

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**Методические рекомендации для
самостоятельной работы обучающихся по дисциплине**

Б1.В.08 Детали машин и основы конструирования

Направление подготовки (специальность) 35.03.06. - Агроинженерия

Профиль образовательной программы: Технические системы в агробизнесе

Форма обучения очная

СОДЕРЖАНИЕ

1. Организация самостоятельной работы	3
2. Методические рекомендации по выполнению курсового проекта	4
2.1. Цели и задачи курсового проекта	4
2.2. Порядок и сроки выполнения курсового проекта	4
2.3. Структура курсового проекта	5
2.4. Требования к оформлению курсового проекта	5
2.5. Критерии оценки	7
2.6. Рекомендованная литература	7
3. Методические рекомендации по самостоятельному изучению вопросов	8
4. Методические рекомендации по подготовке к занятиям	35

1. ОРГАНИЗАЦИЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

1.1. Организационно-методические данные дисциплины

№ п.п.	Наименование темы	Общий объем часов по видам самостоятельной работы				
		подготовка курсового проекта	подготовка реферата/эссе	индивидуальные домашние задания (ИДЗ)	самостоятельное изучение вопросов (СИБ)	подготовка к занятиям (ПкЗ)
1	2	3	4	5	6	7
1	Тема 1 Введение. Общие сведения о деталях машин.		x		-	-
2	Тема 2 Прямозубые цилиндрические передачи.		x	6	2	2
3	Тема 3 Косозубые цилиндрические передачи.		x		2	-
4	Тема 4 Конические передачи.		x		2	2
5	Тема 5 Червячные передачи.		x		2	-
6	Тема 6 Планетарные передачи.		x		2	2
7	Тема 7 Ремённые передачи.		x		-	2
8	Тема 8 Цепные передачи.		x		-	-
9	Тема 9 Валы и оси. Расчёт валов.		x	2	-	2
10	Тема 10 Подшипники скольжения. Расчёт.		x		2	2
11	Тема 11 Подшипники качения. Расчёт.		x	2	2	2
12	Тема 12 Заклёпочные, клеевые, сварные соединения. Расчёт.		x		2	-
13	Тема 13 Шпоночные, шлицевые соединения. Расчёт.		x		2	2
14	Тема 14 Резьбовые		x		-	2

	соединения.					
15	Тема 15 Резьбовые соединения. Расчет.		x		-	-
16	Тема 16 Общие сведения о муфтах. Глухие муфты. Жёсткие компенсирующие муфты. Расчёт		x		2	2
17	Тема 17 Обгонные и центробежные муф ты. Расчёт.		x		-	-
18	Тема 18 Введение в курс ПТМ.		x		-	-
19	Тема 19 Грузоподъемные машины.		x		-	1
20	Тема 20 Грузозахватные приспособления		x		2	1
21	Тема 21 Элементы грузовых и тяговых устройств		x		-	1
22	Тема 22 Механизмы подъема груза		x		-	1
23	Тема 23 Механизмы передвижения и поворота		x		2	1
24	Тема 24 Металлоконструк ция кранов.		x		2	1
25	Тема 25 Проектирование и расчет транспортирующи х машин с тяговым органом	10	x		2	1
26	Тема 26 Проектирование и расчет транспортирующи х машин без тягового органа		x		-	1

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

2.1 Цели и задачи курсового проекта.

1. Научиться выполнять расчёт зубчатой, конической, червячной, ремённой, цепной передач.

2. По полученным результатам расчёта выполнять эскиз редуктора.
3. Производить расчёт валов.
4. Расчёт и подбор подшипников.
5. Выбирать и рассчитывать шпоночное соединение.
6. Производить расчёт конструктивных элементов редуктора.
7. Выбирать и рассчитывать муфту.
8. Подбирать масло для редуктора.
9. Уметь работать с технической литературой.
10. Уметь работать с графическими программами.

2.2 Порядок и сроки выполнения курсового проекта.

1. Выполняем проектный и проверочный расчёт передач входящих в привод.
2. Выполняем компоновку редуктора.
3. Производим основной и проверочный расчёт валов.
4. Рассчитываем и подбираем подшипники для опор валов редуктора.
5. Для каждого соединения рассчитываем шпоночное соединение.
6. Для привода подбираем и рассчитываем на прочность муфту.
7. Определяем конструктивные элементы редуктора.
8. Выбираем масло для редуктора и опор.
9. Выполняем сборочный чертёж редуктора.
10. Составляем спецификацию на сборочный чертёж редуктора.
11. Выполняем рабочие чертежи деталей редуктора.
12. Выполняем сборочный чертёж привода.
13. Составляем спецификацию на сборочный чертёж привода.

Ключевым моментом в порядке выполнения курсового проекта является срок ее сдачи на кафедру. Срок сдачи на кафедру утверждается приказом в кафедре. Студенты, сдавшие проекты после утвержденной даты, лишаются гарантии ее проверки до начала сессии, а потому возможен их не допуск к зачёту по данной дисциплине.

2.3 Структура курсового проекта:

Содержание.

1. Задание на курсовой проект.
2. Назначение привода и его особенности.
3. Определение КПД привода.
4. Выбор электродвигателя.
5. Определение передаточного числа привода и распределение его между ступенями.

6. Определение угловой скорости, мощности и крутящего момента на всех валах.
7. Расчет быстроходной и тихоходной зубчатой передачи.
8. Расчет цепной передачи.
9. Предварительный расчет валов.
10. Основной расчет валов с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов .
11. Проверочный расчет валов и осей.
12. Определение суммарных опорных реакций и расчет подшипников.
13. Выбор и проверка расчетом шпоночных соединений.
14. Выбор конструктивных элементов редуктора по эмпирическим формулам.
15. Выбор системы смазки и смазочного вещества для редуктора и опор.
16. Выбор и расчет муфт.
17. Выбор посадок для деталей привода.
18. Краткое описание конструкций с обоснованием основных конструктивных решений и параметров.
19. Краткое описание технологического процесса сборки редуктора.
20. Список использованных источников.

2.4 Требования к оформлению курсового проекта.

Курсовой проект – квалификационная работа студента, предназначенная для объективного контроля сформированности знаний, умений и навыков решать задачи по видам профессиональной деятельности, установленным образовательным стандартом специальности, и предусматривающая синтез физического или идеального объекта проектирования.

Студент выполняет курсовой проект самостоятельно под контролем руководителя. Ответственность за принятые в курсовом проекте решения, качество выполнения, а также за своевременное выполнение проекта) несет автор – студент.

Курсовой проект должен содержать все предусмотренные заданием результаты проектирования (создания в виде информации) новых изделий, процессов, нормативных документов.

Рекомендуемый объем проекта (работы):

- пояснительная записка – 20-25 страниц рукописного текста;
- графическая часть – 2-3 листа формата А1.

Организация работы над курсовым проектом

Курсовой проект выполняется студентом в течение времени, отведенного на курсовое проектирование рабочим учебным планом соответствующей специальности.

Руководителями курсовых проектов назначаются профессора и доценты, а также научные сотрудники и высококвалифицированные специалисты ОГАУ.

Пояснительная записка (ПЗ) курсового проекта переплетается или подшивается в папку.

Записка оформляется на одной стороне листов нелинованной бумаги формата А4 без рамки с полем для подшивки (25...30) мм, правое поле – 10 мм, верхнее и нижнее поля около 20 мм.

Пояснительная записка печатается на принтере. Текст должен быть четким и разборчивым, допускается не более трех исправлений на одной странице. Исправления вносят после подчистки текста или его закрашивания. Заметные повреждения листов и остатки прежнего текста не допускаются.

Все страницы ПЗ, включая приложения, должны иметь сквозную нумерацию. В общей нумерации учитывают все страницы, включая те, на которых номера страниц не указаны (например, на титульном листе, задании на проектирование и др.). Номера страниц проставляются в правом верхнем углу.

Для защиты курсового проекта на кафедре создается комиссия (комиссии), которая заслушивает студента и определяет оценку. Законченный курсовой проект, подписанный студентом, представляются руководителю, который подписывает его. Допуск студента к защите фиксируется подписью руководителя на титульном листе пояснительной записки курсового проекта.

Состав курсового проекта

Курсовой проект включает в себя две равноправных части: Пояснительную записку (ПЗ) и графические материалы. В Пояснительной записке допускаются ссылки на графическую часть, но для удобства чтения в ней может быть частично продублировано содержание материалов графической части.

В состав курсового проекта входят:

- Задание на курсовое проектирование (Включается в состав ПЗ).
- Текстовая часть проекта (Включается в состав ПЗ).
- Графическая часть проекта (конструкторская документация проекта в виде чертежей).

2.5 Критерии оценки:

- правильность оформления работы;
- использование современной литературы;

- правильная формулировка целей и задач исследования;
- логичность, умение обобщать, делать выводы, аргументированно отвечать на вопросы;
- использование возможностей лабораторного оборудования, программного обеспечения;
- сроки сдачи.

2.6 Рекомендованная литература.

2.6.1 Основана литература:

1. Иванов М.Н. Детали машин: учебник / М.Н. Иванов. – 7-е изд. перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2002. – 408 с.
2. Эрдеди А.А. Детали машин: учебник / А.А. Эрдеди, Н.А. Эрдеди. – 2-е изд., исп. и доп. – М.: Высшая школа, 2002. - 285 с.

2.6.2 Дополнительная литература:

1. Ерохин М.Н., Карп А.В. и др. Проектирование и расчет подъемно-транспортных машин сельскохозяйственного назначения М.: Колос, 1999. – 228 с.
2. Колпаков А.В., Карнаухов И.Е. Проектирование и расчёт механических передач. – М.: Колос, 2000. - 328 с.
3. Чернавский С.А. Проектирование механических передач. – М.: Машиностроение, 1984. - 560 с.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОМУ ИЗУЧЕНИЮ ВОПРОСОВ

3.1 Цилиндрические передачи Новикова. Передача между валами с перекрещивающимися валами.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на расчёт зубчатых передач на контактную прочность и на изгиб зуба.

3.2 Расчёт на прочность.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на особенности прочностного расчёта косозубых передач, конических и планетарных передач.

3.3 Расчёт на прочность.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на особенности прочностного расчёта косозубых передач, конических и планетарных передач.

3.4 Расчёт на прочность.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на особенности прочностного расчёта косозубых передач, конических и планетарных передач.

3.5 Особенности сборки планетарных передач.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на порядок сборки планетарных передач.

3.6 Расчёт на прочность.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на особенности прочностного расчёта косозубых передач, конических и планетарных передач.

3.7 Разновидности подшипников скольжения.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на материалы из которых изготавливаются подшипники скольжения.

3.8 Расчёт.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на особенности расчёта подшипников качения.

3.9 Заклепочные соединения.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на расчёт заклёпочных соединений.

3.10 Соединения дуговой сваркой и контактной сваркой.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на виды контактной и дуговой сварок.

3.11 Расчёт разъёмных соединений.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на типы разъёмных соединений, их расчёт.

3.12 Подвижные муфты.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на конструкцию подвижных муфт.

3.13 Стропы.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на способ крепления груза стропами.

3.14 Клещевые захваты.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на расчёт клещевых захватов.

3.15 Расчет механизма передвижения с канатной тягой.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на механизм передвижения крана с помощью канатной тяги.

3.16 Автоматические грузоупорные тормоза.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на систему автоматической работы грузоупорных тормозов.

3.17 Проектирование металлоконструкций консольного типа.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на материалы используемые в металлоконструкциях кранов.

3.18 Соединения элементов металлоконструкций.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на способ крепления элементов металлоконструкции кранов.

3.19 Устройство и основы проектирования скребковых транспортеров.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на расчёт скребковых транспортёров.

Образец титульного листа и содержания курсового проекта.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра проектирования
и управления в технических
системах

РАСЧЁТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»

Выполнил: студент (группа)

Ф.И.О.
Проверил: преподаватель
Ф.И.О.

Оренбург, 201_

2. Назначение привода и его особенности.

В курсовом проекте перед нами была поставлена задача: рассчитать и спроектировать привод ленточного транспортера, который предназначен для передачи энергии к рабочему органу машины - барабану, с преобразованием моментов, скоростей и т.д.

Привод - это устройство, приводящее в движение машины и механизмы. Состоит из источника энергии, передаточного механизма и аппаратуры управления. В зависимости от конкретных условий конструктор, проектирующий механическое приводное устройство, рассматривает варианты применения передач различных типов-зубчатых, червячных, ременных, цепных, фрикционных и их целесообразных сочетаний.

Передаточный механизм состоит из двухступенчатого цилиндрического прямозубого редуктора, цепной передачи. Для соединения выходного вала редуктора и шкива привода барабана используется муфта упругая втулочно-пальцевая.

Редуктор - это механизм, служащий для уменьшения частоты вращения и увеличения крутящего момента на выходном валу. В редукторе (по заданию) используется зубчатая двухступенчатая передача с цилиндрическими прямозубыми колесами.

Особенностью редуктора является то, что тихоходная ступень смазывается с помощью дополнительной шестерни, установленной на быстроходном валу.

3. Определение коэффициента полезного действия привода.

Зубчатая передача

$$\eta_z = 0,95 \dots 0,97.$$

Цепная передача

$$\eta_{\text{ц}} = 0,94 \dots 0,96.$$

Коэффициент полезного действия привода

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_z^2 \cdot \eta_{\text{ц}} = 0,96^2 \cdot 0,95 = 0,876.$$

4. Выбор электродвигателя.

а) Определение мощности на выходном валу.

$$P_{\text{в.в.}} = \frac{F \cdot V}{1000} = \frac{8000 \cdot 0,4}{1000} = 3,2 \text{ кВт}$$

б) Определение мощности на электродвигателе.

$$P_{\text{э.д.}} = \frac{P_{\text{в.в.}}}{\eta_{\text{пр}}} = \frac{3,2}{0,876} = 3,65 \text{ кВт}$$

в) Выбор электродвигателя.

Марка 4А112МВ6УЗ, $P_{эл.дв.}=4$ кВт, $n_{эл.дв.}=950$ мин⁻¹

5. Определение передаточного числа привода и распределение его между ступенями.

а) Определение передаточного числа привода.

$$U_{i\delta} = \frac{\omega_{\ddot{a}\ddot{a}}}{\omega_4} = \frac{101}{2,13} = 47,34 ,$$

$$\omega_{\ddot{a}\ddot{a}} = \frac{2 \cdot V \cdot 10^3}{D} = \frac{2 \cdot 0,4 \cdot 10^3}{375} = 2,13 \text{ рад/с}$$

б) Распределение

$$U_{np.} = U_{цеп.} \cdot U_{ред.}$$

$$U_{цеп.} = 2 \dots 3$$

Принимаем $U_{цеп.} = 2$

в) Определение передаточного числа редуктора

$$U_{ред.} = U_{\delta\ddot{a}\ddot{a}} = \frac{U_{i\delta}}{U_{\ddot{a}\ddot{a}}} = \frac{47,34}{2} = 23,67$$

г) Определение стандартного передаточного отношения редуктора.

$$U_{\delta\ddot{a}\ddot{a}}^{\ddot{a}} = U_{\ddot{a}}^{\ddot{a}} \cdot U_{\ddot{a}}^{\ddot{a}} = 6,3 \cdot 3,55 = 22,365$$

д) Определение действительного передаточного числа цепной передачи.

$$U_{\delta\ddot{a}\ddot{a}} = \frac{U_{i\delta}}{U_{\ddot{a}\ddot{a}}^{\ddot{a}}}$$

$$U_{\delta\ddot{a}\ddot{a}} = \frac{47,34}{22,365} = 2,12$$

$$U_1 = U_{\ddot{a}\ddot{a}} = 2,15$$

$$U_2 = U_{\ddot{a}} = 6,3$$

$$U_3 = U_{\ddot{a}} = 3,55$$

6. Определение угловой скорости, мощности и крутящего момента на всех валах.

а) Определение угловой скорости на всех валах.

$$\omega_1 = \omega_{\dot{\varphi}_{\text{вв.}}} = 101 \text{ рад/с}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_1} = \frac{101}{2,12} = 47,64 \text{ рад/с}$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{U_2} = \frac{47,64}{6,3} = 7,56 \text{ рад/с}$$

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{U_3} = \frac{7,56}{3,55} = 2,13 \text{ рад/с}$$

б) Определение мощности на всех валах.

$$P_1 = P_{\dot{\varphi}_{\text{вв.}}} = 3,65 \text{ кВт}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\dot{\varphi}_{\text{вв.}}} = 3,65 \cdot 0,95 = 3,47 \text{ кВт}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\dot{\varphi}_{\text{вв.}}} = 3,47 \cdot 0,96 = 3,33 \text{ кВт}$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{\dot{\varphi}_{\text{вв.}}} = 3,33 \cdot 0,96 = 3,2 \text{ кВт}$$

в) Определение крутящего момента на всех валах.

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1} = \frac{3,65 \cdot 10^3}{101} = 36,14 \text{ Н·м}$$

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2} = \frac{3,47 \cdot 10^3}{47,64} = 72,84 \text{ Н·м}$$

$$T_3 = \frac{P_3 \cdot 10^3}{\omega_3} = \frac{3,33 \cdot 10^3}{7,56} = 440,5 \text{ Н·м}$$

$$T_4 = \frac{P_4 \cdot 10^3}{\omega_4} = \frac{3,2 \cdot 10^3}{2,13} = 1502,35 \text{ Н·м}$$

7. Проектный и проверочный расчет прямозубых цилиндрических передач.

1. Выбор материала зубчатых колес, его термическую обработку и механические характеристики.

Шестерня и колесо: Нормализация

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	σ_b , Н/мм ²	σ_t , Н/мм ²	Твердость, НВ
45	100-300	570	290	167-217

2. Определение допустимого контактного напряжения для шестерни и колеса.

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_{HL},$$

где $\sigma_{H \lim b}$ - предел контактной выносливости поверхности зубьев,

соответствующий базовому числу циклов напряжений.

$$\sigma_{H \lim b} = 2HB + 70 = 2 \cdot 192 + 70 = 454 \text{ МПа}$$

Z_R - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхностей

Z_V - коэффициент, учитывающий окружную скорость передачи

При приближенном расчете коэффициенты можно принимать $Z_R Z_V = 1$.

S_H - коэффициент безопасности зубчатых колес, $S_H = 1,1$ (с однородной структурой материала).

K_{HL} - коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \quad 1 < K_{HL} \leq 2,4$$

где N_{HE} - число циклов нагружения каждого из зубьев рассчитываемого колеса за весь срок службы передачи

$$N_{HE} = 573 \cdot \omega_3 \cdot c \cdot \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \cdot t_i$$

$T_{\max}$ - максимальный из моментов, учитываемых при расчете /график нагрузки в задании/

T_i - передаваемые моменты в течение времени t_i

$$t = 300 \cdot 8 \cdot \text{кол.лет} \cdot \text{кол.смен} = 300 \cdot 8 \cdot 4 \cdot 2 = 19200 \text{ часов.}$$

ω - угловая скорость колеса

N_{HO} - базовое число циклов нагружения, $N_{HO} = 10^7$ ($HB < 200$).

c - число одинаковых зубчатых колес, сцепляющихся с рассчитываемым зубчатым колесом, $c = 1$.

$$N_{HE} = 573 \cdot \omega_3 \cdot c \cdot \left[\left(\frac{\dot{O}_{\max}}{\dot{O}_{\max}} \right)^3 \cdot 0,5t + \left(\frac{0,7\dot{O}_{\max}}{\dot{O}_{\max}} \right)^3 \cdot 0,5t \right],$$

$$N_{HE} = 573 \cdot 7,56 \cdot 1 \left[1^3 \cdot 0,5 \cdot 19200 + 0,7^3 \cdot 0,5 \cdot 19200 \right] = 5,59 \cdot 10^7$$

Т.к. $N_{HE} > N_{HO}$, то деталь работает в зоне горизонтальной кривой усталости и $K_{HL} = 1$

$$[\sigma]_H = \frac{192}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 = 174,545 \text{ МПа}$$

3. Коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий неравномерности распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta} = 1,2$.

4. Коэффициент ширины редукторных зубчатых колес улучшенных сталей

$\psi_{ba}=0,4$ (при несимметричном расположении).

5. Определение межосевого расстояния, исходя из контактной прочности

$$a_w = K_a \cdot (U_a + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot K_{H\beta}}{U_a^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma]_H^2}}$$

$K_a=495$ для прямозубых колес

$$a_w = 495 \cdot (6,3 + 1) \sqrt[3]{\frac{440,5 \cdot 1,2}{6,3^2 \cdot 0,4 \cdot 412,7^2}} = 209,7 \text{ мм}$$

a_w – округляем по СТ СЭВ 229-75

Выбираем $a_w=225$ мм.

6. Модуль зубчатых передач для редукторов определяем по формуле

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 225 = 2,25 \dots 4,5 \text{ мм.}$$

m – округляем по СТ СЭВ 310-76

$$m=2,5 \text{ мм.}$$

7. Число зубьев колес

$$Z_c = Z_1 + Z_2 = \frac{2 \cdot a_w}{m} = \frac{2 \cdot 225}{2,5} = 180$$

$$Z_1 = \frac{Z_c}{U_a + 1} = \frac{180}{6,3 + 1} = 24 \text{ - шестерня}$$

$$Z_2 = Z_c - Z_1 = 180 - 24 = 156 \text{ - колесо.}$$

8. Фактическое передаточное число

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{156}{24} = 6,5$$

9. Окружная скорость в зацеплении

$$V = \omega_2 \cdot \frac{m \cdot Z_1}{2 \cdot 10^3} = 47,64 \cdot \frac{2,5 \cdot 24}{2 \cdot 10^3} = 1,43 \text{ м/с}$$

10. Рабочая ширина колеса

$$b = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 225 = 90 \text{ мм.}$$

11. Коэффициент диаметра

$$\psi_{bd} = \psi_{ba} \cdot \frac{U_a + 1}{2} = 0,4 \cdot \frac{6,5 + 1}{2} = 1,5$$

12. Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям.
Шестерня:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \cdot (U_{\dot{a}} + 1)}{d_1 \cdot U_{\dot{a}}}} \leq [\sigma]_H$$

где d_1 - диаметр начальной окружности шестерни,

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 2,5 \cdot 24 = 60 \text{ мм}$$

Предварительно определяется окружная сила

$$F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 72,84 \cdot 10^3}{60} = 2428 \text{ Н}$$

Степень точности передачи 9

Для стальных прямозубых передач:

$$Z_H = 1,76 ; Z_M = 275 ; Z_\varepsilon = 0,9$$

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$$

рад/с

где $K_{H\beta} = 1,2$

$$K_{H\alpha} = 1,075$$

$$\omega_{Ht} = \frac{2428}{90} \cdot 1,2 \cdot 1,075 = 34,8$$

$$\sigma_H = 1,76 \cdot 275 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{\frac{34,8 \cdot (6,5 + 1)}{60 \cdot 6,5}} = 356,36 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H$$

13. Основные размеры зубчатой пары.

$$d_{w1} = d_1 = m \cdot Z_1 = 2,5 \cdot 24 = 60 \text{ мм}$$

$$d_{w2} = d_2 = m \cdot Z_2 = 2,5 \cdot 156 = 390 \text{ мм}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 60 + 2 \cdot 2,5 = 65 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 390 + 2 \cdot 2,5 = 395 \text{ мм}$$

$$b = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 225 = 90 \text{ мм}$$

14. Составляющие силы, действующие в зацеплении:

$$\text{окружная сила } F_{t1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 72,84 \cdot 10^3}{60} = 2428 \text{ Н}$$

$$\text{радиальная сила } F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_w = 2428 \cdot \tan 20^\circ = 883,719 \text{ Н}$$

где $\alpha_w = 20^\circ$

15. Проверочный расчет по напряжениям изгиба зубьев шестерни и колеса

$$\sigma_F = y_F \cdot \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F],$$

где $y_{F1} = 3,9$, $y_{F2} = 3,6$ - коэффициент формы зуба, выполненный без смещения

$[\sigma_F]$ - допускаемые изгибные напряжения, МПа

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL},$$

где $\sigma_{Flimb} = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 192 = 345,6$ МПа – базовый предел выносливости зубьев по излому;

$S_F = 2$ - коэффициент безопасности;

$K_{FC} = 1$ при нереверсивной нагрузке;

$$\text{При } HB \leq 350 \quad K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}, \quad 1 \leq K_{FL} \leq 2$$

где $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$

При переменном режиме нагрузки

$$N_{FE} = 573 \cdot \omega_3 \cdot c \cdot \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^m t_i$$

где $m=6$ – для нормализованных и улучшенных сталей, а также при поверхностном упрочнении;

$c=1$ – число одинаковых зубчатых колес, сцепляющихся с рассчитываемым зубчатым колесом;

T_{max} – максимальный из действующих моментов;

T_i – передаваемые моменты в течение времени t_i ;

$$N_{FE} = 573 \cdot 7,56 \cdot 1 \cdot (1^6 \cdot 0,5 \cdot 19200 + 0,7^6 \cdot 0,5 \cdot 19200) = 46,54 \cdot 10^6$$

Т.к. $N_{FE} > N_{FO}$, то $K_{FL} = 1$;

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \quad H/mm,$$

где $K_{F\beta} = 1,415$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;

$K_{FV} = 1,19$ – коэффициент динамической нагрузки.

$$\omega_{Ft} = \frac{2428}{90} \cdot 1,415 \cdot 1,19 = 45,43 \text{ Н/мм}$$

$$[\sigma_F] = \frac{345,6}{2} \cdot 1 \cdot 1 = 172,8 \text{ МПа}$$

$[\sigma_F]$ - допускаемые изгибные напряжения, МПа

$$\sigma_{F1} = 3,9 \cdot \frac{45,43}{2,5} = 70,87 \text{ Н/мм}^2 \leq \sigma_F$$

$$\sigma_{F2} = 3,6 \cdot \frac{45,43}{2,5} = 65,41 \text{ Н/мм}^2 \leq \sigma_F$$

Расчет тихоходной и цепной передачи выполняется в программе APM Trans.

9. Предварительный расчет валов из расчета только на кручение.

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot \tau}}$$

где $[\tau]$ - допускаемое условное напряжение при кручении, $\tau = 15...20 \text{ Н/мм}^2$

Принимаем $[\tau] = 15 \text{ МПа}$;

T - крутящий момент на валу, Н·м.

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot \tau}} = \sqrt[3]{\frac{72,84 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 16}} = 28,3 \text{ мм} \quad \text{принимаем } d_2 = 28 \text{ мм.}$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot \tau}} = \sqrt[3]{\frac{440,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 16}} = 51,6 \text{ мм} \quad \text{принимаем } d_3 = 52 \text{ мм.}$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{T_4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot \tau}} = \sqrt[3]{\frac{1502,35 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 16}} = 77,7 \text{ мм} \quad \text{принимаем } d_4 = 80 \text{ мм.}$$

10. Основной расчёт валов и осей с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов

Вертикальная плоскость.

Определяем реакции опор.

$$\sum m_{\hat{N}} F_i = 0$$

$$R_D^{\hat{A}} \cdot 284 + F_{r4} \cdot 94,5 = 0$$

$$R_D^{\hat{A}} = -\frac{F_{r4} \cdot 94,5}{284} = -\frac{2514,072 \cdot 94,5}{284} = -836,549 \text{ Н}$$

$$\sum m_D F_i = 0$$

$$-R_D^{\hat{A}} \cdot 284 - F_{r4} \cdot 189,5 = 0$$

$$R_{\bar{N}}^{\hat{A}} = -\frac{F_{t4} \cdot 189,5}{284} = -\frac{2514,072 \cdot 189,5}{284} = -1677,523 \text{ Н}$$

Проверка: $\sum \ddot{i} \delta_Y F_i = 0$

$$R_{\bar{C}}^{\hat{A}} + R_{\bar{D}}^{\hat{A}} + F_{t4} = 0$$

$$-1677,523 - 836,549 - 2514,072 = 0 \quad \text{Верно}$$

Изгибающие моменты.

Участок 1. $0 \leq U_1 \leq 0,0945 \text{ м.}$

$$\dot{I}_{\delta 1} = -(-R_{\bar{N}}^{\hat{A}} \cdot U_1) = R_{\bar{N}}^{\hat{A}} \cdot U_1$$

$$\dot{I}_{\delta 1} = -158,5 \text{ Ё} \cdot \dot{i}$$

Участок 2. $0 \leq U_2 \leq 0,1895 \text{ м}$

$$M_{\delta 2} = -(-R_{\bar{D}}^{\hat{A}} \cdot U_2) = R_{\bar{D}}^{\hat{A}} \cdot U_2$$

$$M_{\delta 2} = -158,5 \text{ Ё} \cdot \dot{i}$$

Горизонтальная плоскость.

$$\sum m_C F_i = 0$$

$$R_{\bar{D}}^{\hat{A}} \cdot 284 + F_{t4} \cdot 94,5 = 0$$

$$R_{\bar{D}}^{\hat{A}} = -\frac{F_{t4} \cdot 94,5}{284} = -\frac{6907,356 \cdot 94,5}{284} = -2298,398 \text{ Н}$$

$$\sum m_D F_i = 0$$

$$-R_{\bar{N}}^{\hat{A}} \cdot 284 - F_{t4} \cdot 189,5 = 0$$

$$R_{\bar{N}}^{\hat{A}} = -\frac{F_{t4} \cdot 189,5}{284} = -\frac{6907,356 \cdot 189,5}{284} = -4608,958 \text{ Н}$$

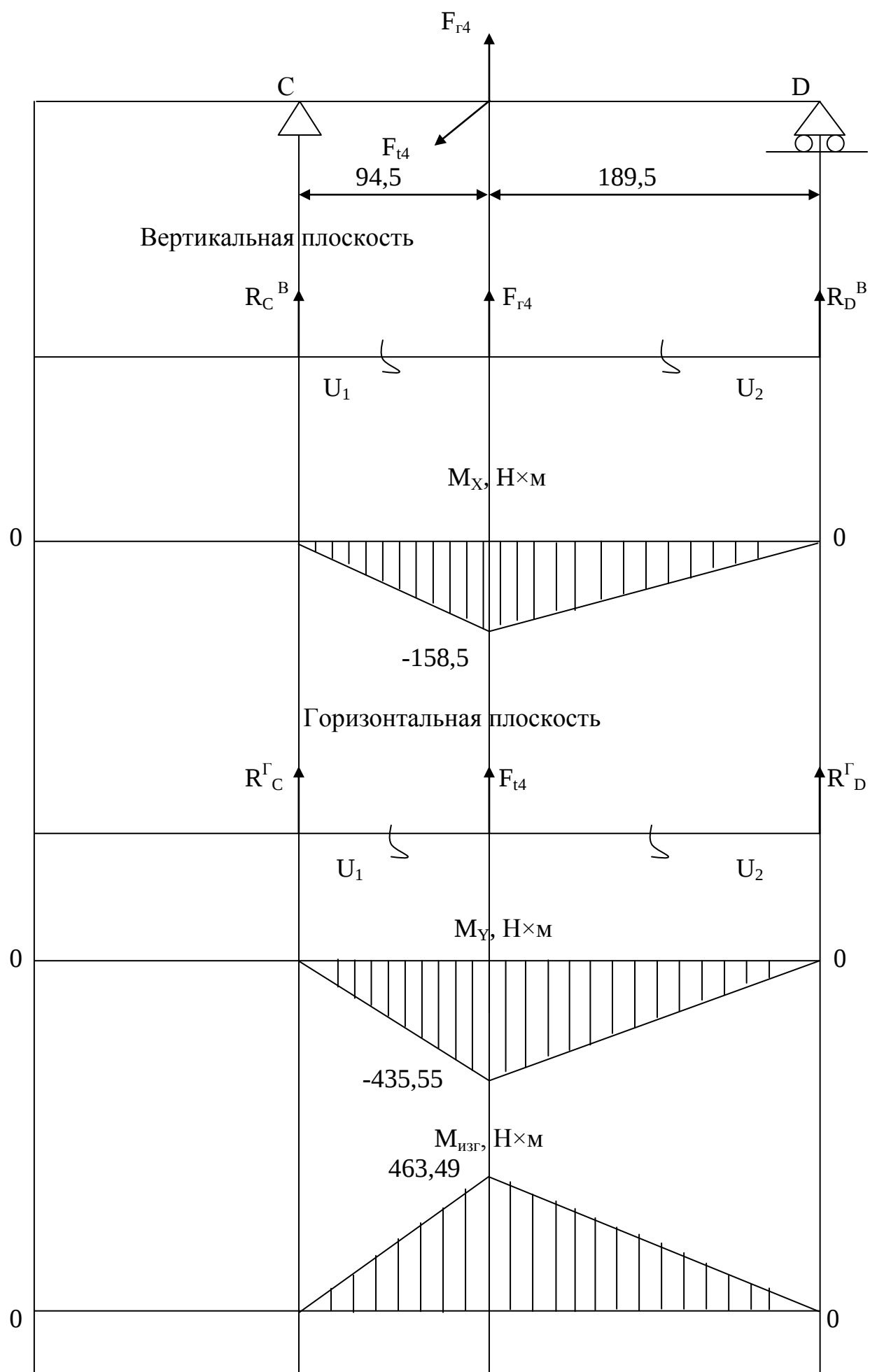
Проверка: $\sum \ddot{i} \delta_O F_i = 0$

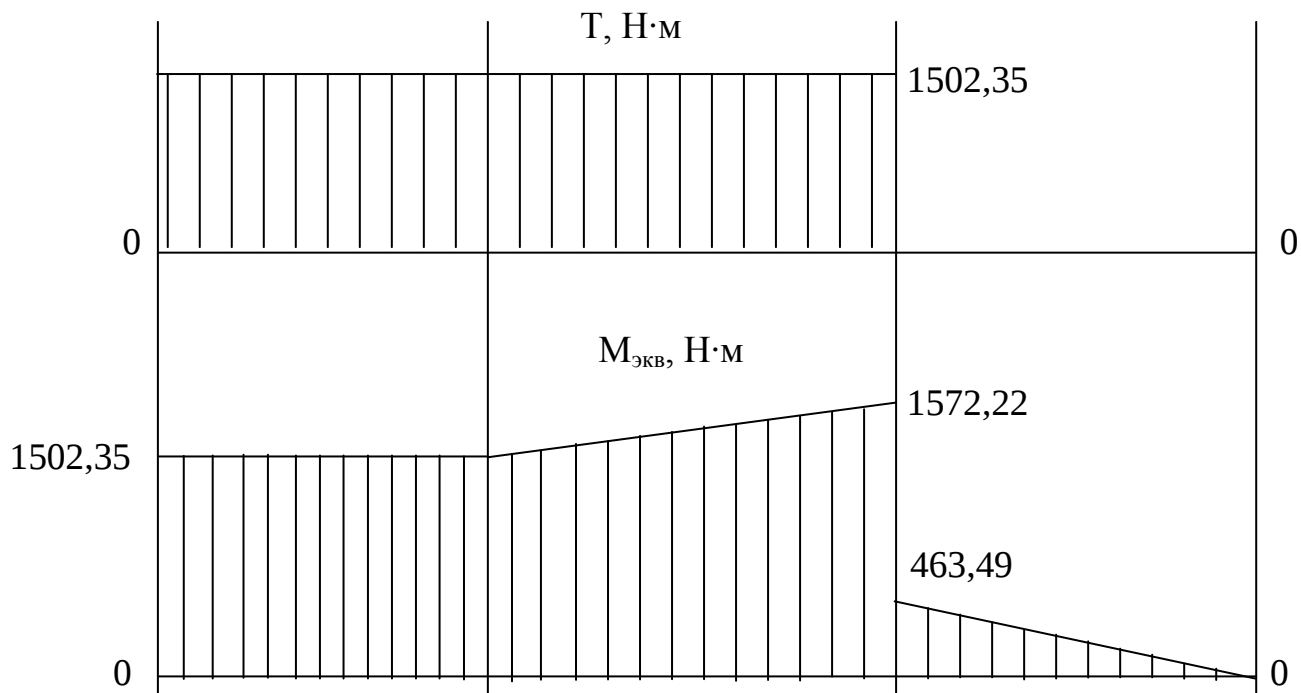
$$R_{\bar{N}}^{\hat{A}} + R_{\bar{D}}^{\hat{A}} + F_{t4} = 0$$

$$-4608,958 - 2298,398 + 6907,356 = 0$$

Изгибающие моменты:

Участок 1. $0 \leq U_1 \leq 0,0945 \text{ м}$





$$\dot{I}_{Y1} = -(-R_N^{\hat{A}} \cdot U_1) = R_N^{\hat{A}} \cdot U_1$$

$$M_{Y1} = -435,55 \hat{I} \cdot \dot{i}$$

Участок 2. $0 \leq U_2 \leq 0,1895 \dot{i}$

$$\dot{I}_{Y2} = -(-R_D^{\hat{A}} \cdot U_2) = R_D^{\hat{A}} \cdot U_2$$

$$M_{Y2} = -435,55 \hat{I} \cdot \dot{i}$$

Суммарные изгибающие моменты:

$$M_{\hat{E}\hat{Q}\hat{A}} = \sqrt{(M_{\hat{A}})^2 + (M_{\hat{A}})^2}$$

$$M_{\hat{E}\hat{Q}\hat{A}} = \sqrt{158,5^2 + 435,55^2} = 463,49 \hat{I} \cdot \dot{i}$$

Определяем эквивалентные моменты.

$$M_{\hat{Y}\hat{E}\hat{A}} = \sqrt{M_{\hat{E}\hat{Q}\hat{A}}^2 + T_4^2}$$

$$M_{\hat{Y}\hat{E}\hat{A}} = \sqrt{463,49^2 + 1502,35^2} = 1572,22 \hat{I} \cdot \dot{i}$$

Определяем для опасного сечения диаметр вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\hat{Y}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot \sigma}}$$

где $\sigma_{\text{доп}}$ - допускаемое напряжение при основном расчете валов для стали
 45. $\sigma_{\text{доп}} = 50 - 60$ МПа. Принимаю $\sigma_{\text{доп}} = 60$ МПа.

$$d = \sqrt[3]{\frac{1572,22 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 60}} = 64 \text{ мм}$$

Принимаем $d = 60$ мм.

11. Проверочный расчёт валов.

Проверочный расчёт вала производят в опасных сечениях, где действуют максимальный изгибающий или крутящий момент, или имеются концентраторы напряжений. Общий коэффициент запаса прочности определяют из выражения.

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta \cdot \xi} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m},$$

где $\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_b = 0,43 \cdot 550 = 236,5 \text{ МПа}$ - предел выносливости материала вала при симметричном цикле изгиба, для углеродистой стали;

σ_b - предел прочности для стали 40;

$K_{\sigma} = 2$ - эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений для шпоночной канавки;

$\xi = 0,79$ - масштабный фактор для вала $d = 60$ мм,

$\beta = 1$ - коэффициент упрочнения, вводимый для валов с поверхностным упрочнением, т.к. упрочнение не применяем;

$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{M_u \cdot 10^3}{0,1 \cdot d^3} = \frac{463,49 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 60^3} = 21,46 \text{ Н/мм}^2$ - амплитуда цикла нормальных напряжений;

σ_u - нормальное напряжение изгиба в расчетном сечении.

$\sigma_m = 0$ - среднее значение цикла нормальных напряжений (не испытывает осевых нагрузок);

$\psi_{\sigma} = 0,1$ - коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии напряжений, для среднеуглеродистых сталей.

$$S_{\sigma} = \frac{236,5}{\frac{2}{0,79} \cdot 21,46 + 0,1 \cdot 0} = 4,35$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\beta \cdot \xi} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}$$

где $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 236,5 = 137,17 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$ - предел выносливости материала вала при симметричном цикле кручения;

$K_{\tau} = 1,4$ - эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении для шпоночной канавки.

$\tau_a = \tau_u = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T_4 \cdot 10^3}{2 \cdot W_R}$ - напряжение кручения изменяющегося по пульсирующему циклу,

$\psi_{\tau} = 0,05$ - для среднеуглеродистых сталей.

$W_R = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d}, \text{мм}^3$ - момент сопротивления при кручении нетто, для шпоночного паза.

где b - ширина шпонки, $b=18$ мм.

t - глубина паза, $t=7,5$ мм.

$$W_R = \frac{3,14 \cdot 60^3}{16} - \frac{18 \cdot 7,5 \cdot (60 - 7,5)^2}{2 \cdot 60} = 39310,72 \text{ мм}^3$$

$$\tau_a = \tau_u = \frac{1502,35 \cdot 10^3}{2 \cdot 39310,72} = 19,1 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

$$S_{\tau} = \frac{137,17}{\frac{1,4}{0,79} \cdot 19,1 + 0,05 \cdot 19,1} = 3,94$$

$$S = \frac{4,35 \cdot 3,94}{\sqrt{4,35^2 + 3,94^2}} = 2,92$$

Принимаем диаметр вала $d = 60$ мм.

Остальные валы редуктора рассчитываем в программе APM Shaft.

12. Определение суммарных опорных реакций и расчёт подшипников.

Суммарные радиальные реакции:

$$F_r = \sqrt{R_{\hat{C}}^2 + R_{\hat{C}}^2} = \sqrt{4608,958^2 + 1677,523^2} = 4904,75 \text{ Н}$$

$$F_r = \sqrt{R_{\hat{D}}^2 + R_{\hat{D}}^2} = \sqrt{2298,398^2 + 836,549^2} = 2445,9 \text{ Н}$$

Фактическая динамическая грузоподъемность определяется по формуле:

$$\tilde{N} = \sqrt[\alpha]{L} \cdot P$$

где $\alpha = 3$ для шарикоподшипников;

L - ресурс в млн. оборотов;

P - приведенная нагрузка.

$$L = \frac{60 \cdot n_4 \cdot L_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 20,3 \cdot 19200}{10^6} = 23,38 \text{ млн. оборотов.}$$

Приведенную нагрузку определяют в зависимости от типа подшипников:

$$P = F_r \cdot K_d \cdot K_o \cdot K_k = 4904,75 \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot 1 = 6866,65 \text{ Н.}$$

$$\tilde{N} = \sqrt[3]{23,38 \cdot 6866,65} = 19634,81$$

Выбираем шарикоподшипник радиальный однорядный (ГОСТ 8338-75) № 111.

d – внутренний диаметр подшипника, d = 55 мм.

D – внешний диаметр подшипника, D = 90 мм.

B – ширина подшипника, B = 18 мм.

C – динамическая грузоподъемность, C = 28100 Н.

Для последующих валов подшипники рассчитываем в программе APM Bear.

13. Выбор и проверка расчетом шпонок.

Соединение валов с зубчатыми колесами, шестернями, шкивами и муфтами часто осуществляется призматическими шпонками. В качестве материала для шпонок берут Сталь 45 с $\sigma = 600$ МПа. Размеры призматической шпонки выбираю из таблицы 11.7 [2] в зависимости от диаметра вала. Длина шпонки берется на 5-7 мм меньше длины ступицы шестерни и принимается из ряда стандартных значений:

Вал 2: вал-звёздочка:

d - диаметр вала, $d = 24$ мм

b×h - ширина и высота шпонки, $b \times h = 8 \times 7$ мм

t₁ - глубина паза вала, $t_1 = 4$ мм

l - длина шпонки, $\ell = 25$ мм

Проверяем шпонку на смятие

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{2 \cdot Q_2 \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot \ell_{\text{сж}}} \leq \sigma_{\text{сж}}^{\text{доп}}$$

$\sigma_{\text{сж}}^{\text{доп}}$ - допускаемое напряжение шпонки на смятие, $\sigma_{\text{сж}}^{\text{доп}} = 80 \dots 120$ МПа.

$$\ell_{\text{сж}} = l - b = 25 - 8 = 17 \text{ мм}$$

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{2 \cdot 72,84 \cdot 10^3}{24 \cdot (7 - 4) \cdot 17} = 119 \leq \sigma_{\text{сж}}^{\text{доп}}$$

вал-шестерня:

d - диаметр вала, $d = 28$ мм

b×h - ширина и высота шпонки, $b \times h = 8 \times 7$ мм

t₁ - глубина паза вала, $t_1 = 4$ мм

l - длина шпонки, $\ell = 50$ мм

Проверяем шпонку на смятие

$$\ell_{\text{сж}} = l - b = 50 - 8 = 42 \text{ мм}$$

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{2 \cdot 72,84 \cdot 10^3}{28 \cdot (7 - 4) \cdot 42} = 41,3 \leq \sigma_{\text{сж}}^{\text{доп}}$$

Вал 3: вал-зубчатое колесо:

$$d = 48 \text{ мм}$$

$$b \times h = 14 \times 9 \text{ мм}$$

$$t_1 = 5,5 \text{ мм}$$

$$l = 70 \text{ мм}$$

Проверяем шпонку на смятие

$$\sigma_{\hat{m}} = \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_{\delta}} \leq \sigma_{\hat{m}}$$

$$l_{\delta} = l - b = 70 - 14 = 56 \text{ мм}$$

$$\sigma_{\hat{m}} = \frac{2 \cdot 440,5 \cdot 10^3}{48 \cdot (9 - 5,5) \cdot 56} = 93,64 \leq \sigma_{\hat{m}}$$

вал-шестерня:

$$d = 48 \text{ мм}$$

$$b \times h = 14 \times 9 \text{ мм}$$

$$t_1 = 5,5 \text{ мм}$$

$$l = 99 \text{ мм}$$

Проверяем шпонку на смятие

$$l_{\delta} = l - b = 99 - 14 = 85 \text{ мм}$$

$$\sigma_{\hat{m}} = \frac{2 \cdot 440,5 \cdot 10^3}{48 \cdot (9 - 5,5) \cdot 85} = 61,7 \leq \sigma_{\hat{m}}$$

Вал 4: вал-зубчатое колесо:

$$d = 60 \text{ мм}$$

$$b \times h = 18 \times 11 \text{ мм}$$

$$t_1 = 7,5 \text{ мм}$$

$$l = 99 \text{ мм}$$

Проверяем шпонку на смятие

$$\sigma_{\hat{m}} = \frac{2 \cdot T_4 \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_{\delta}} \leq \sigma_{\hat{m}}$$

$$l_{\delta} = l - b = 133 - 18 = 115 \text{ мм}$$

$$\sigma_{\hat{m}} = \frac{2 \cdot 1502,35 \cdot 10^3}{60 \cdot (11 - 7,5) \cdot 115} = 124,4 \leq \sigma_{\hat{m}}$$

вал-полумуфта:

$$d = 52 \text{ мм}$$

$$b \times h = 16 \times 10 \text{ мм}$$

$$t_1 = 6 \text{ мм}$$

$$l = 160 \text{ мм}$$

Проверяем шпонку на смятие

$$l_{\delta} = l - b = 160 - 16 = 144 \text{ мм}$$

$$\sigma_{\text{ш}} = \frac{2 \cdot 1502,35 \cdot 10^3}{52 \cdot (10 - 6) \cdot 144} = 100,3 \leq \sigma_{\text{ш}}$$

14. Выбор конструктивных элементов редуктора по эмпирическим формулам.

Размеры основных элементов корпуса определяют в зависимости от значения наибольшего вращающегося момента на тихоходном валу редуктора.

$$T_{\text{max}} = 2 \cdot T_4 = 2 \cdot 1502,35 = 3004,7 \text{ Н·м.}$$

Толщина стенки корпуса

$$\delta = 2 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot T_{\text{max}}} = 2 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot 3004,7} = 8,3 \text{ мм}$$

принимаем $\delta = 8 \text{ мм}$

Толщина стенки крышки корпуса $\delta_{\text{кд}} = 0,9 \cdot \delta = 7,2 \text{ мм}$

принимаем $\delta_{\text{кд}} = 8 \text{ мм}$

Толщина ребра:

-в сопряжении со стенкой корпуса $\delta_{\text{д.кд}} = (0,8 \dots 1) \cdot \delta = 1 \cdot 8 = 8 \text{ мм}$

-в сопряжении со стенкой крышки $\delta_{\text{д.кд}} = (0,8 \dots 1) \cdot \delta_{\text{кд}} = 1 \cdot 8 = 8 \text{ мм}$

Зазор между зубчатым колесом и дном корпуса редуктора

$$\Delta_4 = 2,5 \cdot \delta = 2,5 \cdot 8 = 20 \text{ мм}$$

принимаем $\Delta_4 = 20 \text{ мм}$

Зазор между зубчатым колесом и шестерней $\Delta_5 = 0,4 \cdot \delta = 0,4 \cdot 8 = 3,2 \text{ мм}$

принимаем $\Delta_5 = 4 \text{ мм}$

Расстояние между торцом муфты (ступицей шкива) и крышкой подшипника

$$\Delta_6 = 6 \dots 10 \text{ мм}$$

принимаем $\Delta_6 = 10$ мм

Диаметр фундаментных болтов

$$d_{\text{ф.}} = \sqrt[3]{4 \cdot T_{\text{max}}} \geq 10;$$

$$d_{\text{ф.}} = \sqrt[3]{4 \cdot 3004,7} = 22,9 \text{ мм}$$

принимаем $d = 24$ мм

Диаметр стяжных болтов соединения крышки с корпусом редуктора

$$d_{\text{н.}} = \sqrt[3]{T_{\text{max}}} \geq 10 \text{ мм}$$

$$d_{\text{н.}} = \sqrt[3]{3004,7} = 14,4$$

принимаем $d_{\text{н.}} = 16$ мм

Диаметр штифта: $d_{\text{шт}} = 0,5d$, мм

$$d_{\text{шт}} = 0,5 \cdot 16 = 8 \text{ мм.}$$

15. Выбор системы смазки и смазочного вещества для редуктора и опор.

Основное назначение смазывания – уменьшение силы трения, снижение скорости изнашивания и отвод тепла от места контакта. При увеличении контактных напряжений требуемая кинематическая вязкость „ ν “ повышается. Однако при этом ухудшается теплоотвод от контактирующих поверхностей, растут гидравлические потери.

Для зубчатых передач в основном используют индустриальные и автотракторные масла.

Способы смазывания.

В мелких и средних редукторах, как правило, применяют смазывание погружением и разбрызгиванием (картерное смазывание). Во всех случаях целесообразно увеличение объема масла, особенно при повторно-кратковременных режимах эксплуатации, так как это повышает стабильность масла и снижает пики температур при кратковременных перегрузках, интенсивность изнашивания и опасность заедания. Для увеличения объема масляной ванны стенки отодвигают на периферию корпуса.

Картерное смазывание применяют при окружной скорости погруженного в масло до 12,5 м/с, что составляет примерно 99% всех возможных случаев использования общепромышленных редукторов. В двухступенчатых вертикальных цилиндрических редукторах шестерню погружают в масло. Желательно, чтобы уровень масла проходил через центр тела качения

подшипника. Если суммарное межосевое расстояние находится в интервале $325 \leq a_w \leq 500$, то целесообразно предусмотреть дополнительно смазочное колесо, для смазывания шестерни и колеса тихоходной ступени.

Заливается масло или через отверстия, закрываемые пробками, или через люки, которые одновременно служат для контроля сборки зацепления и его состояния в эксплуатации.

Слив масла осуществляют через отверстия, расположенные в средней полости редуктора. Здесь следует предусмотреть уклон дна редуктора порядка 1:100-1:200.

Сливные отверстия закрывают пробками с цилиндрической резьбой, не требующей обработки торца и надежно уплотняющимися и без прокладок. Перед началом редуктор заливают маслом выше уровня нормы на 5-15 мм. Проверку уровня масла в картере редуктора производить с помощью круглого маслоуказателя.

Выбор сорта масла зависит от значения расчётного контактного напряжения в зубьях σ_H и фактической окружной скорости колёс V . На основании этого выбираем масло И-Г-С 100 по ГОСТ 17479.4-87.

16. Выбор и расчет муфты.

Основными параметрами для выбора муфты служат номинальные диаметры соединяемых валов, расчетный вращающий момент, частота вращения и условия эксплуатации.

При проектировании механических передач определяем расчетный вращающий момент:

$$\dot{O}_\delta = \hat{e}_\delta \cdot \dot{O}_{i\dot{i}}$$

где κ_p - коэффициент режима работы, учитывающий условия эксплуатации.

$\kappa_p = 1,25 \dots 1,5$ Принимаем $\kappa_p = 1,3$.

$$\dot{O}_\delta = 1,3 \cdot 1502,35 = 1953,06 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Выбираю упругую втулочно-пальцевую муфту, которая не имеет непосредственного металлического контакта между полумуфтами окружная сила при этом передается через резиновые втулки, надетые на стальные пальцы.

Материал полумуфт – чугун СЧ 20 или сталь 35, материал пальцев – сталь не ниже марки 45, материал втулок – специальная резина, стойкая в минеральных маслах; число пальцев равно 10 (т.к. $T=2000 \text{ Н}\cdot\text{м}$).

[T], Нм	Диаметр вала	D, мм	L, мм	ℓ , мм
2000	52	250	348	170

Расчет пальцев на изгиб.

$$\sigma_{\hat{e}\hat{c}\hat{a}} = \frac{2 \cdot \dot{O}_\delta \cdot 10^3 \left(\frac{l}{2} + b \right)}{D \cdot z \cdot 0,1 \cdot d^3} \leq \sigma_{\hat{e}\hat{c}\hat{a}}$$

где D - диаметр центров пальцев, D=200 мм;
b - расстояние между полумуфтами, b=8 мм,
l - длина пальца, l=42 мм;
Z - число пальцев, Z=10;
d - диаметр пальца, d=18 мм.

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{2 \cdot 1953,06 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{42}{2} + 8 \right)}{200 \cdot 10 \cdot 0,1 \cdot 18^3} = 97,11 \text{ МПа}$$

Расчет резиновых втулок на смятие

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{2 \cdot Q_{\text{д}} \cdot 10^3}{D \cdot z \cdot l_{\text{в}} \cdot d} \leq \sigma_{\text{сж}}$$

где l_в – длина резиновой втулки, l_в=44 мм;

[σ_{сж}] - допускаемое напряжение смятия резиновой втулки,

[σ_{сж}]=2 МПа.

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{2 \cdot 1953,06 \cdot 10^3}{200 \cdot 10 \cdot 44 \cdot 18} = 2,47 \text{ МПа}$$

17. Выбор посадок для деталей привода.

При передаче вращающего момента шпоночными соединениями применение посадок колеса на вал с зазором не допустимо, а переходные посадки не желательны, т.к. происходит обкатывание со скольжением поверхности вала и отверстия зубчатого колеса, которое приводит к быстрому износу.

Поэтому нужно на посадочных поверхностях создать - натяг.

Рекомендуемые посадки.

Соединение «Вал – зубчатое колесо» - $\frac{H7}{k6}$

Соединение «Вал – внутреннее кольцо подшипника» - $\frac{f7}{k6}$

Соединение «Внешнее кольцо подшипника – корпус» - $\frac{H7}{k6}$

18. Краткое описание конструкций с обоснованием основных конструктивных решений.

Привод осуществляется следующим образом: от электродвигателя крутящий момент через цепную передачу передается на редуктор, с тихоходного вала редуктора вращение передается через муфту на барабан транспортера.

Электродвигатель трехфазный, асинхронный с короткозамкнутым ротором. Он отличается простотой конструкции и обслуживания, надежностью эксплуатации и сравнительно низкой стоимостью.

Муфта упругая втулочно-пальцевая получила широкое распространение за простоту конструкции. Применение целесообразно, т.к. соединяемые узлы установлены на плиту.

В задании необходимо рассчитать редуктор с быстроходной и тихоходной парой. Редуктор наиболее компактен, имеет наименьшую массу. Конструкция корпуса обеспечивает увеличение объема масла, что повышает его стабильность во времени, повышается жесткость корпуса, деформация бобышек направлена в благоприятную сторону, что уменьшает взаимный перекося колец подшипников. Смазывание осуществляется способом погружения и разбрызгивания, как наиболее простое и дешевое.

19. Краткое описание технологического процесса сборки редуктора.

Сборка осуществляется стационарно. Выполнение всего процесса сборки осуществляется на постоянных местах. Вначале проводятся подготовительные операции: осмотр, подбор и комплектование деталей согласно их спецификации, проводится очистка деталей, окраска корпуса и деталей с внутренней стороны, где нет поверхностей сопряжения с другими деталями. Обрубают неровности на ограниченных участках корпуса и крышки.

Сборка должна отвечать следующим требованиям: детали должны пройти контроль, вращение деталей должно быть плавным, без заеданий, резьбовые соединения должны быть затянуты равномерно.

Технологический процесс сборки: на рабочие места подаются детали и сборочные единицы. Установив на подставку корпус, проверяют его качество изготовления и окраски поверхностей. Устанавливают ведущий вал в корпус, проверяют совмещение корпусов подшипников вала с крышками и гнезда корпуса. После этого монтируют промежуточный вал в собранном виде, соблюдая тоже требование. Выходной вал в собранном виде устанавливают в последнюю очередь. Устанавливают крышку редуктора, обеспечив совмещение буртиков и проточек и равномерную затяжку болтов. Заливают редуктор маслом выше уровня на 5...15 мм. После этого редуктор проверяют на стенде под нагрузкой и без нагрузки.

Редуктор готов к работе.

20. Список использованных источников.

Список литературы

1. Решетов Д.Н. Детали машин, М., 1989.
2. Чернавский С.А. и др. Проектирование механических передач. Машиностроение, 1984.
3. Колпаков А.П., Карнаухов И.Е. Проектирование и расчет механических передач. М., Колос, 2000.
4. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 2002.
5. Решетов Д.Н. Детали машин. Атлас конструкций, М., Машгиз, 1989.
6. Подшипники качения. Справочник-каталог. Под ред. В.Н.Нарышкина, М.,Машиностроение,1984.
7. Анурьев В.И.Справочник конструктора-машиностроителя. Т.1,2,3. М., Машиностроение, 1992.
8. Поляков В.С. и др. Справочник по муфтам. М., Машиностроение, 1979.
9. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Высшая школа, 1991.

Содержание.

1. Задание _____
2. Назначение привода и его особенности _____
3. Определение КПД привода _____
4. Выбор электродвигателя _____
5. Определение передаточного числа привода и распределение его между ступенями _____
6. Определение угловой скорости, мощности и крутящего момента на всех валах _____
7. Расчет быстроходной и тихоходной зубчатой передачи _____
8. Расчет цепной передачи _____
9. Предварительный расчет валов _____
10. Основной расчет валов с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов _____
11. Проверочный расчет валов и осей _____
12. Определение суммарных опорных реакций и расчет подшипников. _____
13. Выбор и проверка расчетом шпоночных соединений. _____
14. Выбор конструктивных элементов редуктора по эмпирическим формулам _____
15. Выбор системы смазки и смазочного вещества для редуктора и опор _____
16. Выбор и расчет муфт. _____
17. Выбор посадок для деталей привода. _____
18. Краткое описание конструкций с обоснованием основных конструктивных решений и параметров. _____
19. Краткое описание технологического процесса сборки редуктора. _____
20. Список использованных источников. _____

4. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

ПО ПОДГОТОВКЕ К ЗАНЯТИЯМ

4.1 Прямозубые цилиндрические передачи.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на силы действующие в зацеплении.

4.2 Конические передачи.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на силы действующие в зацеплении конической передачи.

4.3 Планетарные передачи.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на схемы планетарных передач и определение передаточного числа в планетарной передаче.

4.4 Ремённые передачи.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на вывод формул для определения межосевого расстояния и длины ремня.

4.5 Валы и оси. Расчёт валов.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на расчёт валов на виброустойчивость.

4.6 Подшипники скольжения. Расчёт.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на подшипниковые материалы.

4.7 Подшипники качения. Расчёт.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на классификацию подшипников качения по сериям.

4.8 Шпоночные, шлицевые соединения. Расчёт.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на разновидности шпонок.

4.9 Резьбовые соединения. Расчёт.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на особенности расчёта различных резьб.

4.10 Общие сведения о муфтах. Глухие муфты. Жёсткие компенсирующие муфты. Расчёт.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на принцип работы муфты.

4.11 Грузоподъёмные машины.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание типы грузоподъёмных машин.

4.12 Грузозахватные приспособления.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание грузозахватные приспособления их достоинства и недостатки.

4.13 Элементы грузовых и тяговых устройств.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на конструкцию грузовых и тяговых устройств.

4.14 Механизм подъёма груза.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на порядок проектирования механизма подъёма груза.

4.15 Механизм передвижения и поворота крана.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на порядок проектирования механизма передвижения и поворота крана.

4.16 Металлоконструкция крана.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на особенности расчёта металлоконструкции крана для разных типов кранов.

4.17 Проектирование и расчёт транспортирующих машин с тяговым органом.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на виды тяговых органов транспортирующих машин.

4.18 Проектирование и расчёт транспортирующих машин без тягового органа.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на виды транспортирующих машин без тягового органа.