет обучающемуся изложить в своем курсовом проекте техническое описание электромеханического привода в целом и конструкции отдельных его элементов, расчеты, описание схем и т.д. для заданного варианта. Раздел 1 посвящен основным правилам по выполнению и защите курсового проекта, 2 – выбору исходных данных, 3 – расчетной части технической документации; 4 – оформлению графической части (чертежей и кинематической схемы), а раздел 5 – правилам и порядку оформления расчетно-пояснительной записки курсового проекта. Порядок и подробности изложения материала позволяют студентам самостоятельно выполнить заданный курсовой проект.

1. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1.1. Тематика проектов и объекты курсового проектирования

Курсовой проект по дисциплинам «Механика» и «Техническая механика» студенты выполняют после изучения раздела «Детали машин» и сдачи соответствующего экзамена, то есть, будучи полностью информированы по вопросам, которые затрагивает тематика проектов.

Объектами курсового проектирования являются электромеханические приводы к различным тянущим и подъёмным механизмам, подвесным и ленточным конвейерам и так далее.

Проектирование электромеханических приводов к рабочим машинам ведется путём составления компоновок различных видов механических передач.

Задание на курсовое проектирование (приложение А) и его объём для всех вариантов одинаковы:

спроектировать электромеханический привод, состоящий из электродвигателя, специальной муфты, закрытой зубчатой колёсной передачи (одноступенчатого редуктора) и открытой передачи с гибкой связью (ремённой или цепной);

сконструировать вал, на который насажена малая насадная деталь (шків или звёздочка) открытой передачи.

Тему курсового проекта каждый студент выбирает из приведённой ниже тематики **по номеру своей фамилии в списке группы, в которой он учится.**

Темы курсовых проектов

1. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной цилиндрической косозубой и зубчаторемённой передач.
2. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной цилиндрической косозубой и клиноремённой передач.
3. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной цилиндрической косозубой и плоскоремённой передач.
4. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной цилиндрической косозубой и роликовой цепной передач.
5. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной цилиндрической косозубой и зубчатой цепной передач.
6. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной цилиндрической прямозубой и зубчаторемённой передач.
7. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной цилиндрической прямозубой и плоскоремённой передач.
8. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной цилиндрической прямозубой и клиноремённой передач.
9. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной цилиндрической прямозубой и роликовой цепной передач.

10. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной цилиндрической прямозубой и зубчатой цепной передач.
11. Проектирование электромеханического привода из зубчатой червячной и зубчаторемённой передач.
12. Проектирование электромеханического привода из зубчатой червячной и клиноремённой передач.
13. Проектирование электромеханического привода из зубчатой червячной и плоскоремённой передач.
14. Проектирование электромеханического привода из зубчатой червячной и роликовой цепной передач.
15. Проектирование электромеханического привода из зубчатой червячной и зубчатой цепной передач.
16. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной конической круглозубой и зубчаторемённой передач.
17. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной конической круглозубой и клиноремённой передач.
18. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной конической круглозубой и плоскоремённой передач.
19. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной конической круглозубой и роликовой цепной передач.
20. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной конической круглозубой и зубчатой цепной передач.
21. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной конической прямозубой и зубчаторемённой передач.
22. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной конической прямозубой и клиноремённой передач.
23. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной конической прямозубой и плоскоремённой передач.
24. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной конической прямозубой и роликовой цепной передач.
25. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной конической прямозубой и зубчатой цепной передач.
26. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной цилиндрической шевронной и зубчаторемённой передач.
27. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной цилиндрической шевронной и клиноремённой передач.
28. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной цилиндрической шевронной и плоскоремённой передач.
29. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной цилиндрической шевронной и роликовой цепной передач.
30. Проектирование электромеханического привода из зубчатой колёсной цилиндрической шевронной и зубчатой цепной передач.

Перечень вариантов проектирования по согласованию с кафедрой общепрофессиональных дисциплин (ОИД) института гражданской защиты может

быть дополнен другими видами приводов, имеющими своей целью обеспечение функционирования каких-либо механизмов или устройств.

Задание на выполнение курсового проекта (приложение А) содержит исходные данные, которые определяют направление работы студента. К ним относится следующее:

- задача проектирования;
- мощность привода;
- частота вращения выходного вала;
- условия эксплуатации привода;
- вид муфты.

Кроме этого, здесь указаны сроки выдачи задания и защиты проекта, а также преподаватель-руководитель курсового проектирования.

1.2. Основные этапы и последовательность проектирования

Общее количество этапов – 12.

Срок выполнения каждого этапа – 1 неделя.

Первый этап – вторая неделя четвёртого семестра. И так далее: каждая следующая неделя соответствует следующему по очередности этапу.

Полный перечень этапов выполнения курсового проекта включает в себя три различные по исполнению части: расчетную, графическую и оформительскую.

Далее перечислены этапы в сквозной нумерации на все три части.

1. Составление кинематической схемы электромеханического привода и оформление её чертежа.
2. Подбор зубчатого редуктора.
3. Подбор электродвигателя.
4. Расчёт передаточных чисел передач привода, частот вращения, мощностей и вращающих моментов валов.
5. Расчёт открытой передачи.
6. Расчёт и конструирование вала открытой передачи.
7. Подбор муфты.
8. Подбор подшипников качения вала открытой передачи.
9. Оформление чертежа общего вида муфты и спецификации к нему.
10. Оформление рабочего чертежа вала открытой передачи.
11. Оформление расчётно-пояснительной записки.
12. Сдача на проверку расчётно-пояснительной записки и чертежей преподавателю-руководителю курсового проектирования и исправление ошибок.

Очерёдность выполнения этапов допускается изменять самостоятельно, но к 12 этапу должны быть выполнены все 11 остальных и изложены по очерёдности, которую указывает приведённое в приложении Б «Содержание».

1.3. Порядок оформления и защиты студентом курсового проекта

Результаты разработки оформляют в виде расчетно-пояснительной записки и комплекта чертежей.

Расчетно-пояснительная записка объемом 15...20 страниц должна отражать ход работы над курсовым проектом согласно перечню этапов, указанных в п.п. 1.2. Выполнение каждого этапа оформляется приведением числовых и других значений исходных данных, предварительным описанием производимых действий и последующим расчетом требующихся для проектирования или конструирования данных с предоставлением результатов: смысловых в виде текста, цифровых – перечнем или в виде таблицы.

Оформление расчётно-пояснительной записки должно быть произведено согласно требованиям, приведённым в п.5 настоящего учебно-методического пособия.

Графическая часть состоит из четырёх листов чертежей: формата А4 – 3шт. и формата А3 – 1шт. Содержание листов приведено в описании этапов 1, 9 и 10 курсового проектирования. Примеры чертежей приведены в приложениях В, Г, Д и Е. Чертежи оформляются согласно требованиям Единой системы конструкторской документации(ЕСКД) [6].

По окончании оформления расчетно-пояснительной записки и графического материала вся документация должна быть проверена по существу и нормам ЕСКД и заверена подписью преподавателя-руководителя курсового проектирования для допуска к защите.

Защита курсового проекта по дисциплинам «Механика» и «Техническая механика» состоится во второй половине мая перед комиссией, состоящей из преподавателей кафедры ОИД, под руководством преподавателя-руководителя курсового проектирования. В комиссии может участвовать заведующий выпускающей кафедры или преподаватель, заменяющий его. Присутствовать на защите могут все желающие.

При защите студент предъявляет комиссии расчётно-пояснительную записку для ознакомления, а графический материал развешивает для обозрения на учебную доску в порядке выполненных этапов 1, 9 и 10.

В докладе продолжительностью не более 5 минут студент рассказывает о проделанной работе в порядке изложения информации согласно перечню этапов выполнения курсового проектирования с обязательными ссылками на чертежи графической части проекта. После доклада студент отвечает на вопросы комиссии и присутствующих по теме курсового проекта.

При оценке курсового проекта учитывается:

- выполнение всех этапов проектирования;
- качество оформления текстового и графического материала;
- четкость и полнота изложения материала;
- четкость и полнота ответов на вопросы.

По результатам доклада и ответов студента на вопросы каждый член комиссии ставит каждому студенту свою оценку. Общая оценка сообщается студентам после заслушивания всех докладчиков и подведения результатов защиты комиссией.

Для студентов, не защитивших курсовой проект в срок общей защиты, назначается дата вторичного и третичного слушания, но не позднее окончания зачётной недели.

2. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

2.1. Наименования и числовые значения

Исходные данные для проектирования электромеханического привода выбираются каждым студентом **из таблицы 1 по последней цифре шифра своей зачётной книжки и из таблицы 2 – по предпоследней цифре.**

Исходные данные 1

Таблица 1

Наименование параметра	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Мощность привода $P_{пр}$ (кВт)	1,1	1,3	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9
Условия эксплуатации привода	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1

Исходные данные 2

Таблица 2

Наименование параметра	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Частота вращения выходного вала $n_{вых}$ (мин ⁻¹)	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
Вид муфты	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1

Примечания

К таблице 1. Условия эксплуатации привода (режимы работы машины):

1 – нагрузка постоянная с кратковременными перегрузками до 120% номинальной;

2 – нагрузка переменная с колебаниями до 150% номинальной;

3 – нагрузка переменная со значительными колебаниями до 200% номинальной (толчковая).

К таблице 2. Вид муфты:

1 – цепная однорядная;

2 – упругая втулочно-пальцевая;

3 – упругая со звёздочкой.

Встречающиеся в процессе расчётов недостающие в исходных данных неизвестные величины и коэффициенты, требующиеся для решения сложных формул, студентам необходимо находить самостоятельно по книгам, учебникам и справочникам по деталям машин, механическим передачам, сопротивлению

материалов и т. д. Названия некоторых из них приведены в библиографическом списке настоящего учебно-методического пособия.

2.2. Мощность привода

Мощность есть физическая величина, характеризующая работу, совершаемую в единицу времени, либо силу, точка приложения которой движется с какой-то скоростью.

Единица мощности – ватт (Вт): 1Вт – мощность, при которой за время 1с совершается работа 1Дж (джоуль).

В курсовом проекте применяют производную от ватта – киловатт: $1\text{кВт}=1000\text{Вт}$.

В расчетах следует учитывать, что в исходных данных задана величина мощности, которая необходима для приведения в движение исполнительного механизма (ленты конвейера и тому подобное), и требуется определить мощность электрического двигателя, которой будет достаточно для вращения всего механического привода и исполнительного механизма с учётом условий эксплуатации привода.

2.3. Условия эксплуатации привода

Эксплуатация машин – это использование мощности двигателей машин для осуществления какой либо полезной работы.

Условия эксплуатации машин характеризуются прилагаемыми к деталям этих машин нагрузкам, которые могут быть постоянными и переменными во времени. В случае действия на привод переменных по времени нагрузок, при расчётах следует выбирать большие значения рекомендуемых коэффициентов для увеличения прочностных характеристик деталей механизмов. В курсовом проекте из трёх заданных режимов условий эксплуатации привода (смотри п.п. 2.1) в большинстве случаев (кроме указанных в тексте настоящего учебно-методического пособия специально для конкретных случаев) для первого выбирают меньшее значение коэффициентов, для второго – среднее, для третьего – большее.

2.4. Частота вращения выходного вала

Частота есть величина, выражающая число повторений чего-либо в единицу времени.

В курсовом проекте рассчитывают частоту вращения валов привода, которая измеряется в числе полных оборотов вала вокруг своей оси в одну минуту.

Выходным валом электромеханического привода в случае использования ремённой передачи является тихоходный вал редуктора, соединяемый жёсткой муфтой с рабочим валом исполнительного механизма, в случае цепной – рабочий вал исполнительного механизма, на котором закреплена большая звёздочка.

Обозначение единиц измерения частоты вращения: n (мин^{-1}).

В старых изданиях учебной и справочной литературы частота вращения валов измеряется в оборотах в минуту и обозначается: n (об/мин). Количественно обе эти характеристики единиц измерения равны между собой, но в курсовом проекте следует применять первое обозначение.

2.5. Вид муфты

Муфты, применяемые в электромеханических приводах, выполняют, кроме основной задачи передачи вращения с одного вала на другой, соосный ему вал, задачи компенсации несоосности валов между собой, и, в некоторых случаях, задачи предохранительные для предотвращения поломок механизмов при резком увеличении нагрузки на рабочем валу машины. Муфта, вид которой назначен в курсовом проекте, соединяет соосные валы, одним из которых является вал малого шкива (в случае ремённой передачи) или вал малой звёздочки (в случае цепной передачи), а другим – либо вал электродвигателя, либо тихоходный вал редуктора с учётом того, что ремённая передача располагается до редуктора, а цепная – после него. Типоразмер муфты, выбранный при выполнении курсового проекта, должен соответствовать мощности, передаваемой валом, на котором она закреплена, и условиям эксплуатации привода.

Вторая муфта, задействованная в схеме привода, является жесткой и в кинематических и силовых расчётах её не учитывают.

3. ВЫПОЛНЕНИЕ ЭТАПОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

3.1. Составление кинематической схемы электромеханического привода

3.1.1. Краткие сведения о назначении и устройстве электромеханического привода

Привод электромеханический – устройство или система устройств с электродвигателем для приведения в движение различных механизмов.

В данном курсовом проекте электромеханический привод содержит электродвигатель, открытую передачу с гибкой связью (ремень или цепь) и закрытую передачу с зацеплением с непосредственным контактом (зубчатые колёса и шестерни). Отдельные соосные валы соединяются между собой жёсткими, а в заданных случаях – специальными муфтами.

Электродвигатель относится к числу унифицированных узлов, преобразующих электрическую энергию в механическую. В механических приводах обычно используются асинхронные трехфазные короткозамкнутые электродвигатели серии 4А по ГОСТ 19523-74, извлечения из которого приведены в источниках [8,12].

Открытые передачи обычно состоят из нескольких деталей: двух тел вращения (шкивов или звёздочек) различных диаметров, закреплённых жёстко

каждое на своём валу посредством, например, посадки с натягом и передающих вращающий момент между собой при помощи гибкой связи.

Редуктором называют закрытый от внешнего воздействия корпусом механизм, содержащий зубчатые колёсные или червячные передачи, предназначенный для передачи вращательного движения с понижением частоты вращения выходного вала по сравнению с входным.

Назначение приводных муфт – передача вращающего момента между валами, являющимися продолжением один другого. Для простой передачи применяют жёсткие муфты. Специальные виды муфт дополнительно выполняют задачу либо компенсации несоосности валов, либо предохраняют привод и исполнительный механизм от поломок при значительном превышении значения вращающего момента выше номинального.

На рисунке 1 показан пример компоновки электромеханического привода к ленточному конвейеру, содержащего две открытые передачи и одну закрытую.

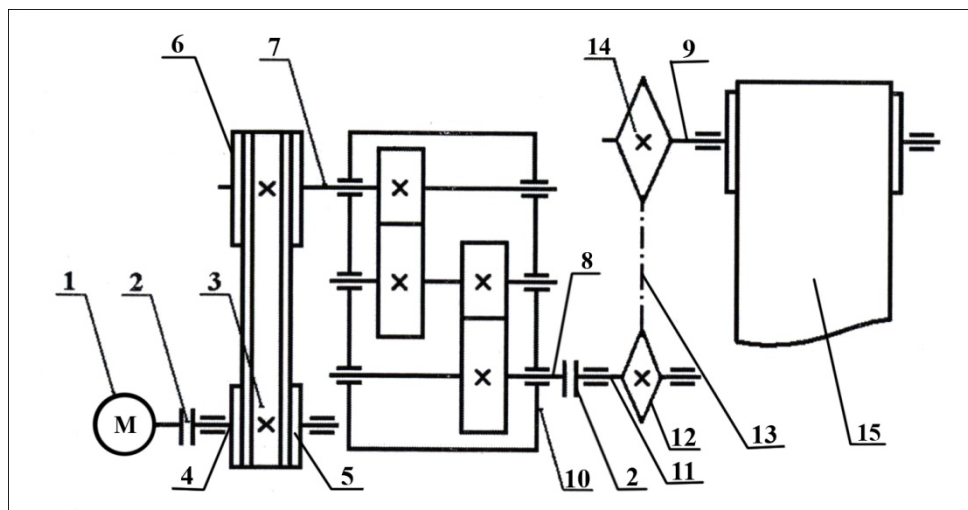


Рис. 1. Кинематическая схема электромеханического привода:

1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – ремённая передача; 4 – вал малого шкива; 5 – малый шкив; 6 – большой шкив; 7 – быстроходный вал редуктора; 8 – тихоходный вал редуктора; 9 – рабочий вал исполнительного механизма; 10 – редуктор; 11 – вал малой звёздочки; 12 – малая звёздочка; 13 – цепная передача; 14 – большая звёздочка; 15 – исполнительный механизм (конвейер)

Привод состоит из электродвигателя 1, специальной муфты 2, ремённой передачи 3, редуктора 10, цепной передачи 13. Вал электродвигателя 1 соединяется с валом 4 малого шкива 5 ремённой передачи 3 при помощи муфты 2, которая передаёт вращение и дополнительно компенсирует несоосность валов. Вал 4 малого шкива 5 установлен в отдельных подшипниках качения. Вращение от малого шкива 5 к большому шкиву 6 передаётся при помощи ремня. От большого шкива 6 вращение через быстроходный вал 7, зубчатые колёса и шестерни и тихоходный вал 8 редуктора 10 передается через муфту 2 отдельному валу 11 малой звёздочки 12, установленному в отдельных опорах с подшипниками качения, а от малой звёздочки 12 при помощи цепи к большой

звёздочке 14, которая закреплена на конце рабочего вала 9 исполнительного механизма 15.

В задании на курсовое проектирование требуется ввести в привод только одну открытую передачу, которая задана: либо ремённую, либо цепную, располагая ремённую непосредственно после электродвигателя, так как она является быстроходной, а цепную – после редуктора, так как она – тихоходная.

Кроме того, при компоновке варианта кинематической схемы с открытой ремённой передачей следует расположить муфту 2 между валом электродвигателя 1 и валом 4 малого шкива 5, а при компоновке варианта с открытой цепной передачей – между тихоходным валом 8 редуктора 10 и валом 11 малой звёздочки 12.

3.1.2. Составление кинематической схемы

В современной технике широко распространены машины, агрегаты и системы механизмов, работа которых определяется совокупностью действия механических и электрических устройств.

Изучение принципа и последовательности действия таких систем по чертежам часто весьма затруднительно, поэтому, кроме чертежей могут составляться специальные кинематические схемы, позволяющие значительно быстрее разобраться в принципе и последовательности действия их элементов.

Схемами называются конструкторские документы (чертежи), на которых составные части изделия, их взаимное расположение и связи между ними изображены условно.

Кинематическая схема – это изображение с помощью условных графических обозначений взаимосвязи отдельных элементов машины или агрегата или их систем, участвующих в передаче движений от двигателя к рабочим механизмам.

Условные графические обозначения для кинематических схем регламентированы ГОСТ 2.770-74. Необходимые для курсового проекта виды условных обозначений приведены в источнике [12].

ГОСТ 2.701 - 84 устанавливает типы кинематических схем, их обозначение и общие требования к выполнению, каждый из которых обозначается буквой «К» и цифрой:

структурные схемы (цифра 1) служат для общего ознакомления с изделием и определяют взаимосвязь основных частей изделия и их назначение;

функциональные схемы (цифра 2) поясняют процессы, протекающие в изделии или в его части;

принципиальные (полные) схемы определяют полный состав элементов изделия и связей между ними, давая детальное представление о принципах действия изделия (цифра 3);

схемы соединений (монтажные) — показывают соединения составных частей изделия и выявляют провода, кабели, трубопроводы и их арматуру (цифра 4);

схемы подключения (цифра 5) показывают внешнее подключение

изделия;

общие схемы (цифра 6) определяют составные части комплекса и соединения их между собой на месте эксплуатации;

схемы расположения (цифра 7) определяют относительное расположение составных частей изделия.

Например: схема кинематическая функциональная – К2.

В этом разделе курсового проекта следует составить кинематическую схему по заданным вашим вариантом параметрам из требуемых элементов, учитывая рекомендации настоящего учебно-методического пособия.

Разработка чертежа кинематической схемы привода показана в п.п. 4.1.

Прежде, чем приступить к компоновке кинематической схемы, необходимо ознакомиться с разделом 3.2 настоящего учебно-методического пособия, в котором говорится о подборе зубчатого редуктора для учёта информации об устройстве и расположении его валов.

3.2. Подбор зубчатого редуктора

Для того, чтобы правильно подобрать редуктор, необходимо хорошо разбираться в его устройстве. Редуктор может состоять из одной червячной или одной или нескольких колёсных зубчатых передач. В зависимости от числа пар колёс зубчатых передач различают одноступенчатые, двухступенчатые и так далее редукторы. В настоящем курсовом проекте применяются одноступенчатые цилиндрические, конические и червячные редукторы. Цилиндрические редукторы предназначены для передачи вращательного движения между валами с параллельными осями, конические – с пересекающимися осями, червячные – с перекрещивающимися осями. Детальными, из которых состоит редуктор, обычно являются: корпус, зубчатые колёса и шестерни, валы, подшипники качения, различные крышки и т.д.

Кинематические схемы и общие виды наиболее распространённых типов редукторов представлены в справочной литературе [8,9,12].

Для проведения расчётов курсового проектирования необходимо подобрать редуктор, соответствующий заданной компоновке, рассчитанной передаваемой мощности, а также назначить передаточное число, согласуемое с общим передаточным числом электромеханического привода и передаточным числом открытой передачи. Примеры значений передаточных чисел редукторов, изготавливаемых машиностроительной промышленностью, приведены ниже.

Закрытые зубчатые колёсные передачи (редукторы) одноступенчатые цилиндрические и конические (СТ СЭВ 221-75):

первый ряд – 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3;

второй ряд – 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1.

Значения первого ряда следует предпочитать значениям второго ряда.

Закрытые червячные передачи (редукторы) одноступенчатые для червяка с числом витков $Z_1 = 1; 2; 4$ (ГОСТ 2144-75):

первый ряд – 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5;

второй ряд – 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5.

Значения первого ряда следует предпочитать значениям второго ряда.

Изображать полностью чертёж редуктора на кинематической схеме не требуется, достаточно, согласно правил составления кинематических схем, показать в условных изображениях валы, подшипники качения, зубчатые колёса с обозначением типа зубьев и прочертить контуры корпуса редуктора с учётом его расположения в пространстве относительно горизонтальной плоскости бетонного пола, на котором установлены элементы привода, а также электродвигателя, открытой передачи и рабочего вала исполнительного механизма.

Внимание. В настоящем курсовом проекте назначать и рассчитывать размерные параметры деталей и зубчатых колёс редуктора **не требуется**.

3.3. Определение кинематических параметров привода

3.3.1. Подбор электродвигателя

Входная мощность $P_{ВХ}$ (кВт) на валу электродвигателя, которая обеспечит заданную мощность на выходном валу привода $P_{ПР}$ (кВт), определяется с учетом общего коэффициента полезного действия (КПД) – η , то есть суммарных потерь мощности в элементах привода:

$$P_{ВХ} = P_{ПР} \cdot \eta ,$$

Общий КПД заданного привода определяется по формуле:

$$\eta = \eta_{оп} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{п}^K \cdot \eta_{м} ,$$

где $\eta_{оп}$ – КПД открытой (ременной, цепной) передачи; $\eta_{зп}$ – КПД зубчатой передачи редуктора; $\eta_{п}$ – КПД одной пары подшипников; $\eta_{м}$ – КПД муфты, K – число пар подшипников.

Значения КПД для различных элементов привода:

плоскоремённая передача – 0,96...0,98;

клиноремённая передача – 0,95...0,97;

зубчаторемённая передача – 0,92...0,95;

зубчатая колёсная передача редуктора – 0,95...0,97;

червячная передача редуктора – 0,75...0,85;

цепная передача открытая – 0,90...0,93;

муфта специальная – 0,98;

муфта жёсткая – 1,0;

одна пара подшипников – 0,99...0,995.

По найденному значению $P_{ВХ}$ подбираем из справочной литературы [8,12] марку электродвигателя с ближайшим большим значением $P_{НОМ}$. При выборе электродвигателя должно быть выполнено условие: $P_{ВХ} \leq P_{НОМ}$.

Кроме того, следует учитывать, что в дальнейших расчётах может понадобиться перерасчёт частоты вращения вала электродвигателя на меньшую вследствие завышенных значений передаточных чисел элементов привода.

Поэтому рекомендуется выбирать электродвигатель по рассчитанной мощности P_{BX} , но со средним значением асинхронной частоты вращения его вала n_{BX} .

3.3.2. Расчёт передаточных чисел передач привода

1. Передаточное число привода:

$$U_{\text{пр}} = \frac{n_{BX}}{n_{B\&LX}}.$$

Общее передаточное число привода $U_{\text{пр}}$ представляет собой произведение передаточного числа открытой (ременной $U_{\text{РЕМ}}$ или цепной $U_{\text{ЦЕП}}$) передачи $U_{\text{оп}}$ и передаточного числа зубчатого редуктора $U_{\text{р}}$, то есть: $U_{\text{пр}} = U_{\text{оп}} \cdot U_{\text{р}}$. Расчёт значений множителей следует начинать с назначения передаточного числа редуктора, тип которого приведён в задании на курсовое проектирование. Например, если задана зубчатая колёсная цилиндрическая косозубая передача, то это значит, что в проектируемый привод нужно ввести цилиндрический редуктор. Передаточное число редуктора назначают по стандартным значениям, примеры которых приведены в пункте 3.2 настоящего пособия и относительно этого числа ведут дальнейший расчёт, выполняя условие, чтобы передаточное число открытой передачи также находилось в допустимых значениях: для всех типов ремённых передач – 1,5...4, для цепных – 2...5. Для того, чтобы габариты передач не были чрезмерно большими, следует придерживаться средних величин рекомендуемых значений передаточных чисел элементов привода, не доводя их до наибольших.

2. Передаточное число открытой передачи:

$$U_{\text{оп}} = \frac{U_{\text{пр}}}{U_{\text{р}}}.$$

При значительном отличии $U_{\text{оп}}$ от указанных пределов необходимо выбрать другой электродвигатель, чтобы принять иное значение асинхронной частоты вращения вала электродвигателя n_{BX} и пересчитать значения $U_{\text{пр}}$ и $U_{\text{оп}}$.

3.3.3. Расчёт частоты вращения каждого вала привода

Частота вращения валов определяется с учетом рассчитанных передаточных чисел привода.

1. Частота вращения первого вала привода (вала электродвигателя) (мин^{-1}):

$$n_I = n_{BX}.$$

2. Частота вращения второго вала привода (мин^{-1}):
входного (быстроходного) вала редуктора в случае ремённой передачи

$$n_{II} = \frac{n_I}{U_{PEM}};$$

выходного (тихоходного) вала редуктора в случае цепной передачи

$$n_{II} = \frac{n_I}{U_P}.$$

3. Частота вращения третьего вала привода (мин⁻¹):
выходного вала редуктора в случае ременной передачи

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{U_P};$$

вала большой звёздочки в случае цепной передачи

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{U_{ЦЕП}}.$$

3.3.4. Расчёт мощности, передаваемой каждым валом привода

Мощность определяется с учетом значений КПД всех элементов привода и их количества, расположенных от вала электродвигателя до вала, мощность которого рассчитывается: есть ли передача, а на рассчитываемом валу муфта и сколько всего на этом участке пар подшипников.

1. Мощность, передаваемая первым валом привода (кВт):
валом малого шкива в случае ременной передачи

$$P_I = P_{BX} \cdot \eta_M \cdot \eta_{II};$$

входным валом редуктора в случае цепной передачи

$$P_I = P_{BX} \cdot \eta_{II}.$$

2. Мощность, передаваемая вторым валом привода (кВт):
входным валом редуктора в случае ременной передачи

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{ОП} \cdot \eta_{II};$$

выходным валом редуктора в случае цепной передачи

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{ЗП} \cdot \eta_M \cdot \eta_{II}^2.$$

3. Мощность, передаваемая третьим валом привода (кВт):

выходным валом редуктора в случае ременной передачи

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{п}^2;$$

валом большой звёздочки в случае цепной передачи

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{п}.$$

3.3.5. Расчёт вращающего момента на каждом валу привода

Вращающий момент T (Нм), передаваемый каждым валом привода, определяется с учетом мощности P (кВт) и частоты вращения вала n (мин⁻¹):

$$T = 9550 \frac{P}{n}.$$

1. Для первого вала привода:

$$T_I = 9550 \frac{P_I}{n_I}.$$

2. Для второго вала привода:

$$T_{II} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}}.$$

3. Для третьего вала привода:

$$T_{III} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III}}.$$

Полученные в результате расчётов, проведённых в подпунктах 3.3.3, 3.3.4, 3.3.5 данные сводят в таблицу 3.

Нагрузочные характеристики на валах

Таблица 3

Вал	P (кВт)	n (мин ⁻¹)	T (Нм)
I			
II			
III			

3.4. Расчёт открытой передачи

Расчёты открытых передач как составных элементов электромеханических приводов проводят в два этапа.

Первый этап – проектный расчёт.

Второй этап – проверочный расчёт.

Решая проектные задачи при силовом анализе кинематических параметров открытых передач привода, исходят из заданного вида передачи, передаваемых ею мощностей и частот вращения валов и определяют в результате следующие её размеры: диаметры шкивов или число зубьев звёздочек, толщину и ширину

ремня, размерные параметры стандартной цепи, а также силы натяжения гибкой связи (ремня или цепи).

Целью проверочных расчётов является решение задачи, обратной проектной: при известных размерах элементов передачи определить допустимую величину передаваемой мощности или допускаемое усилие на растяжение гибкой связи.

3.4.1. Расчёт ремённой передачи

Ремённая передача состоит из двух колёс (ведущего и ведомого), называемых шкивами, и бесконечного, ремня, охватывающего их. Вращающийся ведущий шкив при помощи силы трения увлекает за собой ремень, который по той же причине заставляет вращаться ведомый шкив. Силу трения между шкивами и ремнём создают механизмом натяжения ремня, перемещающим малый шкив относительно большого.

Ремённые передачи относятся к категории быстроходных, поэтому в компоновке проектируемого привода их располагают первой ступенью: сразу после электродвигателя. Задачей их расчёта является определение диаметров шкивов малого – D_1 и большого – D_2 , межосевого расстояния a , длины ремня L , толщины ремня b и ширины δ , угла обхвата α на малом шкиве.

В разрабатываемом проекте конструируются ремённые передачи с параллельными осями валов и вращением шкивов в одном направлении с применением одного из видов ремней: плоского, клинового или зубчатого.

3.4.1.1. Расчёт плоскоремённой передачи

Проектный расчёт

Исходными данными для расчёта являются вращающий момент на валу электродвигателя T_1 (Нм), частота вращения вала электродвигателя $n_{ВХ}$ (мин⁻¹) и передаточное число $U_{РЕМ}$ ременной передачи.

1. Расчётный диаметр ведущего шкива (мм):

$$D_1 \approx 6 \cdot \sqrt[3]{T_1},$$

По найденному значению подбирают диаметр шкива D_1 (мм) из следующего стандартного ряда (по ГОСТ 17384-73): 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000.

2. Расчётный диаметр ведомого шкива (мм) вычисляют с учётом относительного скольжения ремня ε (не путать с проскальзыванием ремня вследствие недостаточного натяжения):

$$D_2 = D_1 \cdot U_{РЕМ}(1 - \varepsilon).$$

Для передач с регулируемым натяжением ремня $\varepsilon = 0,01$. В расчётах

курсового проекта принимать эту величину.

По найденному значению подбирают шкив с диаметром D_2 (мм) из стандартного ряда (смотри п.1) и уточняют передаточное отношение U_{PEM} по формуле:

$$U_{PEM.y} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}.$$

Проверяют отклонение уточнённого U_{PEM} от заданного:

$$\Delta = \frac{|U_{PEM.y} - U_{PEM}|}{U_{PEM}} \cdot 100\% \leq 3\%.$$

Если условие не выполняется, то следует увеличить или уменьшить диаметр большего шкива D_2 согласно стандартного ряда чисел (смотри п.1).

3. Расчётное межосевое расстояние плоскоремённой передачи (мм):

$$a = 2(D_1 + D_2).$$

4. Угол обхвата малого шкива (град.):

$$\alpha = 180 - \frac{60(D_2 - D_1)}{a}.$$

Угол α должен быть больше или равен 150 градусам.

5. Расчётная длина ремня (мм) определяется как сумма длин прямолинейных участков и дуг обхвата шкивов:

$$L = 2a + 0,5\pi(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}.$$

Расчётное значение L скорректировать по стандартному ряду чисел от 500мм до 4000мм с интервалом 50мм.

6. Межосевое расстояние (мм) скорректировать по стандартному значению L (мм):

$$a = 0,125 \cdot [2L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}].$$

7. Скорость ремня (м/с):

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{BK}}{60 \cdot 10^3} \leq [V],$$

где $[V]=35$ м/с – допускаемая скорость плоского ремня.

Если условие $V \leq [V]$ не выполняется, то следует либо уменьшить диаметр ведущего шкива D_1 , либо заменить электродвигатель на модель с меньшей частотой вращения вала.

8. Окружная сила (Н), передаваемая ремнём:

$$F_t = \frac{P_{BX} \cdot 10^3}{V}.$$

9. Натяжение ведущей F_1 (Н) и ведомой F_2 (Н) ветвей:

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + 0,5F_t; \\ F_2 &= F_0 - 0,5F_t, \end{aligned}$$

где $F_0 = \sigma_0 \cdot \delta \cdot b$ – сила предварительного натяжения ветвей ремня, Н;
 $\sigma_0 = 1,8 \dots 2$ – напряжение в ремне от предварительного натяжения, Н/мм²;
 b – ширина ремня, мм;
 $\delta = (0,015 \dots 0,03)D_1$ – толщина ремня, мм. Большие значения δ принимают при сложных условиях эксплуатации привода. Расчётное значение δ следует скорректировать до ближайшего большего стандартного: от 3,0 мм до 13,5 мм через интервал 1,5 мм.

10. Ширина ремня (мм):

$$b = \frac{F_t}{\delta \cdot [K_{II}]},$$

где $[K_{II}] = 0,9 \dots 2,32$ – допускаемое полезное натяжение в ремне, Н/мм².
 Меньшие значения принимают при сложных условиях эксплуатации привода.

11. Сила давления ремня на вал (Н):

$$F_{оп} = 2F_0 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}.$$

12. Ширину ступицы шкивов плоскоремённой передачи принимают на 5...10 мм больше ширины ремня (этот размер понадобится для расчёта длины шейки вала).

Проверочный расчёт

13. Максимальное напряжение в сечении ведущей ветви (Н/мм²):

$$\sigma_{MAX} = \sigma_P + \sigma_{II} + \sigma_{II} \leq [\sigma]_P,$$

где $\sigma_P = \frac{F_0 + 0,5F_t}{b \cdot \delta}$ – напряжение растяжения, Н/мм²;

$$\sigma_{II} = \frac{E_{II} \cdot \delta}{D_1} \text{ – напряжение изгиба, Н/мм}^2;$$

$E_{II} = 80 \dots 100$ – модуль продольной упругости ремня при изгибе, Н/мм²;

$\sigma_{ц} = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6}$ - напряжения от центробежных сил, Н/мм²;

$\rho = 1000 \dots 1200$ – плотность материала ремня, кг/м³;

$[\sigma]_p = 8$ – допускаемое напряжение растяжения резинового ремня, Н/мм².

Если условие $\sigma_{MAX} \leq [\sigma]_p$ не выполняется, то следует либо увеличить диаметр D_1 до следующего стандартного значения, либо принять большее сечение ремня и повторить расчёт передачи.

14. Ввести расчётные данные в таблицу.

Параметры плоскоремённой передачи (мм)

Таблица 4

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Межосевое расстояние a		Диаметр ведущего шкива D_1	
Толщина ремня δ		Диаметр ведомого шкива D_2	
Ширина ремня b		Максимальное напряжение σ_{MAX} (Н/мм ²)	
Длина ремня L		Начальное натяжение F_0 (Н)	
Угол обхвата ведущего шкива α (град.)		Сила давления ремня на вал $F_{оп}$ (Н)	

3.4.1.2. Расчёт клиноремённой передачи

Проектный расчёт

Исходными данными для расчёта являются мощность P_{BX} (кВт) электродвигателя (номинальная), частота вращения n_{BX} (мин⁻¹) его вала и передаточное число $U_{РЕМ}$ клиноремённой передачи.

1. Выбор сечения клинового ремня

В курсовом проекте следует выбрать согласно исходным данным задания нормальное сечение клинового ремня либо типа А, соответствующее мощности $P_{BX} \leq 3,5$ кВт и частоте вращения $n_{BX} \geq 1250$ мин⁻¹, либо типа Б, соответствующее мощности $P_{BX} > 3,5$ кВт и частоте вращения $n_{BX} \geq 750$ мин⁻¹.

2. Диаметр ведущего шкива следует выбрать для сечения типа А: $D_1 = 100$ мм, для сечения типа Б: $D_1 = 140$ мм.

3. Диаметр ведомого шкива D_2 (мм) вычисляют с учётом относительного скольжения ремня ε (не путать с проскальзыванием ремня вследствие недостаточного натяжения):

$$D_2 = D_1 \cdot U_{РЕМ} (1 - \varepsilon).$$

Для передач с регулируемым натяжением ремня $\varepsilon = 0,01$. В расчётах курсового проекта принимать эту величину.

По найденному значению подбирают шкив с диаметром D_2 из стандартного ряда (смотри в п. 3.4.1.1, п.п. 1) и уточняют передаточное отношение $U_{РЕМ}$ по

формуле:

$$U_{PEM.Y} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}.$$

Проверяют отклонение U_{PEM} уточнённого от U_{PEM} заданного:

$$\Delta U_{PEM} = \frac{|U_{PEM.Y} - U_{PEM}|}{U_{PEM}} \cdot 100\% \leq 3\%.$$

Если условие не выполняется, то следует увеличить или уменьшить диаметр большего шкива D_2 согласно стандартного ряда чисел (смотри в п. 3.4.1.1, п.п. 1).

4. Расчётное межосевое расстояние (мм):

$$a \geq 0,55 (D_1 + D_2) + h,$$

где h – высота сечения клинового ремня, для сечения типа А – 8 мм, для типа Б – 10,5 мм.

5. Угол обхвата малого шкива (град.):

$$\alpha = 180 - \frac{60(D_2 - D_1)}{a}.$$

6. Расчётная длина ремня определяется как сумма длин прямолинейных участков и дуг обхвата шкивов;

$$L = 2a + 0,5\pi(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}.$$

Расчётное значение L скорректировать в большую сторону по стандартному ряду чисел от 500мм до 4000мм с интервалом 50мм.

7. Межосевое расстояние a (мм) скорректировать по стандартному значению L (мм):

$$a = 0,125 \cdot [2L - \pi(D_2 - D_1) + \sqrt{[2L - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}].$$

8. Скорость ремня (м/с):

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{BX}}{60 \cdot 10^3} \leq [V],$$

где $[V]=40$ – допускаемая скорость клинового ремня, м/с.

Если условие $V \leq [V]$ не выполняется, то следует либо уменьшить диаметр ведущего шкива D_1 , либо заменить электродвигатель на модель с меньшей частотой вращения вала.

9. Допускаемая мощность (кВт), передаваемая одним клиновым ремнем:

$$[P_K] = [P_0] \cdot C_P \cdot C_\alpha ,$$

где $[P_0]$ – допускаемая приведённая мощность, передаваемая одним клиновым ремнем. Для назначенного диаметра D_1 ведущего шкива $[P_0]$ выбирают из таблицы 5.

Допускаемая приведенная мощность $[P_0]$ (кВт)

Таблица 5

Сечение ремня	Скорость ремня, м/с					
	3	5	10	15	20	25
А	0,72	0,95	1,6	2,07	2,29	2,31
Б	1,04	1,61	2,7	3,45	3,83	-

Примечание: всю таблицу в расчётно-пояснительной записке приводить не следует.

Поправочные коэффициенты C_P и C_α следует определить из следующих значений:

$C_P = 0,7 \dots 1$ – коэффициент динамичности нагрузки. Большее значение - при спокойных условиях эксплуатации.

$C_\alpha = 0,83 \dots 1$ – коэффициент угла обхвата α меньшего шкива ремнем. Большее значение – при большем угле обхвата ($\alpha = 120 \dots 180^\circ$).

10. Требуемое количество клиновых ремней (шт):

$$Z = \frac{P_{BX}}{[P_K]}.$$

Расчётное значение Z округлить до ближайшего большего целого числа. В проектируемых передачах рекомендуется принять $Z \leq 5$ из-за неравномерности их нагружения. При необходимости уменьшить расчётное количество ремней Z следует увеличить диаметр ведущего шкива D_1 или перейти на большее сечение ремня.

11. Сила предварительного натяжения ремня (Н):

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_{BX}}{Z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_P}.$$

12. Окружная сила, передаваемая комплектом клиновых ремней (Н):

$$F_t = \frac{P_{BX} \cdot 10^3}{V}.$$

13. Натяжение ведущей F_1 (Н) и ведомой F_2 (Н) ветвей ремня для одного клинового ремня:

$$F_1 = F_0 + F_t / 2Z ;$$

$$F_2 = F_0 - F_t / 2Z .$$

14. Сила давления (Н) комплекта клиновых ремней на вал:

$$F_{оп} = 2F_0 \cdot Z \cdot \sin(\alpha/2) .$$

15. Ширину ступицы шкивов клиноремённой передачи принимают на 10 мм больше суммарной ширины ремней (этот размер понадобится для расчёта

длины шейки вала). Ширина одного клинового ремня для сечения типа А – 13 мм, для типа Б – 17 мм.

Проверочный расчёт

16. Проверить прочность одного клинового ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви (Н/мм²):

$$\sigma_{MAX} = \sigma_P + \sigma_H + \sigma_C \leq [\sigma]_P ,$$

где $\sigma_P = \frac{F_0 + 0,5F_t}{b \cdot \delta}$ - напряжение растяжения, Н/мм²;

$\sigma_H = \frac{E_H \cdot \delta}{D_1}$ - напряжение изгиба, Н/мм²;

$E_H = 80 \dots 100$ – модуль продольной упругости ремня при изгибе, Н/мм²;

$\sigma_C = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6}$ - напряжения от центробежных сил, Н/мм²;

$\rho = 1000 \dots 1200$ – плотность материала ремня, кг/м³;

$[\sigma]_P = 8$ – допускаемое напряжение растяжения резинового ремня, Н/мм².

Если $\sigma_{MAX} > [\sigma]_P$, то следует либо увеличить диаметр D_1 до следующего стандартного значения, либо принять большее сечение ремня и повторить расчёт передачи.

17. Ввести расчётные данные в таблицу

Параметры клиноремённой передачи (мм)

Таблица 6

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Межосевое расстояние а		Диаметр ведущего шкива D_1	
Тип ремня		Диаметр ведомого шкива D_2	
Количество ремней Z		Максимальное напряжение σ_{MAX} (Н/мм ²)	
Длина ремня L		Начальное натяжение F_0 (Н)	
Угол обхвата малого шкива α (град.)		Сила давления ремня на вал F_{OP} (Н)	

3.4.1.3. Расчёт зубчаторемённой передачи

Проектный расчёт

В зубчатых ремнях растягивающую нагрузку воспринимает металлокорд, расположенный в резиновом теле ремня на определённой глубине, поэтому расчеты ведут не на разрывную прочность, а на оптимальные условия зацепления зубьев ремня с зубьями шкивов, то есть параметры зубчаторемённых передач подбирают из специальных таблиц и на основе этих значений ведут дальнейшие расчёты.

Исходными данными для подбора и расчёта являются вращающий момент на валу электродвигателя T_1 (Нм), частота вращения вала электродвигателя $n_{ВХ}$

(мин⁻¹) и передаточное число $U_{\text{РЕМ}}$ зубчатoremённой передачи. Форму зубьев для курсового проектирования назначаем трапецеидальную.

1. Модуль (мм) зубьев зубчатoremённой передачи:

$$m = 3,5\sqrt{0,1T_1} .$$

По рассчитанному значению подбирают ближайший наибольший модуль из стандартного ряда: 1; 1,5; 2; 3; 4; 5; 7; 10.

2. Наименьшее рекомендуемое число зубьев Z_1 малого шкива выбирают на основании величины модуля m (мм) и частоты вращения вала электродвигателя $n_{\text{ВХ}}$ (мин⁻¹). Данные для выбора на основании рекомендаций ОСТ 38-05227-81 приведены в таблице.

Параметры зубчатoremённых передач из ОСТ 38-05227-81 Таблица 7

Параметры	Модуль m (мм)							
	1	1,5	2	3	4	5	7	10
Допускаемая удельная сила $[F]_0$ (Н/мм ²)	2,5	3,5	5,0	9,0	25,0	30,0	32,0	42,0
Наибольшее передаточное число $U_{\text{РЕМ}}$	7,7	10,0	11,5	12,0	8,0	8,0	5,7	4,7
Наименьшее допустимое число зубьев Z_1	13	10			15		18	
Наибольшее число зубьев Z_2	100		115		120			85
Рекомендуемое число зубьев Z_1 при n_1 (мин ⁻¹)								
1000	13	10		12	16		22	
1500	14	11		14	18		24	
3000	15	12		16	20		26	
Погонная масса $q \cdot 10^{-4}$ (кг/м · мм)	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	7,0	8,0	11,0
Податливость ремня шириной 1 мм на длине одного шага $\lambda \cdot 10^{-4}$ (мм ² /Н)	7	8	9	14	6	8	11	16

Примечание: всю таблицу в расчётно-пояснительной записке приводить не следует.

3. Диаметр делительной окружности малого шкива, измеряемый по расположению осей тросов металлокорда (мм):

$$d_1 = m \cdot Z_1 .$$

4. Число зубьев большого шкива:

$$Z_2 = Z_1 \cdot U_{\text{РЕМ}} .$$

Полученное значение Z_2 округлить до ближайшего целого числа и сверить с данными таблицы 7.

5. Фактическое передаточное число зубчатoremённой передачи:

$$U_{\text{РЕМ.Ф}} = Z_2 / Z_1 .$$

6. Проверить отклонение $U_{\text{РЕМ.Ф}}$ от $U_{\text{РЕМ}}$ расчётного:

$$\Delta U = \frac{|U_{\text{РЕМ.Ф}} - U_{\text{РЕМ}}|}{U_{\text{РЕМ}}} \cdot 100\% \leq 3\% .$$

Если условие не выполняется, то следует изменить число зубьев большого шкива Z_2 в меньшую сторону.

7. Диаметр делительной окружности большого шкива (мм):

$$d_2 = m \cdot Z_2 .$$

8. Окружная скорость ремня (м/с):

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_{\text{BX}}}{60 \cdot 10^3} \leq [V] ,$$

где $[V]=40$ – допускаемая окружная скорость зубчатого ремня, м/с.

9. Расчётное межосевое расстояние (мм):

$$a = 0,5(d_1 + d_2) + C \cdot m .$$

Значение коэффициента C выбирают следующим образом: $C=2$ при $m \leq 5$ и $C=3$ при $m > 5$.

10. Угол обхвата малого шкива (град.):

$$\alpha = 180 - \frac{60(d_2 - d_1)}{a} .$$

11. Расчётная длина (мм) ремня:

$$L = 2a + 0,5\pi(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} .$$

Полученное значение следует скорректировать по величине шага зубьев t (мм), который назначают по следующей зависимости:

$$t = m \cdot \pi .$$

12. Число зубьев ремня

$$Z = L / t .$$

Полученное значение следует округлить до ближайшего целого числа из стандартного ряда: 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 115; 125; 130 и далее через 10 до 250.

13. Длина ремня скорректированная (мм):

$$L = t \cdot Z .$$

14. Окружная сила, передаваемая ремнём (Н):

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot K_F \cdot T_1}{d_1} ,$$

где $K_F = 1,3 \dots 2,4$ – коэффициент условий эксплуатации зубчаторемённой передачи: чем сложнее условия, тем большую величину коэффициента выбирают для расчёта.

15. Допускаемую удельную силу $[F]_0$ (Н/мм) на 1 мм ширины ремня назначают по таблице 7 в зависимости от величины модуля.

16. Число зубьев в зацеплении на малом шкиве:

$$Z_0 = Z_1 \cdot \alpha / 360 .$$

17. Предварительный расчёт ширины зубчатого ремня (мм):

$$b = \frac{F_t}{[F]_0 - q \cdot V^2} ,$$

где q – масса 1 м ремня шириной 1 мм (определяется по таблице 7).

Рассчитанную ширину зубчатого ремня следует округлить до ближайшего большего стандартного значения из следующего числового ряда: 3; 4; 5; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100.

18. При Z_0 меньше 6 проверяют давление на зубьях ремня (МПа):

$$p = \frac{2F_t}{Z_0 \cdot b \cdot h} \leq [p]_Z ,$$

где h – высота зуба ремня (мм), выбирают в зависимости от величины модуля:

m	1	1,5	2	3	4	5	7	10
h	0,8	1,2	1,5	2	2,5	3,5	6	9;

$[p]_Z$ – допустимое давление на зубьях ремня (МПа), назначается в зависимости от частоты вращения малого шкива n_{BX} (мин⁻¹):

n_{BX}	900	1400	2800
$[p]_Z$	1,1	0,9	0,7.

Если условие не выполняется, то следует увеличить ширину ремня, либо модуль зубьев.

19. Сила давления (H) обеих ветвей зубчатого ремня на вал:

$$F_{оп} = k_B F_t,$$

где $k_B = 1,15; 1,3; 1,5$ – коэффициент нагрузки вала, числа соответствуют спокойной, повышенной и толчковой видам нагрузки.

20. Ширину ступицы шкивов зубчаторемённой передачи принимают на 10 мм больше ширины ремня (этот размер понадобится для расчёта длины шейки вала).

Примечания :

- предварительное натяжение ремней зубчаторемённой передачи не рассчитывают, так как шкивы взаимодействуют с ремнём за счёт зубьев, а не силой трения;

- проверочный расчёт зубчаторемённой передачи не производится, так как растягивающая нагрузка воспринимается тросами металлокорда.

21. Ввести расчётные данные в таблицу.

Параметры зубчаторемённой передачи (мм)

Таблица 8

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Межосевое расстояние a		Диаметр делительной окружности малого шкива d_1	
Число зубьев Z_1		Диаметр делительной окружности большого шкива d_2	
Число зубьев Z_2		Число зубьев ремня, Z	
Длина ремня L		Модуль зубьев m	
Угол обхвата малого шкива α (град.)		Шаг зубьев ремня t	

3.4.2. Расчёт открытой цепной передачи

Цепная передача состоит из двух, содержащих по периферии зубья специального профиля, дисков (ведущего и ведомого), называемых звёздочками, и бесконечной цепи, охватывающей их по зубьям. Вращающаяся ведущая звёздочка, благодаря зацеплению своих зубьев со звеньями цепи, увлекает за собой цепь, которая по той же причине заставляет вращаться ведомую звёздочку. Цепь надевают на звёздочки без натяжения с некоторым прогибом нижней ветви, но таким образом, чтобы её зубья не соскакивали со звёздочек при работе.

Цепные передачи относятся к категории тихоходных механических передач, поэтому в компоновке проектируемого привода их располагают после редуктора.

Задачей проектирования цепных передач является выбор шага цепи t (мм), определения межосевого расстояния a (мм), наружных диаметров звёздочек малой D_{e1} (мм) и большой D_{e2} (мм), числа звеньев цепи L_t .

В разрабатываемых проектах конструируются цепные передачи с роликовыми или зубчатыми цепями с вертикальным расположением дисков звёздочек и горизонтальным взаимным расположением их осей. Число рядов цепи равно 1 (однорядная цепь).

3.4.2.1. Расчёт открытой передачи с втулочной цепью

Проектный расчёт

Исходными данными для расчёта являются вращающий момент на ведущей звёздочке T_{II} (Нм), частота вращения n_{II} (мин⁻¹) вала, на котором закреплена малая звёздочка, передаточное число $U_{цеп}$ цепной передачи и условия эксплуатации привода.

1. Предварительно величину шага цепи t (мм) назначают в зависимости от частоты вращения малой звёздочки n_{II} (мин⁻¹):

n_{II}	1250	1000	900	800	630	500	400	300
t	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,5	50,8.

2. Число зубьев ведущей звёздочки:

$$Z_1 = 29 - 2U_{цеп}.$$

Расчётное значение Z_1 округлить до целого нечётного числа, причём при $V \leq 1$ м/с допустимое значение $Z_1 \geq 11$.

3. Средняя скорость цепи (м/с):

$$V = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_{II}}{60 \cdot 10^3} \leq [V],$$

где $[V] = 7$ – для открытых цепных передач (м/с). Если условие не выполняется, следует уменьшить частоту вращения вала за счёт изменения передаточного числа редуктора либо замены электродвигателя.

4. Допускаемое давление в шарнирах цепи $[p_{II}]$ (Н/мм²) назначают в зависимости от скорости V (м/с):

V	0,1	0,4	1	2	4	6	7
$[p_{II}]$	32	28	25	21	17	14	13.

5. Расчётная величина шага цепи (мм) для однорядной цепи:

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{II} \cdot 10^3 \cdot K_2}{Z_1 \cdot [p_{II}]}} ,$$

где $K_{\Sigma} = K_{\text{д}} \cdot K_{\text{с}} \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_{\text{р}}$ – коэффициент эксплуатации;
 $K_{\text{д}} = 1; 1,2; 1,5$ – коэффициент динамичности нагрузки, соответственно:
 равномерной, переменной, толчкообразной;

$K_{\text{с}} = 1,5$ – коэффициент способа смазывания цепи. Значение соответствует периодическому способу смазывания;

$K_{\text{рег}} = 1$ – коэффициент, учитывающий способ регулировки межосевого расстояния. Значение соответствует наличию регулируемых опор;

$K_{\text{р}} = 1,5$ – коэффициент режима работы привода в сутках. Значение соответствует трёхсменному режиму работы.

Полученное значение шага следует округлить до ближайшего стандартного числа по ГОСТ 13568-81 (смотри п.1).

6. Число зубьев ведомой звёздочки:

$$Z_2 = Z_1 \cdot U_{\text{цеп}} .$$

Полученное значение следует округлить до целого нечётного числа, но не больше 120 во избежание соскакивания цепи со звёздочки при эксплуатации.

7. Фактическое передаточное число цепной передачи:

$$U_{\text{цеп.ф}} = Z_2 / Z_1 .$$

8. Проверить отклонение $U_{\text{цеп.ф}}$ от $U_{\text{цеп}}$ расчётного:

$$\Delta U = \frac{|U_{\text{цеп.ф}} - U_{\text{цеп}}|}{U_{\text{цеп}}} \cdot 100\% \leq 4\% .$$

Если условие не выполняется, следует изменить число зубьев ведомой звёздочки Z_2 .

9. Оптимальное межосевое расстояние (мм):

$$a = (30 \dots 50)t .$$

10. Число звеньев цепи:

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \frac{t(Z_2 - Z_1)^2}{4 \cdot a \cdot \pi^2} .$$

Полученное значение следует округлить до целого числа.

11. Уточнить межосевое расстояние (мм):

$$a = 0,25L_t - 0,125(Z_2 + Z_1) + 0,25 \sqrt{[L_t - 0,5(Z_2 + Z_1)]^2 - 8 \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2}} .$$

Полученное значение не округлять до целого числа.

12. Длина цепи (мм):

$$L=L_t \cdot t \text{ .}$$

Полученное значение не округлять до целого числа.

13. Диаметр окружности выступов малой звёздочки (мм):

$$D_{e1} = t \cdot (K_{Z1} + 0,7) - 0,31d_3 \text{ ,}$$

где $K_{Z1} = \operatorname{ctg} 180^\circ / Z_1$ – коэффициент числа зубьев;

d_3 – диаметр ролика (мм), назначаемый в зависимости от шага цепи t (мм), по нему же назначают b_3 – ширину внутреннего звена цепи (мм):

t	8	9,525	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,5	50,8
d_3	5	6,35	8,51	10,16	11,91	15,88	19,05	25,4	25,4	31,75
b_3	3	5,72	7,75	9,65	12,7	15,88	19,05	25,4	25,4	31,75.

14. Диаметр окружности выступов большой звёздочки (мм):

$$D_{e2} = t \cdot (K_{Z2} + 0,7) - 0,31d_3 \text{ ,}$$

где $K_{Z2} = \operatorname{ctg} 180^\circ / Z_2$ – коэффициент числа зубьев.

15. Ширину ступицы звездочек принимают 20...25 мм (этот размер понадобится для расчёта длины шейки вала).

Проверочный расчёт

16. Частота вращения малой звёздочки (мин^{-1}):

$$n_{II} \leq [n] \text{ ,}$$

где $[n] = 15 \cdot 10^3 / t$ – допустимая частота вращения звёздочки, мин^{-1} .

Если условие не выполняется, следует уменьшить шаг цепи t , либо увеличить передаточное число редуктора U_p .

17. Число ударов цепи о зубья звёздочек (с^{-1}):

$$N \leq [N] \text{ ,}$$

где $N = 4Z_1 \cdot n_{II} / 60L_t$ – расчётное число ударов цепи;

$[N] = 508/t$ – допустимое число ударов цепи.

Если условие не выполняется, следует уменьшить число зубьев ведущей звёздочки Z_1 , либо шаг цепи t .

18. Фактическая скорость цепи (м/с):

$$V = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_{II}}{60 \cdot 10^3} \text{ .}$$

19. Окружная сила, передаваемая цепью (Н):

$$F_t = \frac{P_{II} \cdot 10^3}{V} .$$

20. Давление в шарнирах цепи (Н/мм²):

$$p_{II} = \frac{F_t \cdot K_{\Sigma}}{A} \leq [p_{II}] ,$$

где $A = d_3 \cdot b_3$ – площадь проекции опорной поверхности шарнира (мм²).

Если условие не выполняется, следует увеличить число зубьев ведущей звёздочки Z_1 , либо шаг цепи t .

21. Проверку прочности цепи проводят по расчётному коэффициенту запаса прочности:

$$S = \frac{F_P}{F_t \cdot K_d + F_O + F_V} \geq [S] ,$$

где F_P – разрушающая нагрузка цепи (Н), зависит от шага цепи t (мм):

t	8	9,525	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1
F_P	4600	9100	18200	22700	31800	60000	88500	127000;

$F_O = 6q \cdot a \cdot g$ – предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви (Н);

q – масса 1м цепи (кг/м), зависит от шага цепи t (мм):

q	0,2	0,45	0,75	1,0	1,9	2,6	3,8	5,5
t	8	9,525	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1;

$g = 9,81$ – ускорение свободного падения (м/с²);

$F_V = q \cdot V^2$ – натяжение цепи от центробежных сил (Н);

$[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности для втулочных цепей.

Назначается в зависимости от частоты вращения малой звёздочки n_{II} (мин⁻¹):

n_{II}	50	100	200	300	400	500	600	800
$[S]$	7,6	8,3	9,5	10,8	12	12,5	13	13,5.

22. Сила давления цепи на вал (Н):

$$F_{OP} = k_B \cdot F_t + 2F_O ,$$

где $k_B = 1,15; 1,3; 1,5$ – коэффициент нагрузки вала, числа соответствуют спокойной, повышенной и толчковой видам нагрузки.

23. Ввести расчётные данные в таблицу 9.

3.4.2.2. Расчёт открытой передачи с зубчатой цепью

Проектный расчёт

По сравнению с роликовыми зубчатые цепи могут работать с большими скоростями, производят меньше шума, обладают большей долговечностью.

Исходными данными для расчёта являются вращающий момент на ведущей

Параметры передачи с втулочной цепью (мм)

Таблица 9

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Межосевое расстояние a		Диаметр окружности выступов малой звёздочки D_{e1}	
Число зубьев Z_1		Диаметр окружности выступов большой звёздочки D_{e2}	
Число зубьев Z_2		Число звеньев цепи L_t	
Длина цепи L		Сила давления цепи на вал $F_{оп}$ (Н)	
Шаг цепи t		Давление в шарнирах цепи $p_{ц}$ (Н/мм ²)	
Коэффициент запаса прочности S		Число ударов цепи N	

звёздочке T_{II} (Нм), частота вращения n_{II} (мин⁻¹) вала, на котором закреплена малая звёздочка, передаточное число $U_{цеп}$ цепной передачи и условия эксплуатации привода.

1. Предварительно величину шага цепи t (мм) назначают в зависимости от частоты вращения малой звёздочки n_{II} (мин⁻¹):

n_{II}	≥ 1500	1300	1000	800	≤ 400
t	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75.

2. Число зубьев ведущей звёздочки:

$$Z_1 = 37 - 2U_{цеп} \geq 17.$$

Расчётное значение Z_1 округлить до целого нечётного числа.

3. Средняя скорость цепи (м/с):

$$V = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_{II}}{60 \cdot 10^3} \leq [V] ,$$

где $[V] = 15$ – для открытых цепных передач (м/с). Если условие не выполняется, следует уменьшить частоту вращения вала за счёт изменения передаточного числа редуктора либо замены электродвигателя.

4. Допускаемое давление в шарнирах цепи $[p_{ц}]$ (Н/мм²) назначают в зависимости от частоты вращения малой звёздочки n_{II} (мин⁻¹):

n_{II}	≥ 1500	1300	1000	800	≤ 400
$[p_{ц}]$	8...10	10,3	11,8	13,7	16...18

5. Расчётная величина шага зубчатой цепи (мм):

$$t = 3,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{II} \cdot 10^3 \cdot K_{\varphi}}{Z_1 \cdot \psi \cdot [p_{ц}]}} ,$$

Где ψ – коэффициент ширины цепи, назначается в зависимости от предварительной величины шага цепи t (смотри п.1):

t	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75
ψ	1,77	1,89	2,36	2,24	2,36;

$K_{\Sigma} = K_d \cdot K_c \cdot K_{рег} \cdot K_p$ – коэффициент эксплуатации;

$K_d = 1; 1,2; 1,5$ – коэффициент динамичности нагрузки, соответственно: равномерной, переменной, толчкообразной;

$K_c = 1,5$ – коэффициент способа смазывания цепи. Значение соответствует периодическому способу смазывания;

$K_{рег} = 1$ – коэффициент, учитывающий способ регулировки межосевого расстояния. Значение соответствует наличию регулируемых опор;

$K_p = 1,5$ – коэффициент режима работы привода в сутках. Значение соответствует трёхсменному режиму работы.

Полученное значение шага следует округлить до ближайшего стандартного числа по ГОСТ 13568-81 (смотри п.1).

6. Число зубьев ведомой звёздочки:

$$Z_2 = Z_1 \cdot U_{цеп} .$$

Полученное значение следует округлить до целого нечётного числа, но не больше 140 во избежание соскакивания цепи со звёздочки при эксплуатации.

7. Фактическое передаточное число цепной передачи:

$$U_{цеп.ф} = Z_2 / Z_1 .$$

8. Проверить отклонение $U_{цеп.ф}$ от $U_{цеп}$ расчётного:

$$\Delta U = \frac{|U_{цеп.ф} - U_{цеп}|}{U_{цеп}} \cdot 100\% \leq 4\% .$$

Если условие не выполняется, следует изменить число зубьев ведомой звёздочки Z_2 .

9. Оптимальное межосевое расстояние (мм):

$$a = (30 \dots 50)t .$$

10. Число звеньев цепи:

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \frac{t(Z_2 - Z_1)^2}{4 \cdot a \cdot \pi^2} .$$

Полученное значение следует округлить до целого числа.

11. Уточнить межосевое расстояние (мм):

$$a = 0,25t[L_t - 0,5(Z_2 + Z_1) + \sqrt{[L_t - 0,5(Z_2 + Z_1)]^2 - 8 \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2}}] .$$

Полученное значение не округлять до целого числа.

12. Длина цепи (мм):

$$L = L_t \cdot t .$$

Полученное значение не округлять до целого числа.

13. Диаметр окружности выступов малой звёздочки (мм):

$$D_{e1} = \frac{t}{K_{Z1}} ,$$

где $K_{Z1} = \sin \frac{180^\circ}{z_1}$ – коэффициент числа зубьев.

14. Диаметр окружности выступов большой звёздочки (мм):

$$D_{e2} = \frac{t}{K_{Z2}} ,$$

где $K_{Z2} = \sin \frac{180^\circ}{z_2}$ – коэффициент числа зубьев.

15. Ширина зубчатой цепи (мм):

$$b \geq \frac{10P_{II} \cdot K_{\Sigma}}{[P_{10}]} ,$$

где $[P_{10}]$ – мощность, допускаемая для передачи зубчатой цепью шириной 10мм, кВт, определяется в зависимости от скорости цепи V (м/с):

V	1	2	3	4	6	8	10
$[P_{10}]$	0,4...1,2	0,8...2	1...2,6	1,3...3,2	1,6...4,2	2...5,1	2,35...5,9.

Большее или меньшее значение $[P_{10}]$ следует выбирать пропорционально размерному ряду шага цепи: t 12,7 15,87 19,05 25,4 31,75.

16. Ширину ступицы звездочек принимают 20...25 мм (этот размер понадобится для расчёта длины шейки вала).

Проверочный расчёт

17. Частота вращения малой звёздочки (мин^{-1}):

$$n_{II} \leq [n] ,$$

где $[n] = 15 \cdot 10^3 / t$ – допускаемая частота вращения звёздочки, мин^{-1} .

Если условие не выполняется, следует уменьшить шаг цепи t , либо увеличить передаточное число редуктора U_p .

18. Число ударов цепи о зубья звёздочек (c^{-1}):

$$N \leq [N] ,$$

где $N = 4Z_1 \cdot n_{II} / 60L_t$ – расчётное число ударов цепи;

$[N] = 508/t$ – допускаемое число ударов цепи.

Если условие не выполняется, следует уменьшить число зубьев ведущей звёздочки Z_1 , либо шаг цепи t .

19. Фактическая скорость цепи (м/с):

$$V = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_{II}}{60 \cdot 10^3} .$$

20. Окружная сила, передаваемая цепью (Н):

$$F_t = \frac{P_{II} \cdot 10^3}{V} .$$

21. Давление в шарнирах цепи (Н/мм²):

$$p_{II} = \frac{F_t \cdot K_{\Delta}}{A} \leq [p_{II}] ,$$

где $A = 0,15 \cdot t \cdot b$ – площадь проекции опорной поверхности шарнира (мм²).

Если условие не выполняется, следует увеличить шаг цепи t .

22. Проверку прочности цепи проводят по расчётному коэффициенту запаса прочности:

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_d + F_o + F_v} \geq [S] ,$$

где F_p – разрушающая нагрузка цепи (Н), зависит от шага цепи t (мм):

t 12,7 15,87 19,05 25,4 31,75

F_p 18200 22700 31800 60000 88500;

$F_o = 6q \cdot a \cdot g$ – предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви (Н);

q – масса 1м цепи (кг/м), зависит от ширины цепи b (мм) согласно ГОСТ 13552-81:

b 22,5 28,5 34,5 40,5 46,5 52,5 54 62 70 81 93 111 129

q 1,31 1,6 2,0 2,31 2,7 3,0 3,9 4,41 5,0 7,0 8,0 15,4 21,0

$g = 9,81$ – ускорение свободного падения (м/с²);

$F_v = q \cdot V^2$ – натяжение цепи от центробежных сил (Н);

[S] – допускаемый коэффициент запаса прочности для зубчатых цепей. Приблизительно назначается в зависимости от частоты вращения малой звёздочки n_{II} (мин⁻¹):

n_{II}	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
[S]	20	21	22	23	24	25	26	28	30...40.

23. Сила давления цепи на вал (Н):

$$F_{OP} = k_B \cdot F_t + 2F_O ,$$

где $k_B = 1,15; 1,3; 1,5$ – коэффициент нагрузки вала, числа соответствуют спокойной, повышенной и толчковой видам нагрузки.

24. Ввести расчётные данные в таблицу.

Параметры передачи с зубчатой цепью (мм)

Таблица 10

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Межосевое расстояние a		Диаметр окружности выступов малой звёздочки D_{e1}	
Число зубьев Z_1		Диаметр окружности выступов большой звёздочки D_{e2}	
Число зубьев Z_2		Число звеньев цепи L_t	
Длина цепи L		Сила давления цепи на вал F_{OP} (Н)	
Шаг цепи t		Давление в шарнирах цепи p_{II} (Н/мм ²)	
Коэффициент запаса прочности S		Число ударов цепи N	

3.5. Расчёт вала открытой передачи

При передаче вращающего момента вал, на который насажены малый шкив или малая звёздочка открытой передачи, испытывает напряжения кручения и изгиба одновременно. В разрабатываемом проекте следует произвести соответствующие прочностные расчёты для определения диаметра вала.

Для соединения валов с насадными деталями, передающими вращающий момент, применяют шпонки и посадки с натягом. В разрабатываемом проекте следует рассчитать шпоночное соединение конца вала с муфтой и посадку с натягом насадной детали (шкива или звёздочки) на вал.

3.5.1. Расчёт вала на прочность при кручении

Расчёт вала на прочность имеет своей целью определение диаметров участков вала: одной ступени, трёх шеек и двух свободных поверхностей вращения.

Ступенью вала называется цилиндрический участок вала, имеющий по своей длине один диаметр.

Шейкой вала называется ступень, выделенная в конструкции другим размером и предназначенная для насаживания на неё какой-либо детали вращения (в нашем случае это – подшипники и шкив или звёздочка).

Свободной поверхностью называется та, которая не соприкасается с поверхностями других деталей.

1. Так как пока не определены размеры вала по длине, проводим предварительный расчёт наименьшего диаметра вала, который имеет ступень со шпоночным пазом, только на кручение (мм):

$$d = \sqrt{5T},$$

где T – вращающий момент, Нм.

Полученное значение d следует скорректировать в большую сторону по диаметру цилиндрического отверстия полумуфты, насаживаемой на вал (смотри п.п. 3.5.2).

2. Диаметр шеек вала (их две) под подшипники (мм):

$$d_1 = d + 5.$$

Полученное значение d_1 следует округлить до ближайшего большего стандартного значения (см. п.п.1).

3. Диаметр шейки вала под ступицу насадной детали (шкива или звёздочки):

$$d_2 = d_1 + 2.$$

Полученное значение d_2 следует округлить до ближайшего большего стандартного значения (см. п.п.1).

4. Диаметр упорного буртика шейки вала под ступицу насадной детали (мм):

$$d_3 = d_2 + 5.$$

Полученное значение d_3 следует округлить до ближайшего большего стандартного значения (см. п.п.1).

5. Диаметр уступа за упорным буртиком, граничащего с шейкой подшипника, принимаем равным диаметру d_2 .

Рассчитанные диаметры d , d_1 , d_2 , d_3 считаются предварительными, так как после расчёта длин ступени и шеек вала требуется проверить и, при необходимости, откорректировать их, рассчитывая вал на одновременное кручение и изгиб от натяжения ремня или цепи открытой передачи.

3.5.2. Выбор типоразмера муфты

После того, как в курсовом проектировании определены вращающий момент T (Нм) и диаметр d (мм) ступени вала малого шкива или малой звёздочки открытой передачи, соединяющейся с одной полумуфтой, наступает этап выбора типоразмера заданного вида соединительной муфты с последующей разработкой чертежа её общего вида.

Выбор производят в следующем порядке.

1. Согласно ГОСТ 21424-93 или по данным, приведённым в одной из таблиц K21, K23, K26 [11] выбираем величину передаваемого муфтой вращающего момента ближайшую большую к величине, рассчитанной для этого вала в курсовом проекте.

2. Аналогично выбираем в этом типоразмере муфты величину диаметра цилиндрического отверстия полумуфты d и корректируем по нему рассчитанное значение диаметра d ступени вала со шпоночным пазом и считаем все остальные диаметры d_1, d_2, d_3 (смотри п.п. 3.5.1).

3. Выписываем из таблицы остальные размеры муфты для последующих расчётов и составления чертежа её общего вида.

В этом разделе расчётно-пояснительной записки следует привести анализ чертежа общего вида муфты.

Анализ включает следующие этапы:

описание изделия в статике: показать взаимное расположение и связи деталей между собой с обязательной ссылкой на позиции в чертеже;

описание изделия в динамике: пояснить его функциональное применение, принцип действия с обязательной ссылкой на позиции в чертеже.

3.5.3. Расчёт длины ступени и шеек вала

1. Длину l ступени вала диаметра d (со шпоночным пазом) следует назначать на 5...7 мм больше длины цилиндрического отверстия полумуфты, куда эта ступень вставляется.

2. Длина l_1 шейки вала под подшипник равна ширине подшипника.

3. Длина l_2 шейки вала под ступицу насадной детали (шкива или звёздочки) на 10...15 мм больше длины ступицы.

3.5.4. Расчёт вала на прочность при кручении и изгибе

1. Кроме вращающего момента T (Нм) на вал открытой передачи действует изгибающий момент M_H (Нм) от действия силы натяжения ремня или цепи $F_{оп}(H)$:

$$M_H = 0,001 F_{оп}(l_1 + l_2),$$

где 0,001 – коэффициент перевода миллиметров в метры;

l_1 и l_2 – длина шеек вала под подшипник и под насадную деталь соответственно, мм.

2. Эквивалентный момент для проверки диаметра вала на одновременные кручение и изгиб (Нм):

$$M_{\text{э}} = \sqrt{T^2 + Mu^2}.$$

3. Условие прочности на кручение и изгиб ступени вала, имеющей диаметр d (мм):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{э}}}{0,1[\sigma]_{\text{в}}}},$$

где $[\sigma]_{\text{в}}$ – допускаемое нормальное напряжение материала, МПа.

Если неравенство выполняется, то рассчитанный в п.п. 3.5.1 диаметр d корректировать не требуется.

3.5.5. Расчёт шпоночного соединения

Для соединения конца вала (участка ступени) с муфтой применяют шпонки призматические со скруглёнными торцами по ГОСТ 23360-78 из стали, имеющей $\sigma_{\text{в}} \geq 600$ МПа [1].

1. Длину шпонки l назначают на 5...10 мм меньше длины отверстия полумуфты, насаживаемой на вал, сечение шпонки $b \cdot h$ (мм) – соответственно диаметру ступени вала d (мм) [2,3].

2. Назначенные размеры и материал шпонки проверяют на смятие по формуле:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d \cdot l_p (h - t_1)} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где T – вращающий момент на валу;

$l_p = l - b$ – рабочая длина шпонки, мм;

t_1 – глубина паза вала, мм;

$[\sigma]_{\text{см}}$ – допускаемое напряжение смятия, МПа.

Если условие не выполняется, следует увеличить размеры поперечного сечения шпонки.

3. Кроме того, шпонку проверяют на срез по формуле:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{d \cdot l \cdot b} \leq [\tau]_{\text{ср}},$$

где $[\tau]_{\text{ср}}$ – допускаемое напряжение среза, МПа.

Если условие не выполняется, следует увеличить размеры поперечного сечения шпонки.

3.5.6. Расчёт соединения с натягом

Соединения с натягом между насадной деталью и валом повышает их взаимную точность центрирования по сравнению со шпоночным соединением, поэтому их применяют там, где требуется точность сборки, в частности, в механических передачах.

Расчёт посадки с натягом проводят в следующем порядке.

1. Среднее контактное давление на посадочных поверхностях отверстия и вала (МПа):

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 K \cdot T}{\pi \cdot d^3 \cdot l \cdot f} ,$$

где $K = 3,5; 4$ – коэффициент запаса сцепления, соответственно для звёздочки цепной и шкива ремённой передач;

d и l – соответственно диаметр и длина посадочного отверстия в ступице насадной детали, мм;

$f = 0,14$ – коэффициент трения при сборке деталей методом нагрева охватывающей детали.

2. Деформация деталей (мкм):

$$\Delta = p \cdot d \cdot 10^3 (C_1 / E_1 + C_2 / E_2) ,$$

где E_1 и E_2 – модули упругости материалов охватывающей и охватываемой деталей, МПа. Для сталей $E=2,1 \cdot 10^5$; для чугунов $E=0,9 \cdot 10^5$;

C_1 и C_2 – коэффициенты, $C_1=1$; C_2 определяется по формуле:

$$C_2 = \frac{1 + (d / d_2)^2}{1 - (d / d_2)^2} + \mu ,$$

где d – посадочный диаметр, мм;

$d_2 = (1,2 \dots 1,8)d$ – наружный диаметр ступицы охватывающей детали, мм. В первоначальном расчёте следует принять $d_2=1,5d$. Большие или меньшие значения принимают в случае, если невозможно подобрать стандартную посадку ступицы на вал с рассчитанной величиной $[N]_{\min}$ и $[N]_{\max}$;

μ – коэффициент Пуассона материала охватывающей детали. Для стали $\mu=0,3$; для чугуна $\mu=0,25$.

3. Максимальное контактное давление, допускаемое прочностью охватывающей детали (МПа):

$$[p]_{\max} = 0,5 \sigma_T [1 - (d / d_2)] ,$$

где σ_T – предел текучести охватывающей детали, МПа.

4. Минимальный требуемый натяг (мкм): $[N]_{\min} \geq \Delta$.

5. Максимальная деформация соединения, допускаемая прочностью охватываемой детали (мкм):

$$[\Delta]_{\text{MAX}} = [p]_{\text{MAX}} \cdot \Delta / p .$$

6. Максимальный допускаемый натяг соединения (мкм):

$$[N]_{\text{MAX}} \leq [\Delta]_{\text{MAX}} .$$

7. По значениям $[N]_{\text{MIN}}$ и $[N]_{\text{MAX}}$ выбрать стандартную посадку, у которой $N_{\text{MIN}} \geq [N]_{\text{MIN}}$, а $N_{\text{MAX}} \leq [N]_{\text{MAX}}$.

8. Температура нагрева охватываемой детали для сборки (°C):

$$t_n = 20^\circ + \frac{N_{\text{MAX}} + Z_{\text{CB}}}{d \cdot 10^3 \cdot \alpha} \leq [t] ,$$

где Z_{CB} – дополнительный зазор для облегчения сборки (мкм), зависит от величины диаметра d (мм):

d	30...80	80...180	180...400
Z_{CB}	10	15	20;

α – температурный коэффициент линейного расширения материала охватываемой детали (°C⁻¹). Для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$; для чугуна $\alpha = 10 \cdot 10^{-6}$;

$[t] = 240$ – допускаемая температура нагрева стальных насадных деталей, °C.

Если условие не выполняется, то для снижения расчётной температуры нагрева следует уменьшить наружный диаметр ступицы до $d_2 = 1,2d$.

В этом разделе расчётно-пояснительной записки следует показать схему расположения полей допусков диаметров отверстия насадной детали и шейки вала под её ступицу с указанием минимального и максимального натягов.

3.6. Расчёт подшипников качения

3.6.1. Предварительный выбор подшипников качения

Выбор рационального вида и типоразмера подшипников для заданных условий работы вала малой насадной детали открытой передачи зависит от следующих факторов:

- величины радиальной нагрузки;
- наличия или отсутствия осевой нагрузки;
- величины силы натяжения гибкой связи;
- частоты вращения внутреннего кольца;
- требуемого срока службы;
- схемы установки.

При проектировании механизмов общего назначения рекомендуется назначать подшипники лёгкой или средней серии. Для ремённых и цепных

передач из-за отсутствия осевых нагрузок рекомендуется применять шариковые радиальные однорядные подшипники.

Номер подшипника определяется по диаметру отверстия внутреннего кольца из справочной литературы [2,8,10,12], после чего следует выписать все его геометрические и эксплуатационные характеристики.

1. Номинальный диаметр отверстия внутреннего кольца d (мм).
2. Номинальный диаметр наружной цилиндрической поверхности наружного кольца D (мм).
3. Ширина подшипника B (мм).
4. Номинальная координата монтажа фаски r (мм).
5. Базовая динамическая радиальная расчётная грузоподъёмность C (Н).
6. Базовая статическая радиальная расчётная грузоподъёмность C_0 (Н).
7. Масса подшипника m (кг).
8. Предельная частота вращения n (мин⁻¹).

3.6.2. Проверка подшипника на долговечность

После предварительного выбора подшипника качения и конструирования вала следует провести проверочный расчёт подшипников качения на долговечность по динамической грузоподъёмности [2, 12].

Исходные данные:

рабочая частота вращения вала n (мин⁻¹);

радиальная нагрузка R_r (Н);

осевая нагрузка R_a (Н);

рекомендуемый заданный срок службы (ресурс) для машин, используемых круглосуточно: $[L_h] = 40000$ часов.

Условие долговечности шарикоподшипника (ч):

$$L_h = \frac{10^6 a_1 a_{23}}{60n} \cdot \left(\frac{C}{P_{\Sigma KB}} \right)^3 \geq [L_h],$$

где $a_1=0,62$ – коэффициент, зависящий от требуемой вероятности безотказной работы подшипника, равной 95%;

$a_{23}=0,7$ – коэффициент надёжности для обычных условий применения подшипника;

C – динамическая грузоподъёмность подшипника, кН;

$P_{\Sigma KB}$ – эквивалентная динамическая нагрузка, кН:

$$P_{\Sigma KB} = (XVR_r + YR_a)k_b k_T,$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки [2,8,12];

Y – коэффициент осевой нагрузки [2,8,12];

V – коэффициент вращения: при вращении внутреннего кольца $V=1$, внешнего – $V=1,2$;

k_b – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки [2,8,12];

k_T – температурный коэффициент, при t до 100°C $k_T=1$.

Если условие не выполняется, следует увеличить ширину подшипника.

Если условие выполняется, следует сделать вывод о пригодности подшипника к работе.

4. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Чертежи графической части курсового проекта оформляют в компьютерном исполнении и подшивают в конце расчётно-пояснительной записки в порядке нумерации подпунктов 4.1; 4.2; 4.3. Допускается исполнение в карандаше.

Основная надпись чертежей формы 1 по ГОСТ 2.104—68 содержит:

шифр чертежа: «КП ДМ ХХХХХХ.000», где КП ДМ – курсовой проект по деталям машин; ХХХХХХ – номер шифра специальности студента-проектанта; 000 – нумерация чертежей в комплекте.

наименование изделия с необходимыми пометками;

масштаб изображения;

номер листа в подшивке чертежей и количество листов чертежей всего;

номер группы, в которой учится студент-проектант;

фамилии: разработчика – студента-проектанта; проверяющего – преподавателя-руководителя курсового проектирования; утверждающего – заведующего кафедрой, на которой происходит выполнение курсового проекта и его защита (в нашем случае – кафедра общетехнических дисциплин института гражданской защиты).

4.1. Разработка чертежа кинематической схемы привода

Разработка чертежа кинематической схемы привода согласно ГОСТ 2.603-68 в курсовом проекте заключается в следующем:

выполняют на формате А4;

шифр чертежа кинематической схемы содержит её обозначение: КП ДМ ХХХХХХ К1.001, где К1 – кинематическая структурная схема; 001 – первый лист по номеру листов графического материала в данном комплекте чертежей;

наименование схемы указывается в основной надписи после наименования изделия, например, как в нашем случае:

Привод электромеханический
(схема кинематическая).

При выполнении схемы не соблюдаются масштабы. Действительное пространственное расположение составных частей изделия может на схеме не учитываться. Элементы, входящие в состав изделия, изображаются на схемах, как правило, в виде условных графических обозначений, устанавливаемых стандартами ЕСКД. Связь между элементами схемы показывается линиями связи, которые условно представляют собой трубопроводы, провода, кабели, валы и т. п.

На схемах должно быть наименьшее количество изломов и пересечений линий связи. Схемы следует выполнять компактно, но без ущерба для ясности и удобства их чтения.

На чертеже все элементы привода нумеруют в соответствии с номерами позиций, указанных в спецификации, располагаемой на поле чертежа непосредственно над основной надписью. Номера позиций указывают на полках линий – выносок, проводимых от составных частей со стрелкой или точкой на конце линии, расположенной соответственно на поверхности или теле этой составной части.

Располагать элементы электромеханического привода в курсовом проекте следует в очередности по заданному варианту.

Пример выполнения чертежа кинематической схемы приведён в приложении В.

ВНИМАНИЕ! Чертёж имеет оформительские ошибки и служит только как пример общего исполнения.

4.2. Разработка чертежа общего вида муфты

Чертёж общего вида – это документ, определяющий конструкцию изделия, взаимодействие его основных составных частей и поясняющий принцип работы изделия.

Разработка чертежа общего вида изделия проводится в соответствии с ГОСТ 2.109 – 73.

Разработка чертежа общего вида муфты в курсовом проекте заключается в следующем:

- выполняют на формате А3;

- учитывая размеры выбранного типоразмера муфты, komponуют в масштабе необходимые виды, разрезы, сечения;

- наносят на чертёж габаритные и присоединительные размеры;

- наносят на чертёж выносные полочки и номера позиций сборочных единиц и оригинальных и стандартных деталей;

- составляют текстовую часть, которая включает в себя допускаемые величины передаваемого муфтой вращающего момента и частоты её вращения n , которую требуется указать в единице «мин⁻¹», пересчитав из значения угловой скорости, а также эксплуатационные характеристики муфты: величины смещений осей стыкуемых валов;

- составляют спецификацию чертежа общего вида муфты.

Изделие изображают в собранном виде (приложение Г) со всеми входящими в него деталями и сборочными единицами. Количество изображений (видов, разрезов, сечений) должно быть наименьшим, но обеспечивающим полное представление об устройстве и взаимодействии его составных частей.

Различают следующие виды размеров, наносимых на проекции чертежа общего вида: габаритные и присоединительные.

Габаритные размеры наносят в крайних положениях подвижных частей изделия (если они есть) по высоте, длине и ширине. Они не имеют предельных отклонений.

Присоединительные размеры для муфты – это длина и диаметр центральных отверстий полумуфт, предназначенных для крепления к непоказываемой на чертеже цилиндрической поверхности шейки вала.

На чертеже общего вида все составные части изделия (детали, сборочные единицы, стандартные изделия) нумеруют в соответствии с номерами позиций, указанных в спецификации этого чертежа. Номера позиций указывают на полках линий – выносок, проводимых от составных частей со стрелкой или точкой на конце линии, расположенной соответственно на поверхности или теле этой составной части.

Текстовую часть чертежа (ГОСТ 2.316 – 68) располагают над основной надписью. Ширина текста не должна превышать 180...185 мм.

Основная надпись чертежа содержит (кроме указанного в п.4):

в шифре чертежа – нумерацию чертежа в комплекте – 002;

в названии изделия: полное название муфты с пометкой в круглых скобках «чертеж общего вида»;

номер листа «2» и количество листов «4»;

Спецификация чертежа общего вида (приложение Д) составляется в соответствии с ГОСТ 2.108 – 68. Она определяет состав изделия и необходима для его комплектования с целью последующего проектирования узлов и деталей изделия. Выполняется на формате А4. На первом листе спецификации располагают основную надпись по форме 2, на последующих (если они необходимы) – по форме 2а. Графы заполняются аналогично основной надписи на чертеже общего вида, но без пометки «(чертеж общего вида)», номер листа – 3.

Спецификация содержит четыре раздела: документация, сборочные единицы, детали, стандартные изделия. Наименование каждого раздела указывают в виде заголовка в графе «Наименование» и подчеркивают. Для удобства составления спецификации после каждого раздела оставляют свободными две – три строки для возможных дополнительных записей.

Раздел «Документация» содержит надпись «Чертеж общего вида».

Раздел «Сборочные единицы» содержит названия элементов, входящих в изделие и состоящих из нескольких деталей.

Раздел «Детали» содержит перечень названий деталей; изготавливаемых по рабочим чертежам, причем в него не входят детали, из которых состоят указные выше сборочные единицы изделия.

Раздел «Стандартные изделия» содержит перечень изготавливаемых по государственным стандартам деталей и изделий, применяемых в чертеже общего вида.

В пределах каждой категории стандартов запись производится по группам изделий, объединенных по их функциональному назначению (например, винты, гайки, подшипники и т.п.) в алфавитном порядке.

Графы спецификации заполняют следующим образом.

В графе «Формат» указывают форматы документов (чертежей), обозначения которых записывается в графе «Обозначение». Так как заданием проекта предусмотрено выполнение только одного рабочего чертежа детали, то форматы и обозначения остальных рабочих чертежей не записываются. Для раздела «Стандартные изделия» графа «Формат» не заполняется.

Графа «Зона» заполняется только при разбивке чертежа на зоны и в курсовом проекте не заполняется.

В графе «Поз.» указывают номера позиций деталей и сборочных единиц.

В графе «Обозначение» указывают: в разделе «Документация» – обозначение чертежа общего вида; в разделе «Сборочные единицы» – обозначение чертежей сборочных единиц; в разделе «Детали» – обозначение рабочих чертежей деталей; в разделе «Стандартные изделия» графа не заполняется.

В графе «Наименование» указывают: в разделе «Документация» – только названия документов: «Чертеж общего вида»; в разделе «Сборочные единицы» – название сборочной единицы; в разделе «Детали» – название деталей. Если название детали или сборочной единицы состоит из двух (трех) слов, то сначала пишется имя существительное, например, «втулка коническая» и т.п.; в разделе «Стандартные изделия» – условное обозначение изделия по стандарту и номер ГОСТа.

В графе «Кол.» указывают количество деталей на одно специфицируемое изделие; в разделе «Документация» графу не заполняют.

В графе «Примечание» указывают необходимые дополнительные сведения к характеристике деталей или документов.

Спецификацию подшивают в приложение к расчетно-пояснительной записке курсового проекта после листа чертежа общего вида.

ВНИМАНИЕ! Чертёж имеет оформительские ошибки и служит только как пример общего исполнения.

4.3. Разработка рабочего чертежа вала

Рабочий чертеж детали должен содержать все данные, необходимые для изготовления деталей соответствующего качества и проведения контроля.

К этим данным относятся: изображение детали с нанесенными размерами, предельные отклонения размеров и посадки, допуски формы и расположения поверхностей, параметры их шероховатости, а также технические требования в виде текстовой информации и основная надпись.

1. Изображение детали на чертеже должно содержать минимальное количество видов, разрезов и сечений, достаточное для выявления формы детали и простановки размеров. Располагают деталь на чертеже в виде, удобном для чтения чертежа при ее обработке. Например, изображение детали «вал» располагают параллельно основной надписи, причем справа тот конец вала, с которого начинают обработку, так как, например, на токарном и шлифовальном станках ее закрепляют горизонтально и обрабатывают справа налево.

2. Линейные размеры наносят согласно правилам, определенным ГОСТ 2.307 – 68. Некоторые рекомендации по простановке размеров на рабочем чертеже, влияющие на технологичность изготовления детали:

количество размеров на чертеже должно быть минимальным, но достаточным для изготовления и контроля детали. При отсутствии какого-либо размера деталь становится неопределенной, а ее изготовление невозможно;

для всех размеров на рабочем чертеже детали указывают предельные отклонения, иначе они становятся неопределенными для производства. Исключение составляют справочные размеры, размеры, разделяющие зоны различной степени точности, шероховатости или термообработки одной и той же поверхности; размеры фасок, галтелей, длины нарезаемой части винтов и других подобных элементов вследствие низких требований к точности этих размеров;

не допускается наносить размеры в виде замкнутой цепи, за исключением случаев, когда один из размеров указан, как справочный. Справочными называются размеры, не подлежащие выполнению по данному чертежу и указываемые для большего удобства пользования чертежом. К справочным размерам относятся, например, размеры элементов, подлежащих совместной обработке с сопрягаемой деталью (отверстия под штифты), или размеры, перенесенные с чертежа детали на чертеж заготовки для более точного расположения контуров детали в заготовке;

каждый размер на рабочем чертеже детали должен допускать его выполнение и контроль при изготовлении;

размеры следует проставлять на том виде чертежа детали, который соответствует ее виду при наблюдении в процессе обработки.

3. Предельные отклонения размеров и посадки деталей определены в ГОСТ 25346 – 82 и ГОСТ 25347 – 82. Ниже приведены основные термины и обозначения и даны общие рекомендации по выбору допусков линейных размеров и посадок сопрягаемых (охватываемой и охватывающей) поверхностей двух деталей.

Номинальным размером называют размер изделия, полученный путем расчета или выбранный по конструктивным соображениям.

К различным размерам одной детали предъявляют различные требования в отношении точности. Поэтому, система допусков содержит 19 квалитетов: 01, 0, 1, 2, 3..., 17, расположенных в порядке убывания точности. Допуски различных номинальных размеров, но одного квалитета, характеризуются одним уровнем точности.

При выборе квалитета для назначения размеров функциональных и базовых поверхностей детали необходимо учитывать следующее.

Квалитеты с 01 по 4 предусмотрены для мерительного инструментального производства. Квалитеты с 4 по 12 предусмотрены для размеров сопрягаемых деталей: 4 и 5 – для особо точных соединений; с 6 по 10 – для средних; 11 и 12 – для достаточно грубых соединений с большими зазорами. Квалитеты с 13 по 17 применяются для размеров неотчетливых поверхностей, не входящих в соединения с поверхностями других деталей, то есть свободных.

4. Характер соединения деталей называют посадкой. Характеризует посадку разность размеров охватывающей и охватываемой деталей до сборки. Посадки

могут обеспечивать в соединении зазор S или натяг N . Переходные посадки могут иметь либо зазор, либо натяг и характеризуются их максимальными значениями.

Разнообразные посадки удобно получать, изменяя положение поля допуска вала (охватываемой детали), или отверстия (охватывающей детали), оставляя для всех посадок поле допуска одной детали неизменным.

Деталь, у которой положение поля допуска остается без изменения и не зависит от вида посадки, называют основной деталью системы.

Если этой деталью является отверстие, то соединение выполнено в системе отверстия, если основной деталью является вал – в системе вала. У основного отверстия нижнее отклонение $EI=0$. Поле допуска направлено в сторону увеличения номинального размера. У основного вала верхнее отклонение равно $es=0$. Поле допуска направлено в сторону уменьшения номинального размера.

Основные отклонения обозначают буквами латинского алфавита: для отверстий – прописными A, B, C и т.д., для валов – строчными a, b, c и т.д. Преимущественно назначают посадки в системе отверстия с основным отверстием H , у которого $EI=0$.

Для посадок с зазором рекомендуют применять неосновные валы f, g, h ; для переходных посадок – g, k, m, n ; для посадок с натягом – p, r, s .

Посадки показывают на чертеже комбинациями условных обозначений полей допусков. Например, $\varnothing 40 \frac{H7}{f7}$ означает соединение двух деталей с номинальным диаметром 40 мм, обработанных по полям допусков $H7$ и $f7$ в системе отверстия. Цифры означают номер качества. Та же посадка в системе вала обозначается $\varnothing 40 \frac{F7}{h7}$.

При назначении посадок рекомендуется учитывать следующее: при неодинаковых допусках отверстия и вала больший допуск должен быть у отверстия (так как его сложнее изготовить с необходимой точностью), например $\frac{H7}{m6}$; допуски отверстия и вала могут отличаться не более чем на два качества. Значения допусков и посадок валов, отверстий и линейных размеров приведены в источнике [3].

5. Шероховатость поверхности детали, назначаемая при разработке чертежа, имеет, согласно ГОСТ 2789 – 73, обозначения по одному из следующих параметров: R_a – среднему арифметическому отклонению профиля или R_z – высоте неровностей профиля по десяти точкам.

Параметр R_a является основным для деталей в машиностроении, а параметр R_z в этом случае следует назначать на несопрягаемые обработанные поверхности.

Шероховатость поверхности детали должна соответствовать уровню точности поверхности, изготавливаемой тем или иным способом.

Грубой механической обработке поверхности (13 – 17 качества) соответствуют шероховатость $R_a=20\ldots 80$ мкм, $R_z=80\ldots 320$ мкм.

Получистой механической обработке поверхности (11 – 12 качества) соответствует шероховатости $R_a=2,5\ldots 10$ мкм, $R_z=10\ldots 40$ мкм.

Чистовой механической обработке поверхности (6 – 10 качества) соответствует шероховатость $R_a=0,32\ldots 1,25$ мкм.

Тонкой (особоточной) механической обработке поверхности (4 – 5 качества) соответствует шероховатость $R_a=0,16$ мкм и ниже.

В разрабатываемом рабочем чертеже детали для всех поверхностей, помимо размеров и их предельных отклонений, указывают величины шероховатости.

Текстовая часть рабочего чертежа необходима для лучшего понимания изображения детали, ее характеристик и точного изготовления. Она должна содержать только технические требования. Текстовую часть располагают над основной надписью.

Технические требования могут содержать сведения о неуказанных предельных отклонениях размеров (охватывающих и охватываемых, а также прочих), о справочных размерах, о термообработке и покрытиях (вид, размер, величину).

В основной надписи чертежа, кроме прочих сведений, указывают также материал детали и ГОСТ на него.

Пример оформления рабочего чертежа вала приведен в приложении Е.

ВНИМАНИЕ! Чертёж имеет оформительские ошибки и служит только как пример общего исполнения.

5. ОФОРМЛЕНИЕ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Оформление расчетно-пояснительной записки начинают после того, как произведены все анализы и расчеты, начерчены все чертежи, то есть разработка курсового проекта закончена. В записке приводят ход работы над проектом и ее результаты согласно этапов, содержание которых раскрыто в п. 1.2 настоящего методического пособия.

Содержание расчётно-пояснительной записки соответствует названию этапов и делится на девять разделов. Пример содержания приведен в приложении Б.

В тексте записки схемы и рисунки приводить **не следует**: все требующиеся объяснения иллюстрируют по чертежам. **Не следует** также слово в слово повторять текст настоящего учебно-методического пособия, а следует вести описание конкретно своего варианта задания.

В тексте записки допускается исправление орфографических ошибок с помощью штриховой жидкости и ручки с черной пастой.

Листы записки подшивают степлером или скоросшивателем. Допускается применение дополнительной прозрачной папки-обложки со скоросшивателем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Андреев Г.Я., Балакшин Б.С., Берштейн Г.Я. и др. Справочник металлиста: в 5 т., под ред. М.П. Новикова и П.Н. Орлова. М.: Машиностроение, 1977, Т. 4. 720 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. 9-е изд., перераб. и доп. /под ред. И.Н. Жестковой. М.: Машиностроение, 2006. Т. 2. 960 с.
3. Белкин И.М. Допуски и посадки (Основные нормы взаимозаменяемости): учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей высших технических заведений. М.: Машиностроение, 1992. 528 с.
4. Детали машин. Атлас конструкций /под ред. Д.Н.Решетова. М.: Машиностроение, 1979. 368 с.
5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для вузов, рек. МО РФ. 8-е изд., перераб. и доп. М.: Академия, 2003. 495 с.
6. Борушек С.С. и др. Единая система конструкторской документации: справочное пособие. М.: Изд-во стандартов, 1989. 352 с.
7. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: учебник для втузов. М.: Высш. шк., 2006. 407 с.
8. Чернавский С.А., Боков К.Н., Чернин И.М. и др. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие для машиностроит. спец. сузов, рек МО РФ. 3-е изд. стер., перепечатка с изд. 1987г. М.: Альянс, 2005. 414 с.
9. Мотор-редукторы и редукторы: каталог. М.: Изд-во стандартов, 1978. 311 с.
10. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчёт и проектирование деталей машин: учеб. пособие для тех. вузов. М.: Высш. шк., 2002. 276 с.
11. Решетов Д.Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
12. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие. 2-е изд., перераб. и доп. Калининград: Янтар. Сказ, 2004. 454 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

А. Задание на выполнение курсового проекта

Задание

на выполнение курсового проекта по дисциплине «Механика» или «Техническая механика» (вставить название той дисциплины, которую вы изучаете) студенту группы _____

фамилия, имя, отчество _____

шифр зачётной книжки _____

Состав курсового проекта

1. Задание на курсовое проектирование:

спроектировать электромеханический привод, состоящий из электродвигателя, муфты, закрытой зубчатой колёсной передачи и открытой передачи с гибкой связью;

сконструировать вал, на который насажена малая насадная деталь (шкив или звёздочка) открытой передачи, с учетом следующих условий:

мощность привода _____

частота вращения выходного вала _____

условия эксплуатации привода _____

вид муфты _____

2. Расчетно-пояснительная записка, состоящая из 15...20 страниц текста, расчетов, таблиц.

3. Графические материалы, состоящие из четырёх листов:

три листа формата А4 – схема привода кинематическая, спецификация чертежа общего вида муфты, рабочий чертёж вала;

один лист формата А3 – чертёж общего вида муфты.

4. Содержание разработки: согласно перечню этапов, приведенных в настоящем методическом пособии.

5. Дата выдачи задания _____

6. Срок защиты проекта _____

Руководитель курсового проектирования

преподаватель _____ / _____ /

подпись

Студент-проектант _____

подпись

СОДЕРЖАНИЕ

1. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ.....	
2. СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА.....	
3. ПОДБОР ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА.....	
4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА.....	
4.1. Подбор электродвигателя.....	
4.2. Расчёт передаточных чисел передач привода.....	
4.3. Расчёт частоты вращения каждого вала привода.....	
4.4. Расчёт мощности, передаваемой каждым валом привода...	
4.5. Расчёт вращающего момента на каждом валу привода.....	
5. РАСЧЁТ ОТКРЫТОЙ (какой) ПЕРЕДАЧИ...	
6. РАСЧЁТ ВАЛА ОТКРЫТОЙ (какой) ПЕРЕДАЧИ.....	
6.1. Предварительный расчет вала на прочность при кручении...	
6.2. Выбор типоразмера (КАКОЙ) муфты.....	
6.3. Расчёт длины ступени и шеек вала.....	
6.4. Расчёт вала на прочность при кручении и изгибе.....	
7. РАСЧЁТ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ.....	
8. РАСЧЁТ СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ.....	
9. РАСЧЁТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	
9.1. Предварительный выбор подшипников качения.....	
9.2. Проверка подшипников на долговечность.....	
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	
ПРИЛОЖЕНИЯ	
А. Чертеж кинематической схемы электромеханического привода.....	
Б. Чертёж общего вида (КАКОЙ) муфты.....	
В. Спецификация чертежа общего вида.....	
Г. Рабочий чертёж вала открытой (КАКОЙ) передачи.....	

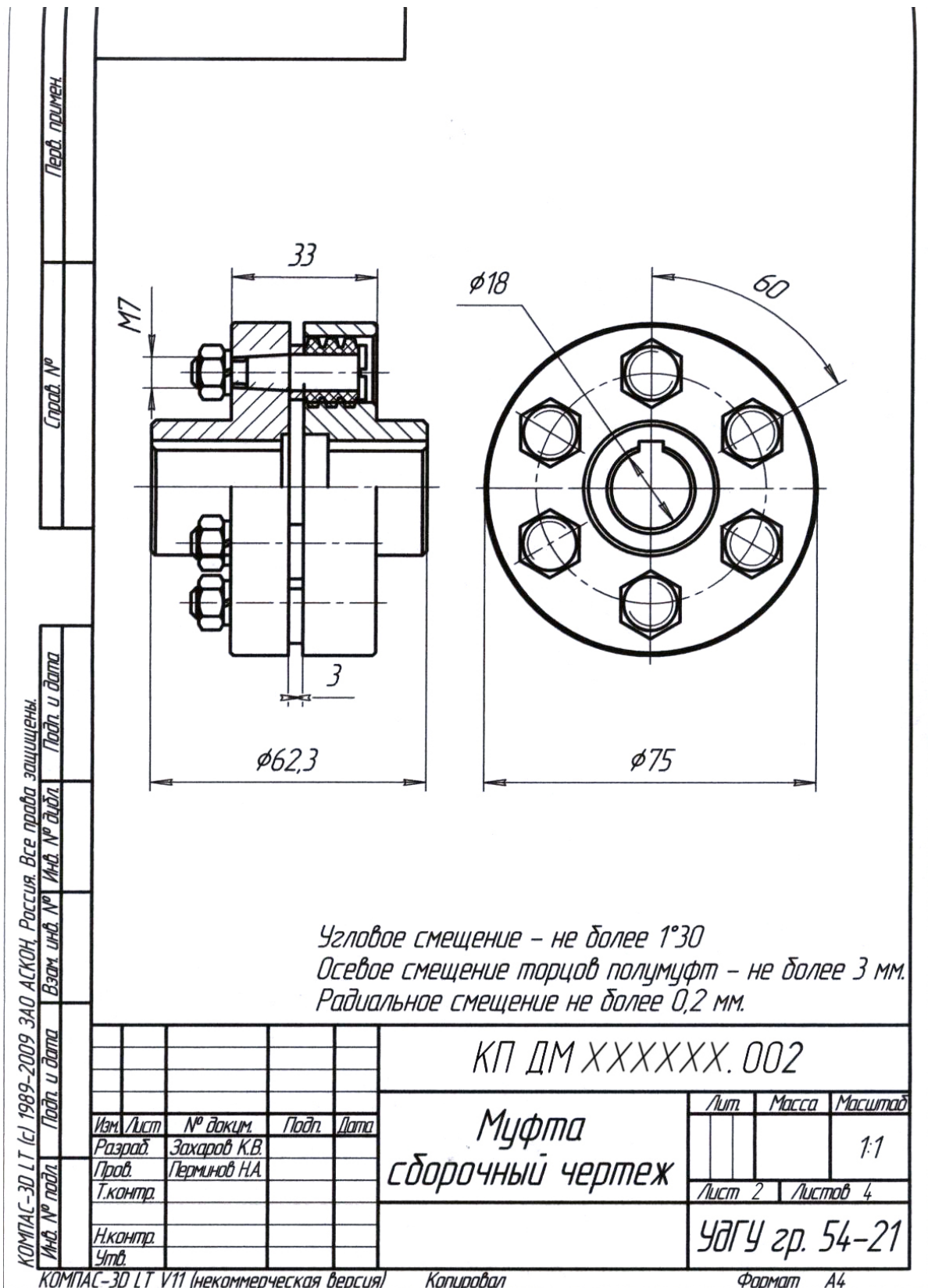
В. Пример оформления чертежа кинематической схемы
электромеханического привода
ВНИМАНИЕ! Чертёж имеет оформительские ошибки.

Справ. №	Перв. примен.	КП ДМ К1.001																																																			
Подп. и дата	Инв. № дубл.	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>Поз.</th> <th>Обозначение</th> <th>Наименование</th> <th>Кол.</th> <th>Примечание</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td></td> <td>Документация</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>4A100S2Y3</td> <td>Эл. двигатель</td> <td>1</td> <td></td> </tr> <tr> <td>2</td> <td></td> <td>Цепная передача</td> <td>1</td> <td></td> </tr> <tr> <td>3</td> <td></td> <td>Червячный редуктор</td> <td>1</td> <td></td> </tr> <tr> <td>4</td> <td></td> <td>Муфта упругая</td> <td>1</td> <td></td> </tr> <tr> <td>5</td> <td></td> <td>Муфта жесткая</td> <td>1</td> <td></td> </tr> <tr> <td>6</td> <td></td> <td>Рабочий вал машины</td> <td>1</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание			Документация			1	4A100S2Y3	Эл. двигатель	1		2		Цепная передача	1		3		Червячный редуктор	1		4		Муфта упругая	1		5		Муфта жесткая	1		6		Рабочий вал машины	1												
Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание																																																	
		Документация																																																			
1	4A100S2Y3	Эл. двигатель	1																																																		
2		Цепная передача	1																																																		
3		Червячный редуктор	1																																																		
4		Муфта упругая	1																																																		
5		Муфта жесткая	1																																																		
6		Рабочий вал машины	1																																																		
Подп. и дата	Взам. инв. №	КП ДМ ХХХХХХ К1.001 <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>Изм.</th> <th>Лист</th> <th>№ докум.</th> <th>Подп.</th> <th>Дата</th> <th rowspan="4" style="text-align: center; vertical-align: middle;"> Привод электромеханический (схема кинематическая) </th> <th>Лист</th> <th>Масса</th> <th>Масштаб</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Разраб.</td> <td></td> <td>Корженко А.В.</td> <td><i>AK</i></td> <td>11.05.10</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Пров.</td> <td></td> <td>Перминов Н.А.</td> <td><i>HP</i></td> <td>11.05.10</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Т.контр.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Н.контр.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>Лист 1</td> <td>Листов 4</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Утв.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td colspan="3" style="text-align: center;">УдГУ ФЭФ зр.54-21</td> </tr> </tbody> </table>	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Привод электромеханический (схема кинематическая)	Лист	Масса	Масштаб	Разраб.		Корженко А.В.	<i>AK</i>	11.05.10				Пров.		Перминов Н.А.	<i>HP</i>	11.05.10				Т.контр.								Н.контр.						Лист 1	Листов 4		Утв.						УдГУ ФЭФ зр.54-21		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Привод электромеханический (схема кинематическая)	Лист	Масса		Масштаб																																												
Разраб.		Корженко А.В.	<i>AK</i>	11.05.10																																																	
Пров.		Перминов Н.А.	<i>HP</i>	11.05.10																																																	
Т.контр.																																																					
Н.контр.						Лист 1	Листов 4																																														
Утв.						УдГУ ФЭФ зр.54-21																																															

Копировал

Формат А4

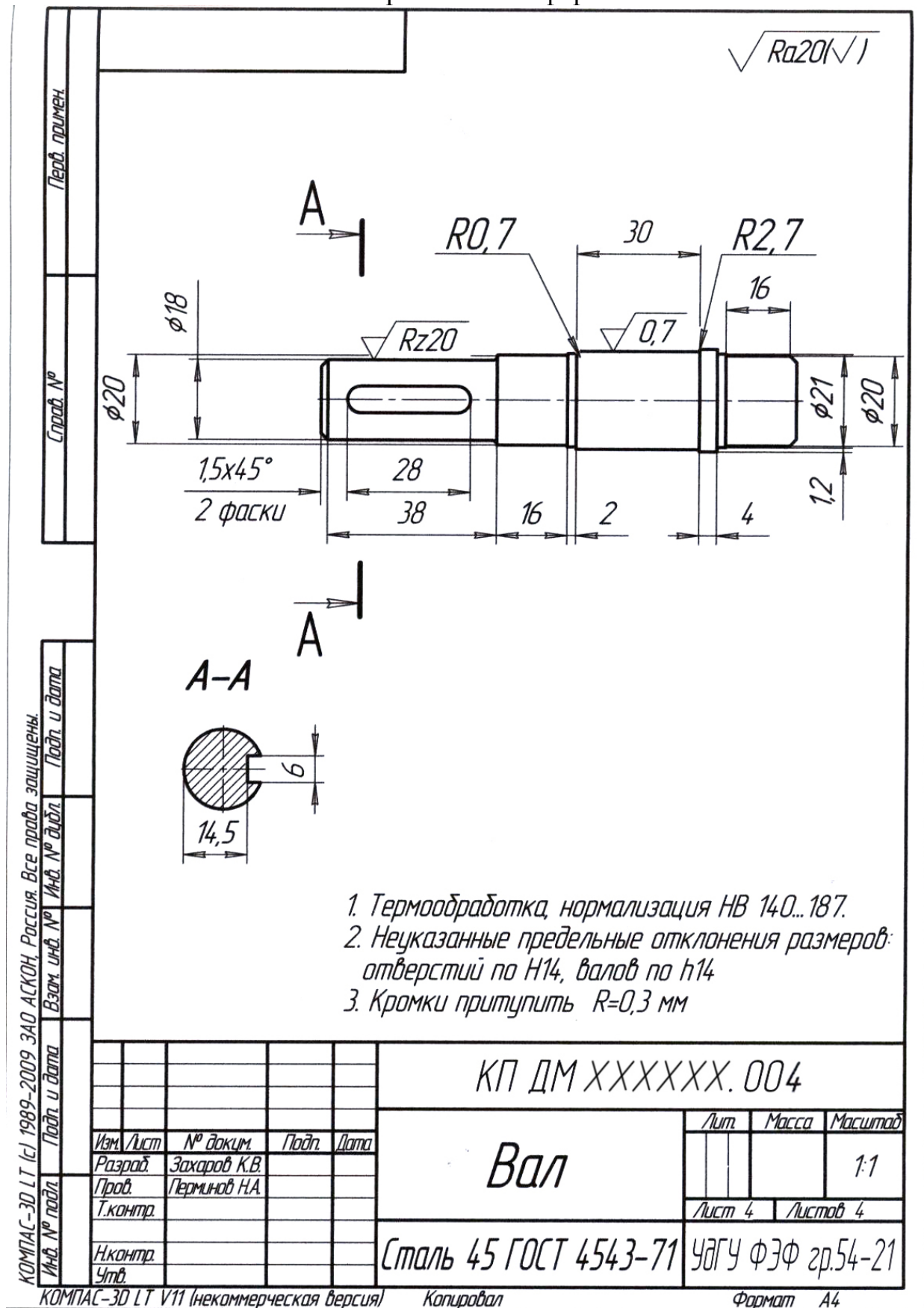
Г. Пример оформления чертежа общего вида муфты
ВНИМАНИЕ! Чертёж имеет оформительские ошибки.



ВНИМАНИЕ! Чертёж имеет оформительские ошибки.

КП ДМ ХХХХХХ. 003

Е. Пример оформления рабочего чертежа вала
ВНИМАНИЕ! Чертёж имеет оформительские ошибки.



Перминов Николай Алексеевич

Проектирование
электромеханических
приводов и конструирование
деталей машин

Учебно-методическое пособие

Подписано в печать Формат 60×84¹/₈.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 6,97. Уч.-изд. л. 4,22.
Тираж 50 экз. Заказ №

Издательство «Удмуртский университет»
426034, Ижевск, Университетская, 1, корп. 4.