

**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 35.03.06. - Агроинженерия

Профиль образовательной программы Технический сервис в АПК

Форма обучения очная

СОДЕРЖАНИЕ

1. Организация самостоятельной работы	3
2. Методические рекомендации по выполнению курсового проекта	5
2.1. Цели и задачи курсового проекта	5
2.2. Порядок и сроки выполнения курсового проекта	5
2.3. Структура курсового проекта	6
2.4. Требования к оформлению курсового проекта	6
2.5. Критерии оценки	8
2.6. Рекомендованная литература	8
3. Методические рекомендации по выполнению индивидуального домашнего задания	33
3.1 РГР на тему : Компоновка редуктора	33
3.1.1 Общие сведения	33
3.2 Задания для выполнения РГР Компоновка редуктора	34
3.3 Компоновки зубчатых и червячных редукторов	35
3.4 Первый этап эскизной компоновки редуктора	36
3.5 Второй этап эскизной компоновки редукторов	40
3.5.1. Проектный расчет валов	40
3.5.2 Основной расчёт валов с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов	42
3.6 Конструктивные особенности выполнения эскизной компоновки редуктора ..	47
4. Методические рекомендации по самостоятельному изучению вопросов	53
5. Методические рекомендации по подготовке к занятиям	54
Приложения	56

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 соединения.		x		-	2

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).(Приложение 1)
- 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.

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, 20__

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.

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

в) Выбор электродвигателя.

Марка 4А112МВ6У3, $P_{эл.дв.} = 4 \text{ кВт}$, $n_{эл.дв.} = 950 \text{ мин}^{-1}$

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

а) Определение передаточного числа привода.

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

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

б) Распределение

$$U_{np.} = U_{цеп.} \cdot U_{ред.}$$

$$U_{цеп.} = 2 \dots 3$$

Принимаем $U_{цеп.} = 2$

в) Определение передаточного числа редуктора

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

г) Определение стандартного передаточного отношения редуктора.

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

д) Определение действительного передаточного числа цепной передачи.

$$U_{\partial \ddot{a}\ddot{a}} = \frac{U_{i \partial.}}{U_{\ddot{a}\ddot{a}}^{\ddot{a}}}$$

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

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

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

$$U_3 = U_{\partial} = 3,55$$

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

а) Определение угловой скорости на всех валах.

$$\omega_1 = \omega_{\text{вв.аа.}} = 101 \text{ рад/с}$$

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

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

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

б) Определение мощности на всех валах.

$$P_1 = P_{\text{д.д.}} = 3,65 \text{ кВт}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{дд.}} = 3,65 \cdot 0,95 = 3,47 \text{ кВт}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{с.т.}} = 3,47 \cdot 0,96 = 3,33 \text{ кВт}$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{\text{с.т.}} = 3,33 \cdot 0,96 = 3,2 \text{ кВт}$$

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, $c = 1$.

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

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

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, $[\tau] = 15 \dots 20 \text{ Н/мм}^2$

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.

$$\sum m_N F_i = 0$$

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

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

$$\sum m_D F_i = 0$$

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

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

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. $0 \leq U_1 \leq 0,0945 \text{ м.}$

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

$$\dot{I}_{\bar{O}1} = -158,5 \dot{I} \cdot i$$

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

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

$$M_{\bar{O}2} = -158,5 \dot{I} \cdot i$$

Горизонтальная плоскость.

$$\sum m_C F_i = 0$$

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

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

$$\sum m_D F_i = 0$$

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

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

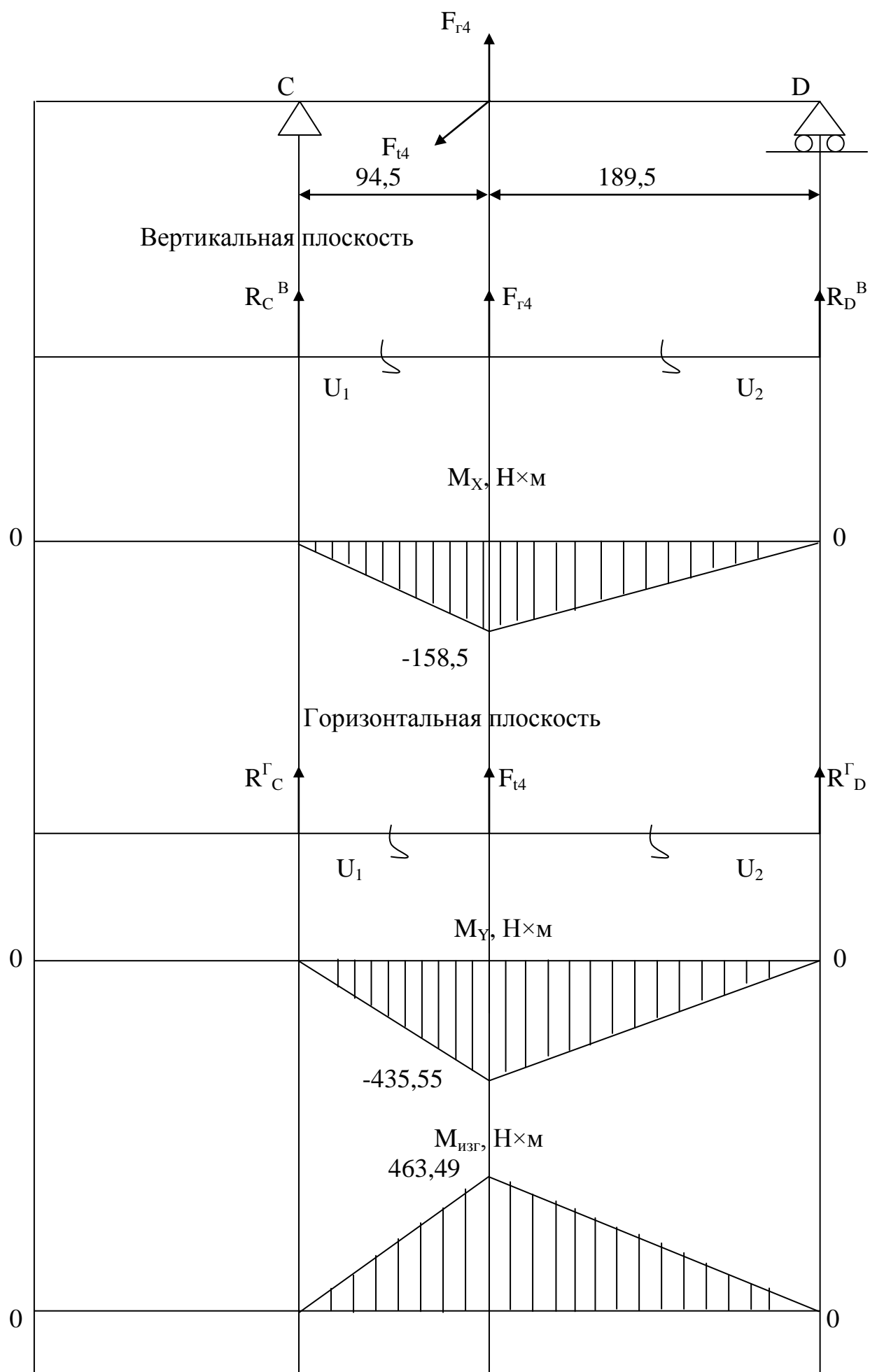
Проверка: $\sum \ddot{i} \delta_{\bar{O}} F_i = 0$

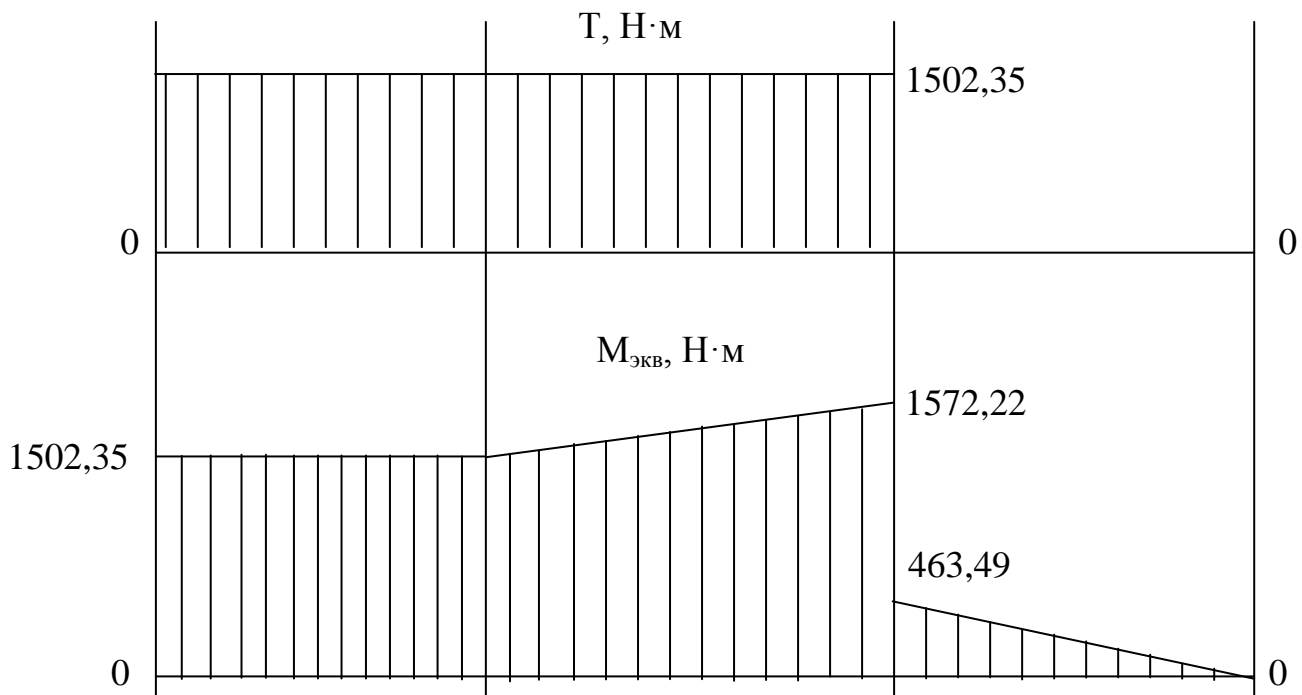
$$R_{\bar{N}}^{\hat{A}} + R_{\bar{D}}^{\hat{A}} + F_{t4} = 0$$

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

Изгибающие моменты:

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





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

$$M_{Y1} = -435,55 \dot{l} \cdot \dot{l}$$

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

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

$$M_{Y2} = -435,55 \dot{l} \cdot \dot{l}$$

Суммарные изгибающие моменты:

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

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

Определяем эквивалентные моменты.

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

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

Определяем для опасного сечения диаметр вала:

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

где $[\sigma]$ - допускаемое напряжение при основном расчете валов для стали
 45. $[\sigma] = 50 - 60$ МПа. Принимаю $[\sigma] = 60$ 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;

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

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.

$W_R = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d}$, мм³ - 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:

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

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

Фактическая динамическая грузоподъемность определяется по формуле:

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

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:

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

$$\tilde{N} = \sqrt[3]{23,38 \cdot 6866,65} = 19634,8 \text{ л}$$

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 $\sigma = 600 \text{ МПа}$. 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

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

t_1 - глубина паза вала, $t_1 = 4$ мм

l - длина шпонки, $\ell = 25$ мм

Проверяем шпонку на смятие

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{2 \cdot \dot{Q}_2 \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot \ell_{\delta}} \leq [\sigma_{\text{сж}}]$$

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

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

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

вал-шестерня:

d - диаметр вала, $d = 28$ мм

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

t_1 - глубина паза вала, $t_1 = 4$ мм

l - длина шпонки, $\ell = 50$ мм

Проверяем шпонку на смятие

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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.

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

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:

$$\dot{O}_\delta = \varepsilon_\delta \cdot \dot{O}_{ii}$$

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.

$$\sigma_{\varepsilon_{\zeta\bar{a}}} = \frac{2 \cdot \dot{O}_\delta \cdot 10^3 \left(\frac{l}{2} + b \right)}{D \cdot z \cdot 0,1 \cdot d^3} \leq [\sigma_{\varepsilon_{\zeta\bar{a}}}]$$

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.

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

Расчет резиновых втулок на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot \Delta \cdot 10^3}{D \cdot z \cdot l_{\text{в}} \cdot d} \leq [\sigma_{\text{сд}}]$$

где $l_{\text{в}}$ – длина резиновой втулки, $l_{\text{в}}=44$ мм;

$[\sigma_{\text{см}}]$ - допускаемое напряжение смятия резиновой втулки,

$[\sigma_{\text{см}}]=2$ МПа.

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

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. _____

**3 МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ
ИНДИВИДУАЛЬНОГО ДОМАШНЕГО ЗАДАНИЯ
3.1 РГР НА ТЕМУ : КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА**

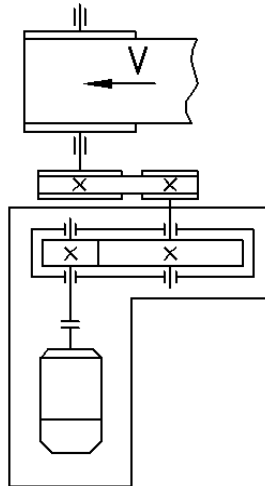
3.1.1 Общие сведения

В процессе разработки конструктивной компоновки ищут такое расположение узлов и деталей, которое при их наименьших габаритах создаются наибольшие удобства для монтажа и эксплуатации.

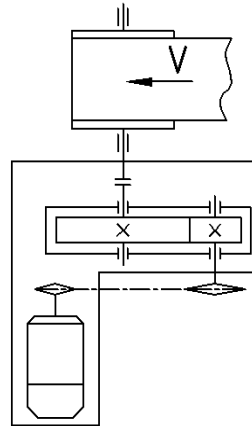
Работа выполняется на формате (А3, А4) миллиметровой бумаги в масштабе 1:1, 1:2 карандашом в контурных линиях, пояснительная записка оформляется на листах формата А4. Компоновка редуктора (эскизный проект) отличается от технического рабочего проекта тем, что при эскизном проектировании не все размеры деталей и узлов принимаются сразу окончательными. Одни размеры здесь определяются расчетом, другие предварительно назначают конструктивно, с последующим уточнением тех и других. При разработке эскиза любого редуктора надо всегда руководствоваться аналогичной конструкцией по атласу или в натуре. Важно понять и практически усвоить, что в процессе эскизного проектирования представляется широкая возможность путем взаимного увязывания, уточнения и исправления окончательно принимать наиболее рациональные для данных условий конструктивные решения основных узлов проектируемой машины.

3.2 Задания для выполнения ИДЗ Компоновка редуктора

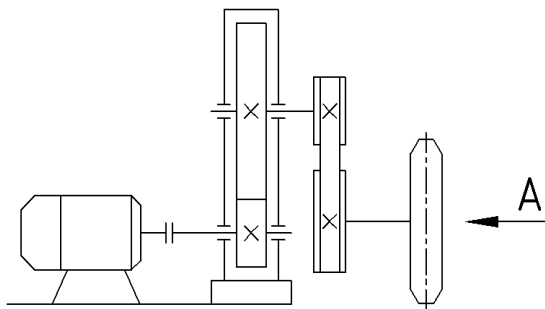
Задание 1



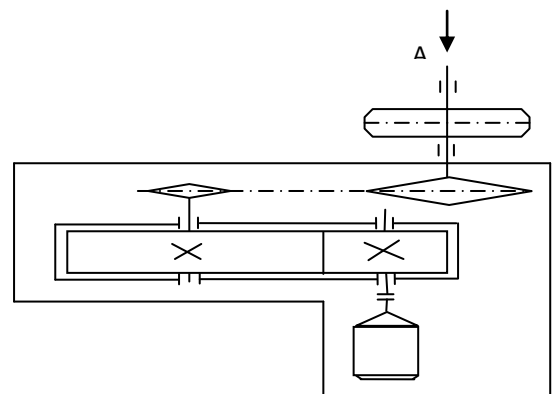
Задание 2



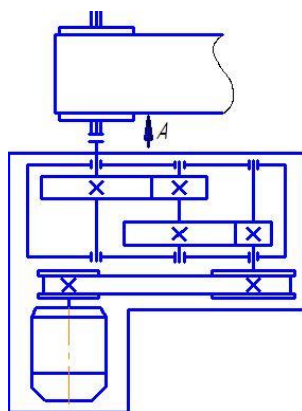
Задание 3



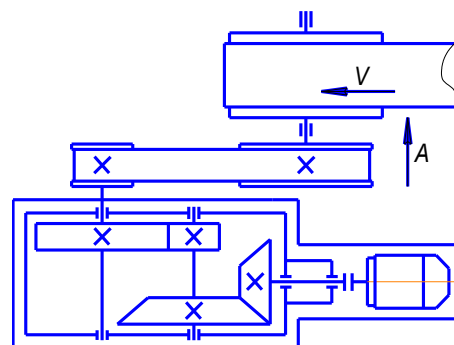
Задание 4



Задание 5



Задание 6



3.3 Компоновки зубчатых и червячных редукторов.

После определения основных размеров зубчатых и червячных передач редуктора вычерчиваются габаритные размеры зубчатых и червячных колес и червяка, т.е. выполняют эскизную компоновку редуктора. Для этих целей целесообразно воспользоваться миллиметровой бумагой при масштабе 1:1 (возможно использование масштаба при вычерчивании). В последнее время широко используются компьютерные технологии черчения, где так же используется масштаб. Эскизную компоновку редуктора рекомендуется выполнять в такой последовательности:

Порядок выполнения

1. Определяют габариты проектируемого редуктора и соответственно расположение его на миллиметровой бумаге (горизонтально или вертикально).

2. Наметить расположение проекций компоновки в соответствии с кинематической схемой привода и наибольшими размерами колес.

3. Провести оси проекций и осевые линии валов.

4. В цилиндрическом и червячном редукторах оси валов провести на межосевом расстоянии друг от друга, при этом в цилиндрическом редукторе оси параллельны, в червячном перекрещиваются под углом 90° , а в коническом редукторе оси валов пересекаются под углом 90° .

5. Вычертить редукторную пару в соответствии с геометрическими параметрами, полученными в результате проектного расчета (см. рис 1.1, 1.2).

Действительный контур корпуса редуктора зависит от его кинематической схемы, размеров деталей передач, способа транспортировок, смазки и т.п. и определяются при разработке конструктивной компоновки.

конических редукторах следует предусмотреть симметричность корпуса относительно быстроходного вала (одноступенчатый редуктор), что не всегда получается в коническо – цилиндрических редукторах.

При конструировании следует обращать внимание на возможность изготовления деталей наиболее производительным способом, на собираемость конструкции, на обеспечение смазкой всех трущихся деталей и в то же время на устранение застойных зон смазки и т.д.

Последовательность эскизной компоновки проследим на примерах некоторых схем редукторов.

3.4 Первый этап эскизной компоновки редуктора

Схема привода дана студенту в задании, в котором указано положения валов, передач гибкой связи (если они есть) и электродвигателя. Поэтому дальнейшее конструирование начинаем с компоновки и конструктивной разработки редуктора.

Редукторы горизонтального типа с цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами выполняют в эскизе, как правило, в одной проекции, в плане с открытой крышкой корпуса. Разрез у таких редукторов производят в горизонтальной плоскости через передачи и подшипниковые узлы. На рис.1.1 показан первый этап компоновки одноступенчатого редуктора для которой необходимо рассчитать основные размеры колес: $d_1; d_2; d_{a1}; d_{a2}; d_{f1}; d_{f2}; b_1; b_2$, межосевое расстояние a_w (цилиндрические и червячные передачи), d_{e1} и d_{e2} , углы конусности δ_1 и δ_2 (конические передачи). Окончательные размеры подшипников принимают после определения размеров вала, выбора типа подшипников по размерам, указанным в каталогах на подшипники

Расстояние между деталями

На рис. 1.1 представлены схемы размещения деталей в корпусе редукторов: *a* – цилиндрического; *б* – цилиндрического двухступенчатого;

в – цилиндрического соосного; *г* – конического. Условные обозначения на рис. 1.1:

a – зазор между деталями и стенками корпуса,

$$a = \sqrt[3]{L} + (2...3) \text{ мм} \quad (1)$$

где L – расстояние между крайними точками колес (см. рис.1.1, 1.2);

b_0 – расстояние между дном корпуса и поверхностью колес или червяка, принимают $b_0 > 4a$ или $b_0 \approx 6a$;

c – расстояние между торцевыми поверхностями колес двухступенчатых редукторов, $c \approx (1 \div 2) m$ или $(0,3 \dots 0,5) a$;

l_s – расстояние между зубчатыми колесами в двухступенчатых соосных редукторах, B_1 и B_2 – ширина 1-го и 2-го подшипника.

На рис. 1.2 приведена компоновочная схема червячного редуктора, где D – наружный диаметр подшипника, который принимается больше

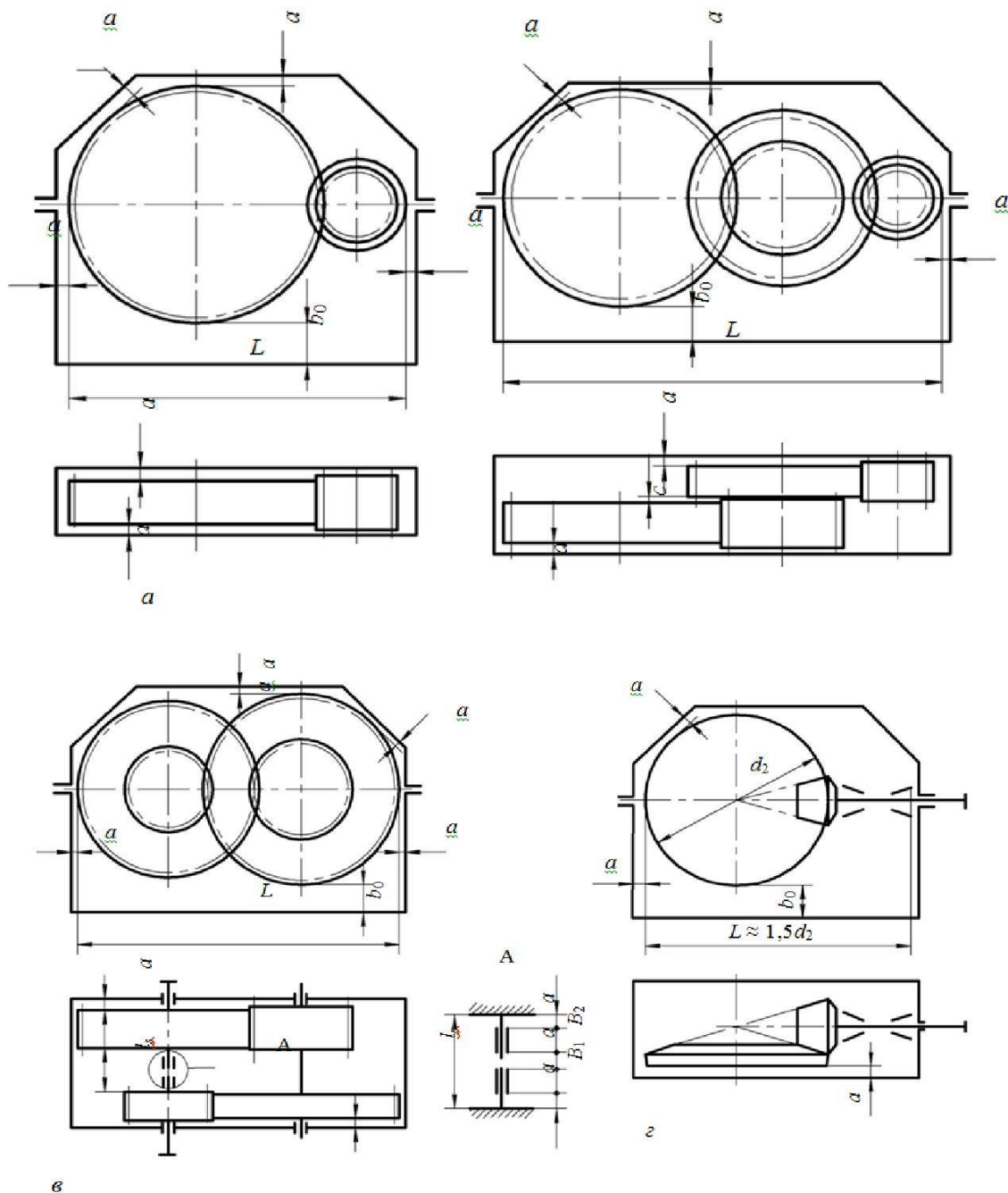


Рис. 1.1. Первый этап компоновки:

1.1.а,б,в – цилиндрические редукторы; 1.1,г- конический редуктор

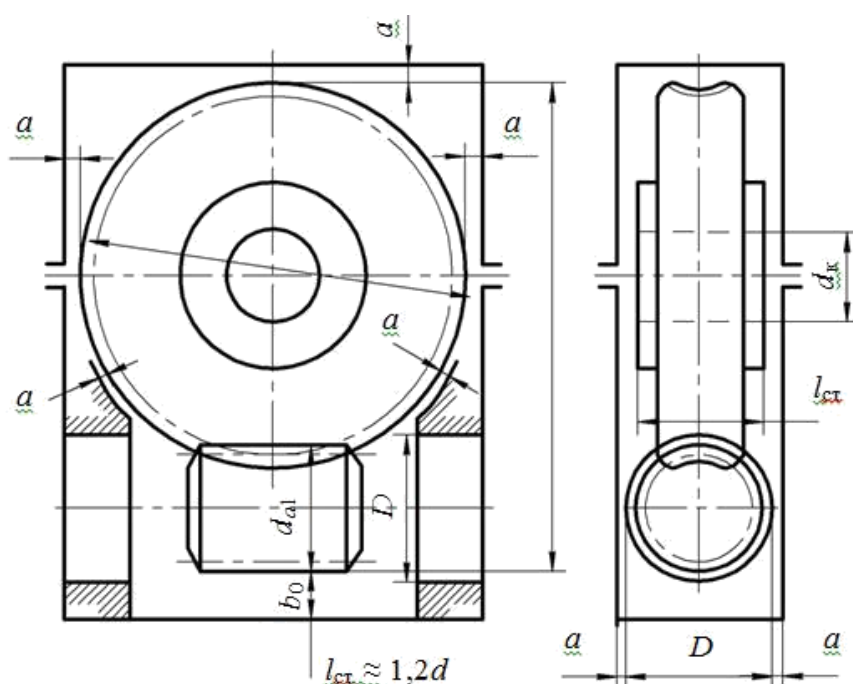


Рис. 1.2.Первый этап эскизной компоновки червячного редуктора

На чертеже показывают положение осей зубчатых колес и упрощенно изображают их по размерам b и d_w (d) (рис. 1.1). Для удобства монтажа при твердости материала колес ≤ 350 НВ ширина шестерни назначается на $(1 \dots 2)$ m больше расчетной ширины b_2 т.е. $b_1 = b_2 + (1 \div 2) m$, при ≥ 350 НВ ширину шестерни и колеса делают одинаковыми т.е. $b_1 = b_2$.

На расстоянии a от боковых поверхностей шестерней проводят линию, определяющую положение подшипников качения валов зубчатых колес.

Межосевые расстояния $a_{wБ}$ и $a_{wТ}$ двухступенчатых редукторов (рис.1.1,б) сопоставимы, поэтому на первом этапе эскизного проекта можно полагать, что эти линии определяют положение подшипников всех трех валов. В передачах с двумя, тремя и большим числом ступеней расстояние a для быстроходных и тихоходных ступеней могут отличаться.

При эскизной компоновке цилиндрических редукторов по соосной схеме (рис.1.1,в) расстояние между колесами (принимается с учетом ширины подшипников, расположенных внутри редуктора и равно $l_s = 3a + B_1 + B_2$,

где B_1 и B_2 – соответственно ширина подшипников быстроходной и тихоходной пары, принятая по каталогу.

Для построения конической пары (рис.1.1,г) нужно построить прямоугольный треугольник с катетами равными диаметрам делительных окружностей d_{e1} и d_{e2} ; опустить медиану из прямого угла треугольника на его гипотенузу, получив таким образом конусное расстояние R_e ; через точки пересечения R_e с d_{e1} и d_{e2} провести отрезки, перпендикулярные R_e , отложив на них высоту зуба b .

Редукторы, включающие в себя червячные пары (рис.1.2), обычно требуют для своего полного изображения в эскизе не менее двух проекций, с показом в разрезе передач и подшипниковых узлов в осевой плоскости валов. Для построения червячной пары рассчитывают параметры колеса и червяка: $d_{w1}; d_{a1}; d_{f1}; b_1; d_{w2}; d_{a2}; d_{f2}; d_{am2}; b_1; b_2; 2\delta$.

Изобразив контуры червячного колеса, задаются расстоянием между подшипниками $L_n \approx d_{aM2}$, где d_{aM2} – наружный диаметр червячного колеса. Если для длительно работающей передачи расстояние между подшипниками $L_n \leq 250$ мм, то обычно применяется конструкция с двумя радиально – упорными подшипниками, установленными по разные стороны червяка (рис. 1.6). В противном случае, т.е. при $L_n \geq 250$ мм, ставят два радиально – упорных подшипника, или один сдвоенный подшипник, с одной стороны червяка, другой ставится радиальный подшипник, имеющий возможность свободного перемещения вдоль оси червяка вместе с его валом т.е. плавающая опора (рис. 2.13). С целью уменьшения потерь на трение в опорах червяка предпочтение следует отдавать подшипникам с большим углом контакта ($\alpha > 20^\circ$).

С целью унификации и упрощения технологии изготовления корпуса редуктора подшипники червяка выбирают одного типоразмера или с одним диаметральный размером при компоновке. Далее вычерчивают валы червяка и колеса по размерам определенным ниже.

В процессе компоновки возможно изменение первоначально принятого значения L , которое определяется минимально допустимым зазором a между корпусом и колесом и толщиной края бобышки s . Зазор можно определять как указано выше или в зависимости от величины a_w т.е. $a = (0,03 \div 0,04) a_w + (2 \div 4)$ мм при $a_w > 100$ мм и $a = 6 \div 8$ мм при $a_w < 100$ мм.

Результатом первого этапа компоновки является получение величин расчетных пролетов валов между центрами подшипников и мест приложения нагрузок к валам редуктора.

3.5 Второй этап эскизной компоновки редукторов

Задачей второго этапа эскизной компоновки является подробная конструктивная разработка основных деталей и узлов редуктора в рабочем положении в конструкции (элементов передач, валов, подшипниковых узлов).

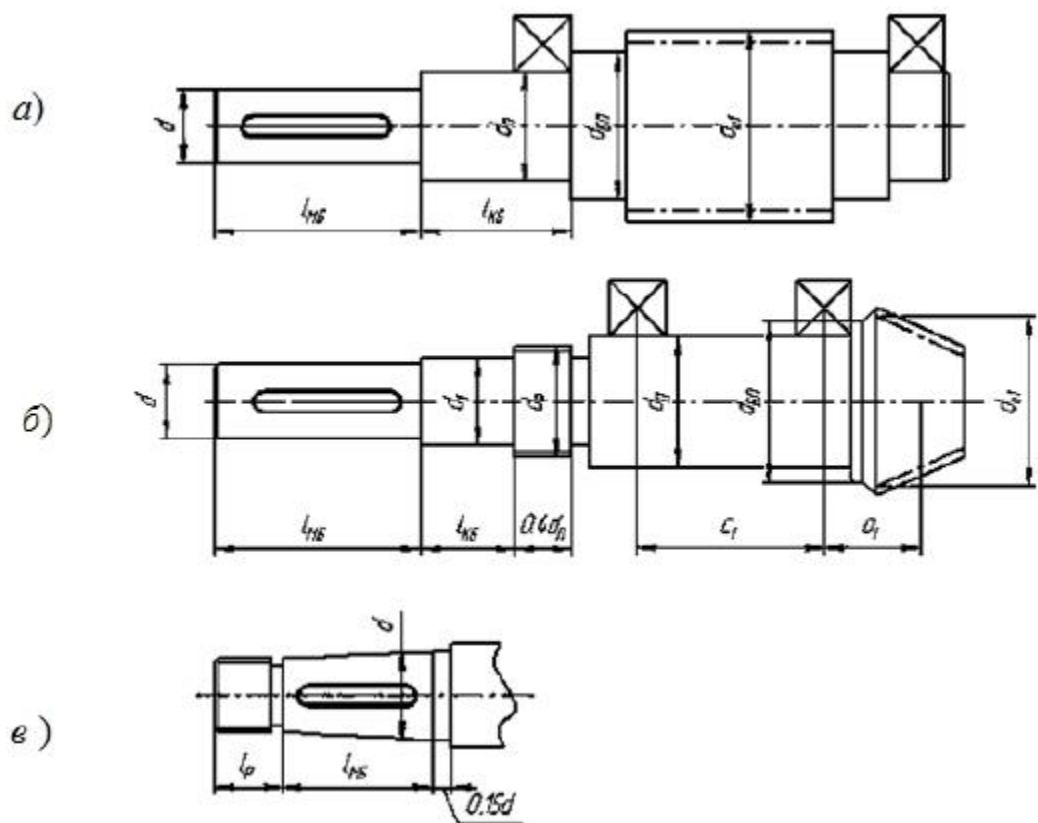
На данном этапе эскизного проектирования вся работа выполняется в следующей последовательности:

- Производится конструктивная разработка каждого вала редуктора с учетом выбранного типажа и способов крепления всех деталей и узлов, которые должны монтироваться на валах. Технологичность сборки и разборки конструкции в целом должна быть учтена при этом особо.
- Производится выбор подшипников по ГОСТу и конструктивное оформление подшипниковых узлов с учетом выбранной системы смазки редуктора и уплотнений на выходных концах валов
- Конструктивные оформления элементов передач (шестерен, колес, червяков и т.д.)

3.5.1. Проектный расчет валов

Для выполнения второго этапа компоновки необходимо определить размеры валов, исходя из расчетов на прочность. Выполняем проектный (приближенный) расчет вала на чистое кручение.

Редукторный вал представляет собой ступенчатое цилиндрическое тело, количество и размеры ступеней которого зависят от количества и размеров установленных на вал деталей. Проектный расчет ставит целью определить ориентировочно геометрические размеры каждой ступени вала: ее диаметр d и длину l . Валы редукторов можно подразделить на входные (быстроходные), выходные (тихоходные), промежуточные.



Входные (рис.1.3) и выходные валы (рис.1.4) обычно имеют выступающие из корпуса редуктора консольный участок с диаметром d и длиной $l = (0,8...1,5)d$ предназначенный для сопряжения с полумуфтой, шкивом или звездочкой цепной передачи. Выходные концы валов могут быть выполнены цилиндрическими (рис 1.3,а,б) или коническими (рис.1.3,в).

На валу *конической* шестерни (рис.1.3,б) из условия обеспечения необходимой жесткости узла следует выдерживать соотношение $d_{п} \geq 1,3 a_1$ и в качестве расстояния принимать $c_1 \geq 2,5 a_1$

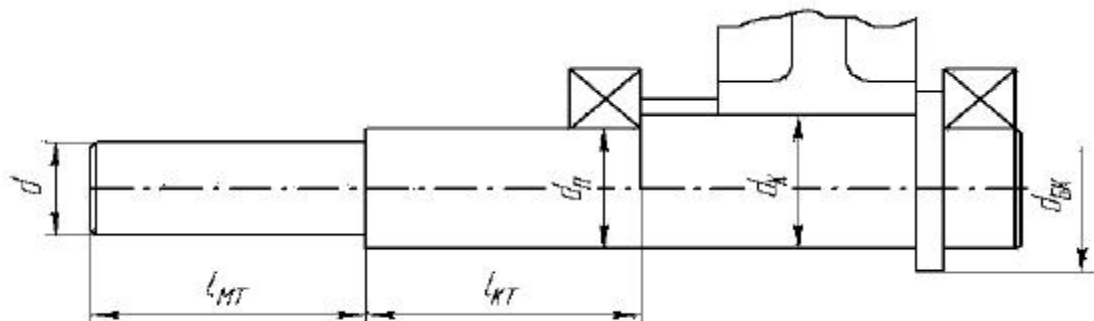


Рис.1.4.Выходной вал редуктора

Промежуточные валы редукторов (рис.1.5) выполняют в зависимости от конструкции редуктора. Обычно в двухступенчатых редукторах на промежуточном валу расположены зубчатое колесо быстроходной пары и шестерня тихоходной пары. Если колеса выполнены косозубыми то направление наклона зуба должна быть в противоположные стороны для уменьшения нагрузки на подшипники.

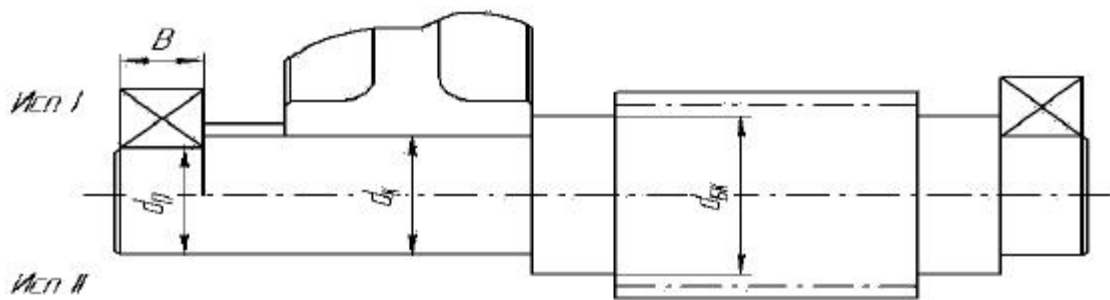


Рис.1.5.Промежуточный вал редуктора

Исп.1 предлагает выполнение вала с упорным буртиком для подшипника, а Исп.11 - вал гладкий с одинаковым размером под подшипник и колесо. На рис.1.6 показан входной вал червячного редуктора, выполненный заодно с червяком. Расстояния, а принимаются также как и в цилиндрическом редукторе (см. выше). В червячных редукторах при небольших межосевых расстояниях ($a_w \leq 160$ мм) разъем корпуса часто не делают. Вместо него в стенках корпуса делают два круглых окна (рис.2.22), через которые вводят в корпус комплект вала с червячным колесом и подшипниками. Червяк чаще всего имеет небольшой внешний диаметр, что позволяет установить его в корпус через отверстия для подшипника

3.5.2 Основной расчёт валов с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов

1. Составляется расчетная схема, где вал рассматривается как балка, лежащая на шарнирных опорах, расстояния между опорами и силами берутся из компоновки редуктора.

2. Определяется величина и направление сил и моментов, действующих на вал (из соответствующих расчетов зубчатых, червячных, ременных или цепных передач).

3. Усилия, изгибающие вал, раскладываются на горизонтальные и вертикальные составляющие, с вычерчиванием расчетных схем для каждой плоскости (рис. 2).

4. Определяются реакции в опорах методами сопротивления материалов и строятся эпюры изгибающих моментов в каждой из двух взаимно перпендикулярных плоскостей.

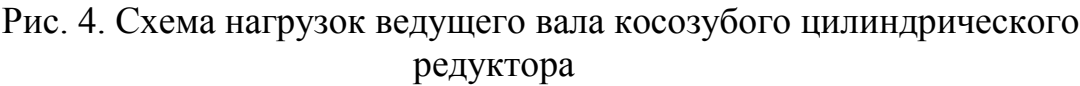
5. Изгибающие моменты, полученные для каждой из этих плоскостей, складываются геометрически по формуле:

$$M_u = \sqrt{(M_u^B)^2 + (M_u^r)^2}, \quad (2)$$

где M_u – результирующий изгибающий момент, Н·м;

M_u^B , M_u^r – изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскостях, Н·м.

6. Строится эпюра результирующих моментов M_u .



7. Строится эпюра крутящих моментов T .

8. По характеру эпюр определяются места опасных сечений (наибольшие значения моментов). Для этих мест вычисляют приведенные (эквивалентные) моменты (по теории наибольших касательных напряжений):

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{изг}}^2 + T^2}, \quad (3)$$

Для опасного сечения вала определяется диаметр

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma]}}, \text{ мм} \quad (4)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение при основном расчете валов для сталей 35, 40, 45 равно 50...60 Н/мм².

Полученное значение диаметра вала округляется по ГОСТу 6636-69 в меньшую сторону (смотрим предварительный расчёт валов).

Расчет последующих диаметров валов можно выполнять простым увеличением на 5...7 мм с последующим уточнением по нормальному ряду/

Для быстроходного (входного) вала (рис.1.3) принимают диаметры валов: диаметр выходного конца по формуле (3) или ниже приведенной формуле

$$d \geq (7...8) \cdot \sqrt[3]{T_B}, \quad (5)$$

где T_B - крутящий момент на быстроходном (входном) валу

Если валы редуктора и электродвигателя соединены муфтой то диаметр выходного конца принимают в зависимости от диаметра вала электродвигателя по формуле:

$$d = (0,8...1,2) \cdot d_{\text{эл}} \quad (6)$$

где $d_{\text{эл}}$ – диаметр вала электродвигателя принятый по каталогу.

Диаметр вала под подшипник

$$d_{\text{п}} \geq d + 2t_{\text{цпл}}(t_{\text{кон}}), \quad (7)$$

Диаметр упорного бурта вала под подшипник

$$d_{\text{бп}} \geq d_{\text{п}} + 3r; \quad (8)$$

Значение величин $t_{цил}$, $t_{кон}$, r для промежуточного вала (рис.1.5) диаметр вала под колесом по формуле (6) или по ниже приведенной

$$d_K \geq (6...7) \cdot \sqrt[3]{T_{ПР}}, \quad (9)$$

где $T_{ПР}$ - крутящий момент на промежуточном валу

Упорный бурт для колеса

$$d_{БК} \geq d_K + 3f, \quad (10)$$

диаметр вала под подшипник для двух видов исполнения

$$d_{П} = d_K - 3r \text{ (исп.1)} \quad d_{П} \leq d_K \text{ (исп.11);} \quad (11)$$

упорный бурт для подшипника

$$d_{БП} \geq d_{П} + 3r; \quad (12)$$

для тихоходного вала (выходного) (рис.1.4) диаметр выходного конца вала по формуле (3) или по ниже приведенной

$$d \geq (5...6) \cdot \sqrt[3]{T_T}, \quad (13)$$

где T_T - крутящий момент на тихоходном валу.

Диаметр вала под подшипник

$$d_{П} \geq d + 2 \cdot t_{цил}(t_{кон}), \quad (14)$$

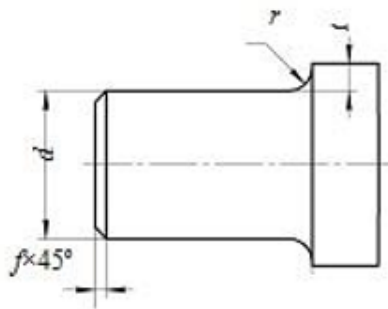
диаметр упорного бурта подшипника

$$d_{БП} \geq d_{П} + 3r, \quad (15)$$

диаметр вала под колесом

$$d_K \geq d_{БП} \quad (16)$$

Примечания: $t_{цил}$ ($t_{кон}$) означает, что форма вала цилиндрическая $t_{цил}$ либо коническая $t_{кон}$ Высоту заплечика $t_{цил}$ ($t_{кон}$), координату r фаски подшипника и размер f фаски колеса принимают в зависимости от диаметра d (мм):



d	17- 22	24- 30	32- 38	40- 44	45- 50	52- 58	60- 65	67- 75	80- 85	90- 95
$t_{\text{цпл}}$	3,0	3,5	3,5	3,5	4,0	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6
$t_{\text{кон}}$	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7	2,9
r	1,5	2,0	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	3,5	4,0
f	1,0	1,0	1,2	1,2	1,6	2,0	2,0	2,5	2,5	3,0

3.6 Конструктивные особенности выполнения эскизной компоновки редуктора

Для эскизной компоновки предварительно можно принимать:

- длину ступицы колеса - цилиндрического $l_{\text{ст}} \geq b_2$, червячного $l_{\text{ст}} \geq d_k$, конического $l_{\text{ст}} \approx 1,2 d_k$, где d_k – диаметр отверстия в ступице под колесом;

–длину посадочного конца вала $l_{\text{MT}} = l_{\text{MB}} = 1,5 d$;

–длину промежуточного участка тихоходного вала $l_{\text{КТ}} = 1,2 d_{\text{П}}$, быстроходного вала цилиндрической передачи $l_{\text{КБ}} = 1,4 d_{\text{П}}$, червячной передачи $l_{\text{КБ}} = 2 d_{\text{П}}$, быстроходного вала конической передачи $l_{\text{КБ}} = 0,8 d_{\text{П}}$;

Размеры участков валов, которые не определяются сопрягаемыми деталями, округляются до ближайших значений из ряда нормальных диаметров и длин в машиностроении. Диаметры под подшипники округляются до размеров принятых по ГОСТ для подшипников т.е. заканчиваются на 0 или 5 начиная с посадочного диаметра под подшипник $d = 20$ мм и выше.

Габариты подшипников качения назначают на первом этапе

компоновки (эскизного проектирования) сугубо ориентировочно – по ширине $B = 18...27$ мм, по диаметру наружных колец $D = 70...120$ мм. Меньшие значения рекомендуются для входных валов; большие – для выходных валов редукторов средних размеров общего назначения с $a_w - 350$ мм. Для промежуточных валов можно брать усредненные значения.

Фиксация деталей в осевом направлении обеспечивают буртиками (заплечиками), размеры которых зависят от вида насаживаемых деталей и диаметров валов. С целью унификации на обе шейки вала обычно устанавливают подшипники одного типоразмера несмотря на то что требуемая работоспособность для них различна. Длина шеек назначается в зависимости от насаживаемой детали, например для зубчатого колеса равной длине ступицы или, при одинаковом диаметре с подшипником, равной длине распорной втулки и ширине подшипника. Между насадными зубчатыми колесами и подшипниками могут быть предусмотрены распорные втулки, длина которых определяется положением зубчатых колес и подшипников. Диаметр заплечика вала и распорной втулки определяется типоразмером подшипника. Остальные размеры окончательно принимают после конструирования крышек подшипниковых узлов и при конструировании корпуса. ($l_{MT}, l_{MB}, l_{KB}, l_{KT}$). Участок выходного конца вала диаметром d_{II} под подшипник и диаметром d_1 должен выступать за внешнюю плоскость крышки (или головки винта) на величину $l = 0,6...0,8$ а, где а – зазор

На рис.1.9 – 1.13 показана вторая эскизная компоновка различных редукторов

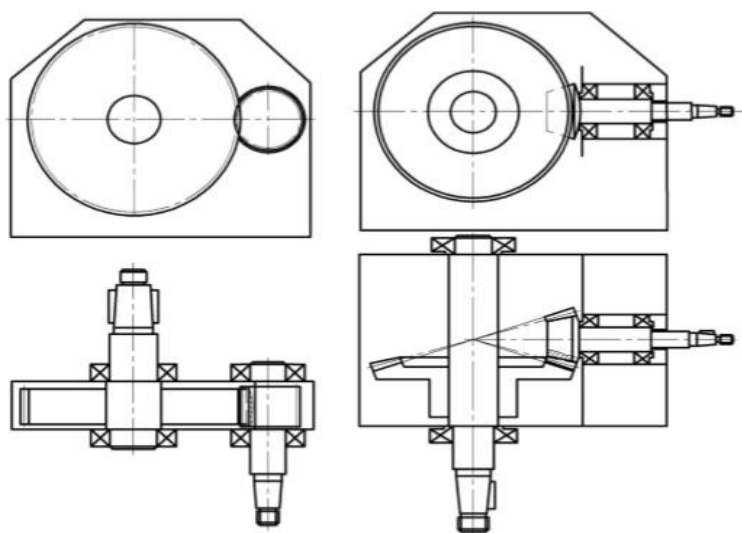


Рис.1.9. Второй этап эскизной компоновки цилиндрического и конического одноступенчатого редуктора

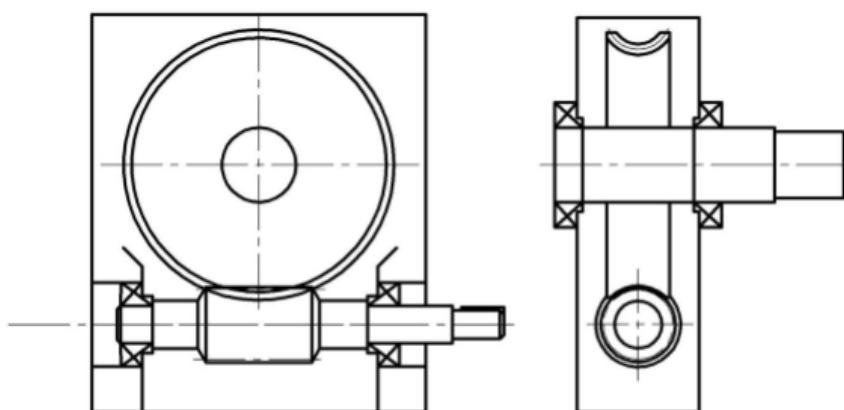


Рис.1.10. Второй этап эскизной компоновки червячного одноступенчатого редуктора с нижним расположением червяка

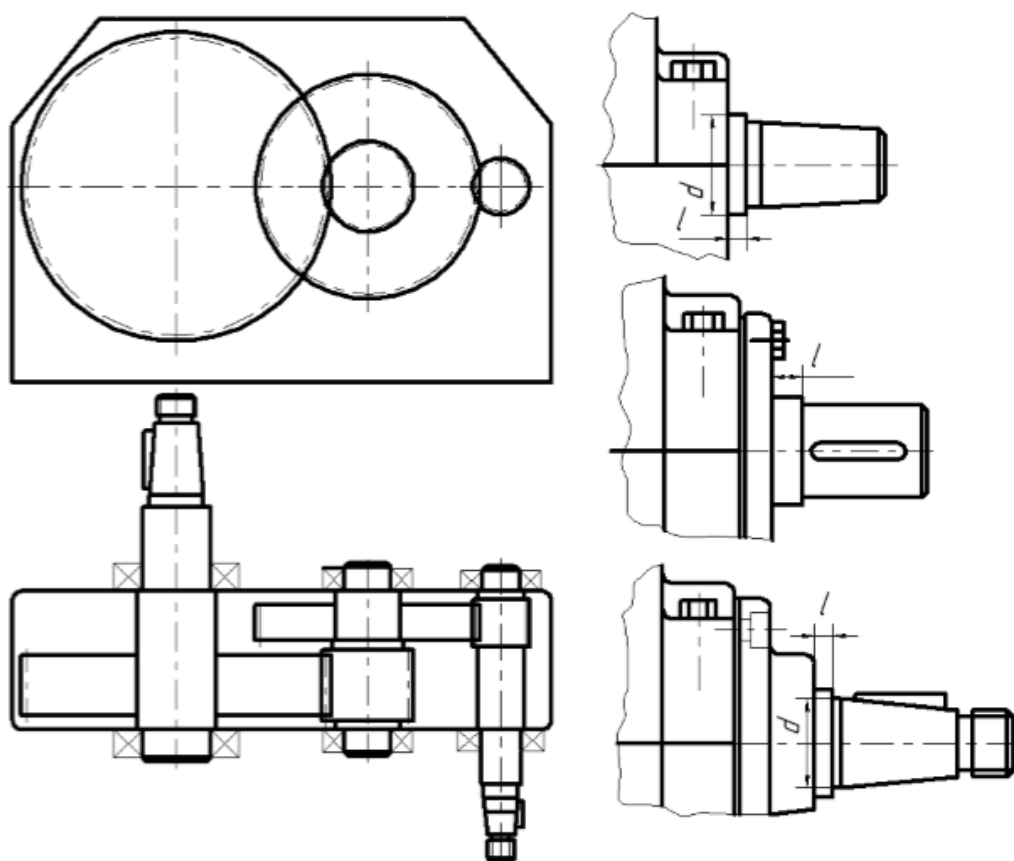


Рис. 1.11. Второй этап компоновки двухступенчатого цилиндрического редуктора

При раздвоенной быстроходной (или тихоходной) ступени (рис.1.12) колеса расположены симметрично относительно опор, что

приводит к меньшей концентрации нагрузки по длине зубьев, чем при применении обычной развернутой схеме. Это позволяет иметь в рассматриваемом случае менее жесткие валы. Соосная схема (рис.1.13) позволяет получить меньшие габариты по длине: это ее основное преимущество. В соосных редукторах быстроходная ступень обычно недогружена, так как силы, возникающие в зацеплении колес тихоходной ступени значительно больше, чем в быстроходной, а межосевые расстояния ступеней должны быть одинаковы ($a_{wБ} = a_{wТ}$). Указанное обстоятельство является одним из основных недостатков соосных редукторов.

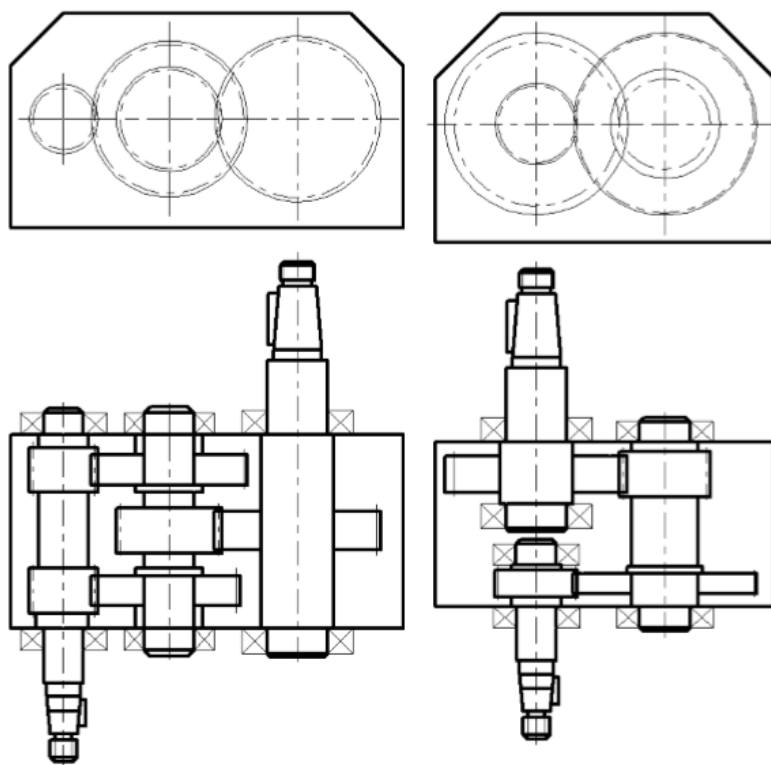


Рис.1.12.Второй этап эскизной компоновки цилиндрического редуктора с раздвоенной ступенью

Рис.1.13.Второй этап эскизной компоновки цилиндрического соосного редуктора

Образец титульного листа РГР.
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Технический сервис»

РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА
по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»
на тему «Компоновка редуктора»

Выполнил: студент (группа)

Ф.И.О.

Проверил: преподаватель

Ф.И.О.

Оренбург, 20__ год.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОМУ ИЗУЧЕНИЮ ВОПРОСОВ

3.1 Прямозубые цилиндрические передачи.

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 Особенности сборки планетарных передач.

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

3.4 Разновидности подшипников скольжения.

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

3.5 Расчёт.

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

3.6 Заклепочные соединения.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на расчёт заклёпочных соединений.

3.7 Соединения дуговой сваркой и контактной сваркой.

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

3.8 Расчёт разъёмных соединений.

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

3.9 Подвижные муфты.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на конструкцию подвижных муфт.

3.10 Стропы.

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

3.11 Клещевые захваты.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на расчёт клещевых захватов.

3.12 Расчет механизма передвижения с канатной тягой.

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

3.13 Автоматические грузоупорные тормоза.

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

3.14 Проектирование металлоконструкций консольного типа.

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

3.15 Соединения элементов металлоконструкций.

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

3.16 Устройство и основы проектирования скребковых транспортеров.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на расчёт скребковых транспортёров.

4. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОДГОТОВКЕ К ЗАНЯТИЯМ

4.1 Прямозубые цилиндрические передачи.

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

4.2 Конические передачи.

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

4.3 Планетарные передачи.

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

4.4 Ремённые передачи.

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

4.5 Валы и оси. Расчёт валов.

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

4.6 Подшипники скольжения. Расчёт.

При подготовке 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.

Приложения

ФГБОУ ВО Оренбургский государственный аграрный университет

Кафедра «Технический сервис»

Задание № 1

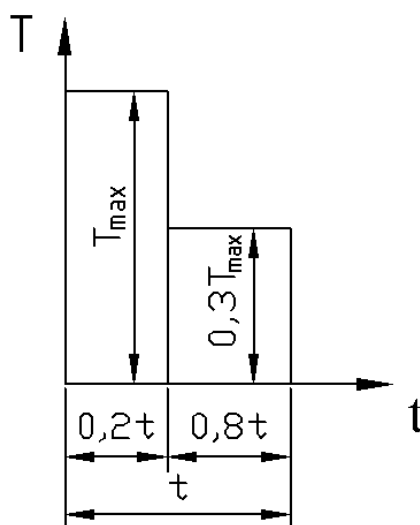
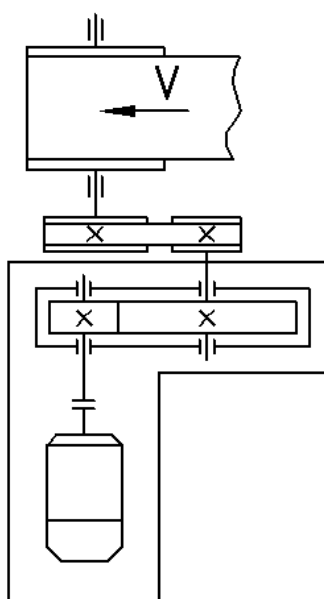
Вариант №

на курсовую работу по дисциплине «ДМ И ОК»

Студент

Группа

Рассчитать и спроектировать привод ленточного транспортёра



Исходные данные		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальное тяговое усилие ленты	F, Н	2000	3000	1000	2000	2500	1800	1700	3000	2500	1500
Диаметр барабана	D, мм	200	180	225	225	250	250	260	275	250	210
Скорость транспортёра	V, м/с	0,8	1,0	0,5	0,9	1,0	1,1	0,8	0,9	1,2	1,3
Угловая скорость вала электродвигателя	ω , рад/с	76	76	76	101	76	101	76	76	101	101
Срок службы привода	лет	5	6	7	4	8	7	5	6	4	8
Число рабочих смен в сутки	-	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2

Дата выдачи

Руководитель

ФГБОУ ВО Оренбургский государственный аграрный университет

Кафедра «Технический сервис»

Задание № 2

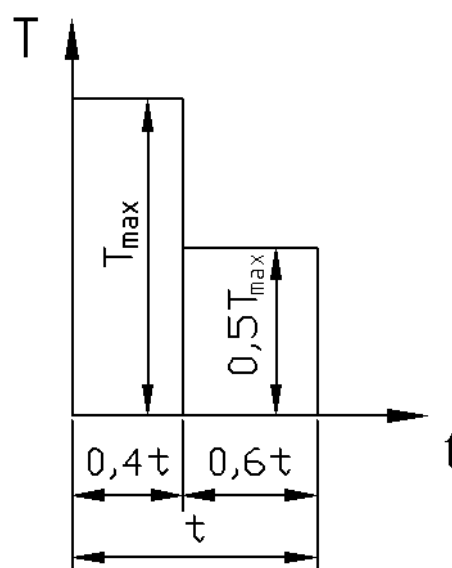
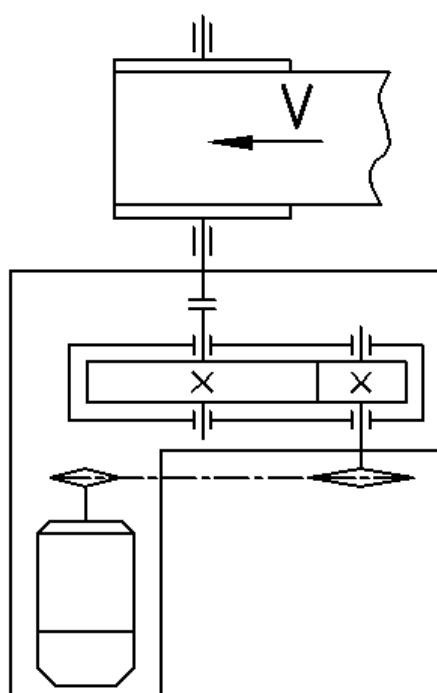
Вариант №

на курсовую работу по дисциплине «ДМ И ОК»

Студент

Группа

Рассчитать и спроектировать привод ленточного транспортёра



Исходные данные		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальное тяговое усилие ленты	F, Н	2000	1500	2500	1000	2000	3000	2800	1500	2000	1500
Диаметр барабана	D, мм	200	220	240	250	280	200	260	220	240	280
Скорость транспортёра	V, м/с	0,6	1,3	1,2	0,9	1,0	1,2	0,8	1,1	1,3	1,2
Угловая скорость вала электродвигателя	ω , рад/с	76	101	76	76	101	76	76	101	101	101
Срок службы привода	лет	6	4	3	7	8	9	5	6	3	10
Число рабочих смен в сутки	-	3	2	1	3	2	1	3	2	1	3

Дата выдачи

Руководитель

ФГБОУ ВО Оренбургский государственный аграрный университет
Кафедра «Технический сервис»

Задание № 3

Вариант №

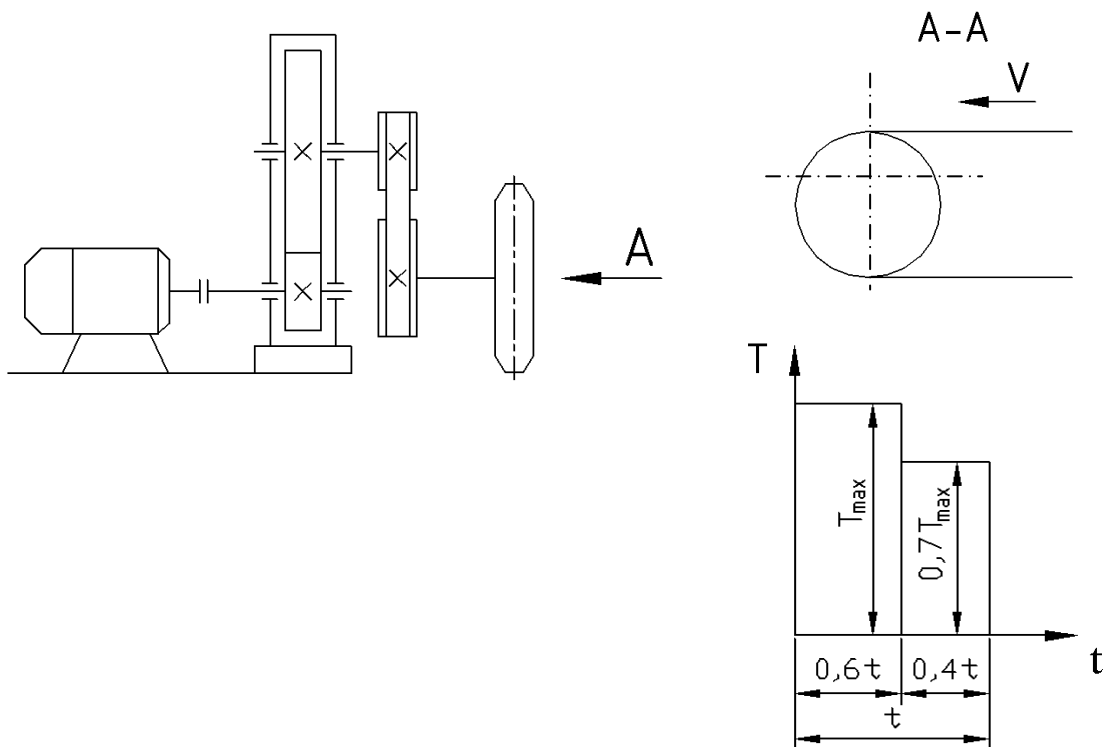
Кафедра «Технический сервис»

Задание № 3

Вариант №

на курсовую работу по дисциплине «ДМ И ОК»

Рассчитать и спроектировать привод цепного транспортёра



Исходные данные		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальное тяговое усилие ленты	F, Н	2000	1500	2500	1000	4000	3000	2700	1700	2200	4500
Скорость транспортёра	V, м/с	0,5	0,6	0,55	0,45	0,65	0,55	0,6	0,5	0,45	0,6
Шаг цепи	t, мм	60	60	70	40	50	60	60	40	60	50
Число зубьев ведущей звёздочки	z	7	9	5	10	7	4	8	9	6	8
Угловая скорость вала электродвигателя	ω , рад/с	76	76	76	76	76	76	76	76	76	76
Срок службы привода	лет	4	8	6	5	9	7	4	5	7	6
Число рабочих смен в сутки	-	2	1	2	3	1	2	3	2	3	1

Дата выдачи

Руководитель

ФГБОУ ВО Оренбургский государственный аграрный университет

Кафедра «Технический сервис»

Задание № 4

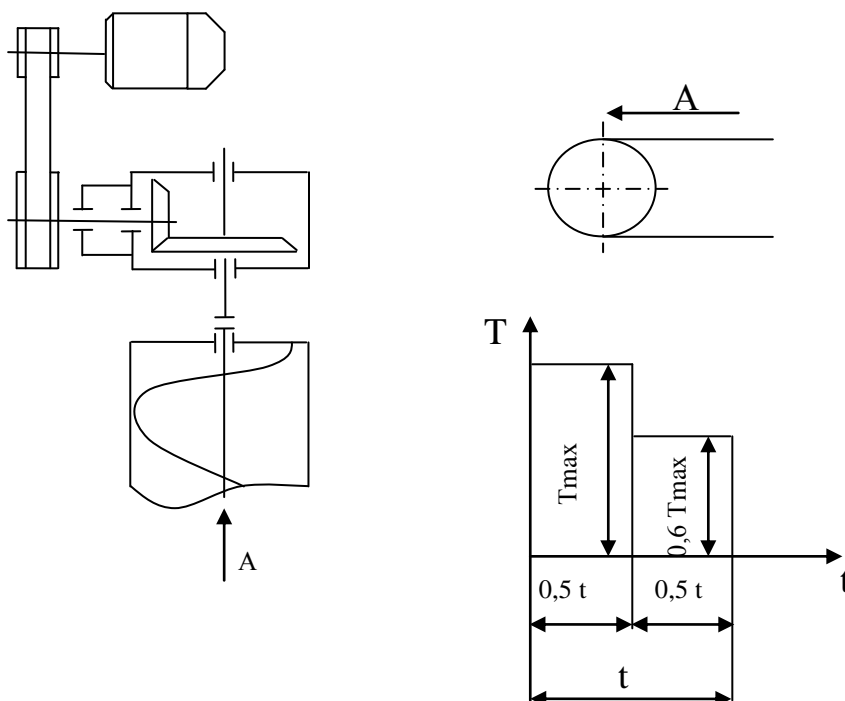
Вариант №

на курсовую работу по дисциплине “ДМ И ОК”

Студент

Группа

Рассчитать и спроектировать привод к шнеку-смесителю



Исходные данные		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальное тяговое усилие шнека	F, Н	1500	1700	2000	2500	1500	1100	2200	2300	3000	3500
Диаметр шнека	D, мм	360	300	400	350	400	300	500	450	400	200
Скорость перемещения смеси	V, м/с	0,8	0,9	1,2	1,1	1,0	0,8	1,1	1,2	1,3	0,7
Угловая скорость вала электродвигателя	ω , рад/сек	76	76	101	76	76	76	76	76	101	101
Срок службы привода	лет	7	9	5	6	10	8	7	5	9	5
Число рабочих смен в сутки	-	3	2	3	2	1	2	3	3	2	1

Дата выдачи

Руководитель

ФГБОУ ВО Оренбургский государственный аграрный университет

Кафедра «Технический сервис»

Задание № 5

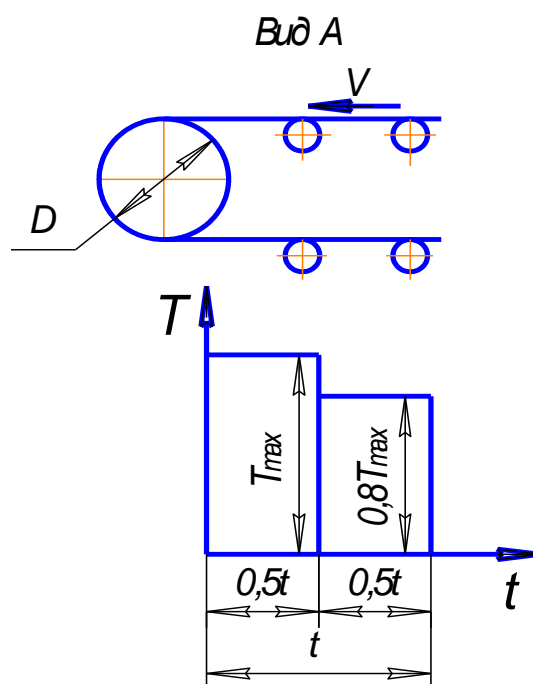
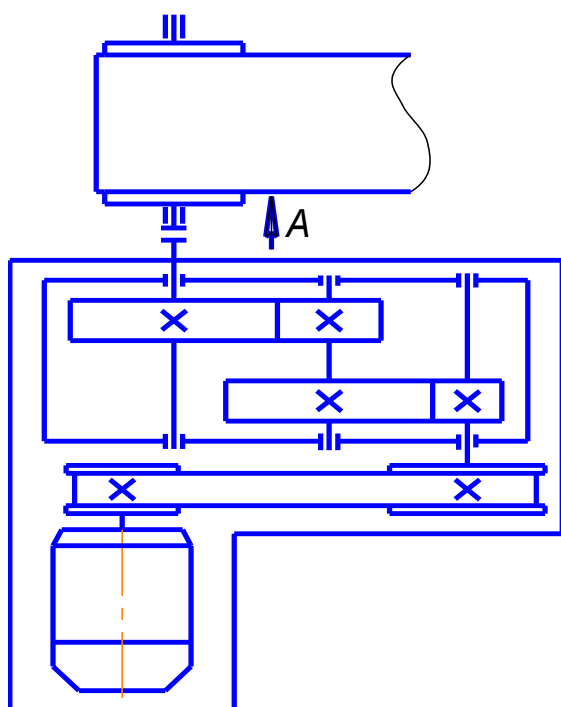
Вариант №

на курсовую работу по дисциплине “ДМ И ОК”

Студент

Группа

Рассчитать и спроектировать привод ленточного транспортёра



Исходные данные		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальное тяговое усилие ленты	F, Н	2000	4000	3000	2000	3000	6000	5000	4000	2000	4000
Диаметр барабана	D, мм	300	280	400	300	250	260	520	200	350	420
Скорость транспортёра	V, м/с	0,5	0,6	0,7	0,3	0,4	0,6	0,8	0,3	0,5	0,9
Угловая скорость вала электродвигателя	ω , рад/сек	151	151	151	76	101	151	101	151	101	151
Срок службы привода	лет	5	4	5	5	4	6	7	7	5	5
Число рабочих смен в сутки	-	1	2	3	2	1	1	2	1	2	1

Дата выдачи

Руководитель

ФГБОУ ВО Оренбургский государственный аграрный университет

Кафедра «Технический сервис»

Задание № 6

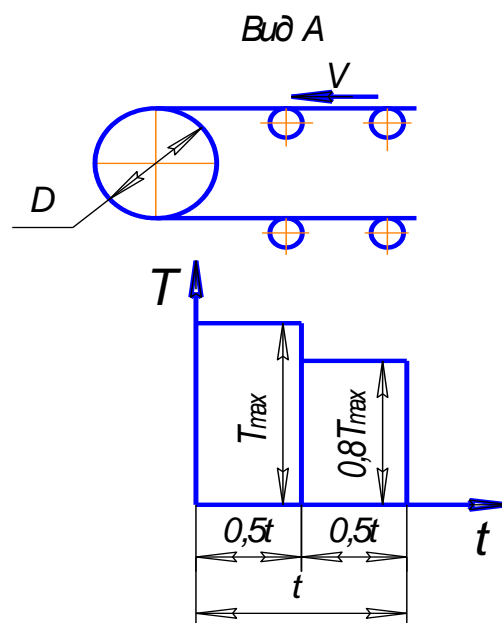
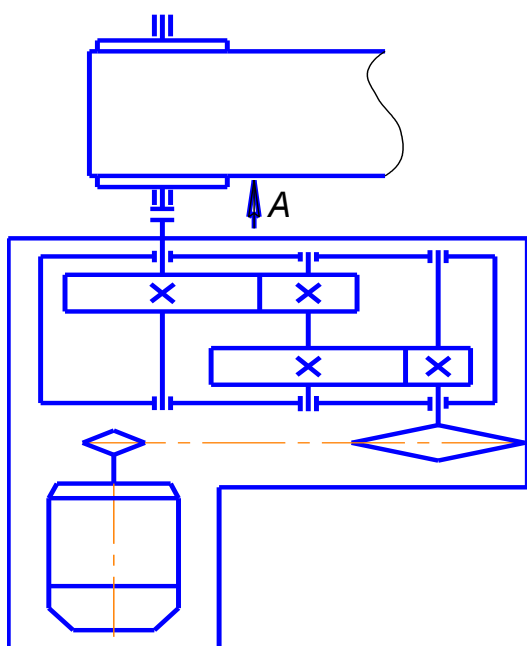
Вариант №

на курсовую работу по дисциплине “ДМ И ОК”

Студент

Группа

Рассчитать и спроектировать привод ленточного транспортёра



Исходные данные		Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальное тяговое усилие ленты	F, Н	4000	3000	2000	1000	4000	3000	2000	1000	5000	6000
Диаметр барабана	D, мм	300	280	400	300	250	260	500	200	300	400
Скорость транспортёра	V, м/с	0,5	0,6	0,7	0,3	0,4	0,6	0,8	0,3	0,5	0,9
Угловая скорость вала электродвигателя	ω , рад/сек	151	151	151	76	101	151	101	151	101	151
Срок службы привода	лет	5	4	6	4	5	7	5	4	5	5
Число рабочих смен в сутки	-	1	2	3	1	2	1	2	1	2	1

Дата выдачи

Руководитель