

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к курсовой работе по дисциплине «Детали машин и
основы конструирования»

Направление подготовки: *35.03.06 Агроинженерия*

Профили: *Технические системы в агробизнесе*

*Технологическое оборудование для хранения и переработки с.х.
продукции*

Технический сервис в АПК

Введение

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

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

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

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

Цель курсовой работы:

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

В процессе проектирования студенты выполняют следующие:

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

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

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

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

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

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

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

1 Рекомендуемая литература

Основная

1. Лекции по курсу «Детали машин и основы конструирования» Курск: 2015.
2. Дунаев П. Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов. - М.: Высшая школа, 1985. - 416 с., ил.
3. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов. /С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. - М.: Машиностроение, 1984. - 560 с., ил.
4. Гузенков П. Г. Детали машин. - М: Высшая школа, 1982. - 351 с., ил.
5. Курсовое проектирование деталей машин /В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др.: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. - Л.: Машиностроение, 1984. - 400 с., ил.
6. Гжиров Р. И. Краткий справочник конструктора. - Л: Машиностроение, 1984. - 464 с., ил.
7. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. - М.: Машиностроение, 1989. - 496 с., ил.
8. Анурьев В. И. Справочник конструктора- машиностроителя: В 3-х т. Т. 3. - М.: Машиностроение, 1982. - 576 с., ил.
9. Анурьев В. И. Справочник конструктора- машиностроителя: В 3-х т. Т. 2. - М.: Машиностроение, 1982. - 584 с., ил.
10. Анурьев В. И. Справочник конструктора- машиностроителя: В 3-х т. Т. 1. - М.: Машиностроение, 1982. - 736 с., ил.

Дополнительная

1. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для вузов по машиностроит. направлениям подгот. и специальностям / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. - 12-е изд., стер. - М.: Академия, 2009. - 495 с. ил. - (Высшее профессиональное образование)
2. Клоков В.Г., Курбатова И.А. Детали машин. Проектирование узлов и деталей маши; выбор материалов и методов их упрочнения: Учебное пособие для выполнения курсового проекта. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: МГИУ, 2007. 112 с.
3. Ковчегин Д.А., Петракова Е.А. Детали машин: Учебный справочник к выполнению курсового проекта – М.: МГИУ, 2007. 128 с.
4. Конструирование корпусных деталей. Определение параметров корпуса редуктора. Методические указания. / Ю.В. Болдырев, А.А. Шварц/ - Курск: 2012. - 16 с.

2 Тематика заданий курсовой работы

Курсовая работа для бакалавров направления подготовки Агроинженерия профилей «Технические системы в агробизнесе», «Технологическое оборудование для хранения и переработки с.х. продукции», «Технический сервис в АПК» инженерного факультета включает в себя расчет и проектирование приводов машин работающих при длительной постоянной нагрузке (транспортеров, вентиляторов, насосов и др.).

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

Исходными данными к проектированию привода являются:

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

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

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

Темы курсовых работ по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» утверждаются решением кафедры СиОПП.

2.1 Задания и варианты заданий курсового проекта



Министерство сельского хозяйства Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Курская государственная сельскохозяйственная академия имени профессора И.И. Иванова»

СИСТЕМА МЕНЕДЖМЕНТА КАЧЕСТВА

Кафедра «Стандартизация и оборудование перерабатывающих производств»

Дисциплина: Детали машин и основы конструирования

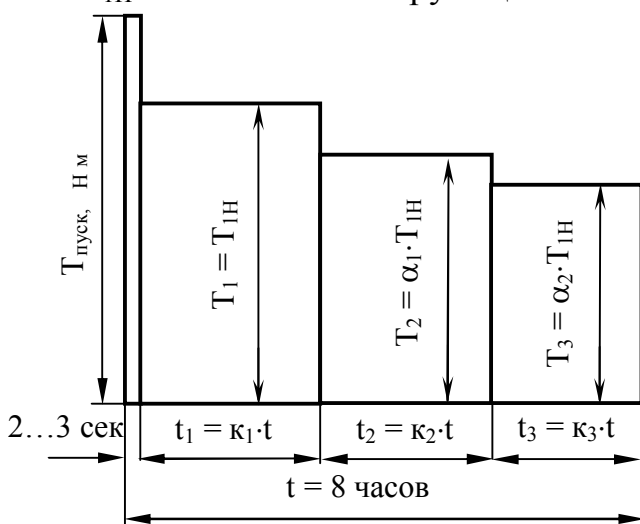
Направление подготовки: 35.03.06.62 Агроинженерия
Профиль:

ЗАДАНИЕ №

на курсовую работу студенту группы _____ инженерного факультета

1. РАССЧИТАТЬ И СПРОЕКТИРОВАТЬ ПРИВОД ПО СЛЕДУЮЩИМ ДАННЫМ:

- 1.1. Мощность на выходном валу привода $P_v =$ _____ кВт
- 1.2. Угловая скорость выходного вала привода $\omega_v =$ _____ рад/с
- 1.3. Синхронная частота вращения вала электродвигателя $n_d =$ _____ мин⁻¹
- 1.4. В конструкцию привода необходимо включить _____ редуктор с передаточным числом $U_p =$ _____
- 1.5. Выходной вал привода должен быть расположен _____
- 1.6. График изменения нагрузки на привод в течение смены:
t - продолжительность одной смены;
 T_{IH} - номинальный крутящий момент.



$K_1 =$ _____ $\alpha_1 =$ _____

$K_2 =$ _____ $\alpha_2 =$ _____

$K_3 =$ _____

1.7. Число рабочих смен в сутки _____

1.8. Срок службы привода _____ лет

$K_{год} =$ _____; $K_{сут.} =$ _____

1.9. Класс нагрузки H _____; $PВ =$ _____

2. ВЫПОЛНИТЬ СЛЕДУЮЩИЕ ЧЕРТЕЖИ:

- 2.1. Сборочный чертеж редуктора с необходимыми разрезами и сечениями (1 лист, формат А1)
- 2.2. Рабочие чертежи 4^{-X} оригинальных деталей редуктора (1 лист, формат А1)

Начало проектирования 20 г.
Защита проекта 20 г.

Руководитель проекта _____

Наименование исходного данного	Номер задания																																																	
	41					42					43					44					45					46					47					48					49					50				
	Вариант					Вариант					Вариант					Вариант					Вариант					Вариант					Вариант					Вариант					Вариант									
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
1. Мощность на выходном валу привода, $P_в$, кВт	0,45	0,90	1,20	1,80	2,40	2,40	1,80	1,20	0,90	0,45	0,45	0,90	1,20	1,80	2,40	2,40	1,80	1,20	0,90	0,45	0,45	0,90	1,20	1,80	2,40	2,40	1,80	1,20	0,90	0,45	0,45	0,90	1,20	1,80	2,40	2,40	1,80	1,20	0,90	0,45	0,45	0,90	1,20	1,80	2,40	2,40	1,80	1,20	0,90	0,45
2. Угловая скорость выходного вала привода, $\omega_в$, рад/с	14,55	59,33/38,52	14,81	63,63/39,77	15,02	64,26/35,70	15,22	55,92/34,95	15,17	47,10/33,64	11,37	54,16/30,09	11,57	49,71/31,07	11,73	49,98/27,77	11,84	43,45/27,18	11,79	36,63/26,17	9,09	43,33/24,07	9,25	39,77/24,85	9,38	35,98/20,00	8,52	46,22/19,57	8,49	26,37/18,84	5,77	27,51/15,28	5,87	25,25/15,78	5,96	22,49/12,49	5,32	19,57/12,23	5,30	16,45/11,75	3,63	17,33/9,63	3,70	15,90/9,94	3,75	14,28/7,93	3,38	12,43/7,76	3,37	10,47/7,47
3. Синхронная частота вращения вала электродвигателя, $n_д$, мин ⁻¹	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000
4. Тип редуктора, который необходимо включить в конструкцию привода	Редуктор конический одноступенчатый горизонтальный																																																	
5. Передаточное число редуктора, U_p	1,25					1,40					1,60					1,80					2,00					2,50					3,15					4,00					5,00					6,30				
6. Расположение выходного вала привода в пространстве	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.
7. Коэффициенты графика изменения нагрузки на привод в течении смены	K_1	0,50				0,30				0,50				0,20				0,40				0,10				0,50				0,40				0,20				0,40												
	K_2	0,30				0,50				0,20				0,30				0,10				0,40				0,40				0,50				0,40				0,20												
	K_3	0,20				0,20				0,30				0,50				0,50				0,10				0,10				0,40				0,40																
	α_1	0,50				0,50				0,50				0,60				0,60				0,70				0,70				0,70				0,70																
	α_2	0,30				0,20				0,10				0,50				0,40				0,60				0,50				0,40				0,30				0,40												
8. Число рабочих смен в сутки	1					3					2					1					3					2					1					3					2					1				
9. Срок службы привода, лет	10					5					7					10					5					7					10					5					7					10				
10. Коэффициент годового использования, $K_{год}$	0,55					0,45					0,50					0,55					0,45					0,50					0,55					0,45					0,50					0,55				
11. Коэффициент суточного использования, $K_{сут}$	0,33					1,0					0,66					0,33					1,0					0,66					0,33					1,0					0,66					40,33				
12. Класс нагрузки	H 0,56					H 0,8					H 0,63					H 0,56					H 0,8					H 0,63					H 0,56					H 0,8					H 0,63					H 0,56				
13. Продолжительность включений, ПВ	0,25					0,35					0,30					0,25					0,35					0,30					0,25					0,35					0,30					0,25				
14. Передаточное число остальных ступеней привода	8					7					8					7					8					7					8					7					8					7				

Наименование исходного данного	Номер задания																																																		
	51					52					53					54					55					56					57					58					59					60					
	Вариант					Вариант					Вариант					Вариант					Вариант					Вариант					Вариант					Вариант					Вариант										
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	
1. Мощность на выходном валу привода, P_e , кВт	0,35	0,75	1,00	1,50	2,00	2,00	1,50	1,00	0,75	0,50	0,35	0,75	1,00	1,50	2,00	2,00	1,50	1,00	0,75	0,50	0,35	0,75	1,00	1,50	2,00	2,00	1,50	1,00	0,75	0,50	0,35	0,75	1,00	1,50	2,00	2,00	1,50	1,00	0,75	0,50	0,35	0,75	1,00	1,50	2,00	2,00	1,50	1,00	0,75	0,50	
2. Угловая скорость выходного вала привода, ω_b , рад/с	16,33/9,07	5,25	14,81/9,26	5,33	13,14/9,38	3,71	13,42/7,45	3,73	11,89/7,43	3,71	10,47/5,82	3,36	9,48/5,92	3,41	8,41/6,00	2,32	8,39/4,66	2,33	7,43/4,64	2,32	6,55/3,64	2,10	5,92/3,70	2,13	5,25/3,75	1,49	5,37/2,98	1,49	4,76/2,97	1,49	4,15/2,31	1,33	3,76/2,35	1,35	3,34/2,38	0,93	3,35/1,86	0,93	2,97/1,86	0,93	2,62/1,45	0,84	2,37/1,48	0,85	2,10/1,50	0,59	2,13/1,18	0,59	1,89/1,18	0,59	
3. Синхронная частота вращения вала электродвигателя, n_d , мин ⁻¹	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000	
4. Тип редуктора, который необходимо включить в конструкцию привода	Редуктор червячный одноступенчатый универсальный типа 2Ч																																																		
5. Передаточное число редуктора, U_p	8					10					12,5					16					20					25					31,5					40					50					63					
6. Расположение выходного вала привода в пространстве	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	
7. Коэффициенты графика изменения нагрузки на привод в течении смены	K_1	0,40					0,30					0,40					0,30					0,20					0,50					0,50					0,30					0,20					0,20				
	K_2	0,40					0,40					0,30					0,30					0,30					0,20					0,30					0,50					0,50					0,20				
	K_3	0,20					0,30					0,30					0,40					0,50					0,30					0,20					0,20					0,30					0,60				
	α_1	0,70					0,80					0,90					1,00					0,60					0,90					0,90					0,90					0,80					0,70				
	α_2	0,60					0,70					0,70					0,70					0,50					0,80					0,60					0,80					0,70					0,50				
8. Число рабочих смен в сутки	3					2					1					3					2					1					3					2					1					3					
9. Срок службы привода, лет	5					7					10					5					7					10					5					7					10					5					
10. Коэффициент годового использования, $K_{год}$	0,45					0,50					0,55					0,45					0,50					0,55					0,45					0,50					0,55					0,45					
11. Коэффициент суточного использования, $K_{сут}$	1,0					0,66					0,33					1,0					0,66					0,33					1,0					0,66					0,33					1,0					
12. Класс нагрузки	H 0,8					H 0,63					H 0,56					H 0,8					H 0,63					H 0,56					H 0,8					H 0,63					H 0,56					H 0,8					
13. Продолжительность включений, ПВ	0,35					0,30					0,25					0,35					0,30					0,25					0,35					0,30					0,25					0,35					
14. Передаточное число остальных ступеней привода.	7					8					7					8					7					8					7					8					7					8					

Наименование исходного данного	Номер задания																																																						
	61					62					63					64					65					66					67					68					69					70									
	Вариант					Вариант					Вариант					Вариант					Вариант					Вариант					Вариант					Вариант					Вариант														
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
1. Мощность на выходном валу привода, $P_в$, кВт	0,46	0,90	1,25	1,80	2,50	2,50	1,80	1,25	0,90	0,46	0,46	0,90	1,25	1,80	2,50	2,50	1,80	1,25	0,90	0,46	0,46	0,90	1,25	1,80	2,50	2,50	1,80	1,25	0,90	0,46	0,46	0,90	1,25	1,80	2,50	2,50	1,80	1,25	0,90	0,46	0,46	0,90	1,25	1,80	2,50	2,50	1,80	1,25	0,90	0,46	0,46	0,90	1,25	1,80	2,50
2. Угловая скорость выходного вала привода, $\omega_в$, рад/с	6,73	66,88/37,16	6,95	59,66/37,29	7,14	60,35/33,53	5,55	52,89/33,06	5,37	45,46/32,47	5,38	53,50/29,73	5,59	47,73/29,83	5,71	48,28/26,82	4,44	42,31/26,45	4,30	36,37/25,98	4,27	42,46/23,59	4,44	37,88/23,67	4,53	38,08/21,15	3,50	33,37/20,86	3,39	28,69/20,49	3,36	33,44/18,58	3,49	29,83/18,64	3,57	30,04/16,69	2,76	26,33/16,45	2,67	22,63/16,16	2,69	26,75/14,86	2,80	23,86/14,91	2,86	24,14/13,41	2,22	21,16/13,22	2,41	18,17/13					
3. Синхронная частота вращения вала электродвигателя, $n_{ос}$, мин ⁻¹	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1500					
4. Тип редуктора, который необходимо включить в конструкцию привода	Редуктор цилиндрический одноступенчатый горизонтальный типа ЦУ																																																						
5. Передаточное число редуктора, U_p	2					2,24					2,5					2,8					3,15					3,55					4					4,5					5					5,6									
6. Расположение выходного вала привода в пространстве	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.	Верт.	Гор.					
7. Коэффициенты графика изменения нагрузки на привод в течении смены	K_1	0,2					0,6					0,2					0,7					0,5					0,8					0,6					0,4					0,3					0,3								
	K_2	0,6					0,2					0,6					0,2					0,4					0,1					0,3					0,3					0,4					0,3								
	K_3	0,2					0,2					0,2					0,1					0,1					0,1					0,1					0,3					0,3					0,4								
	α_1	0,5					0,6					0,7					0,8					0,9					1,0					0,9					0,8					0,7					0,6								
	α_2	0,4					0,5					0,6					0,7					0,8					0,9					0,9					0,5					0,4					0,3					0,2			
8. Число рабочих смен в сутки	3					2					1					3					2					1					3					2					1					3									
9. Срок службы привода, лет	5					7					10					5					7					10					5					7					10					5									
10. Коэффициент годового использования, $K_{год}$	0,45					0,50					0,55					0,45					0,50					0,55					0,45					0,50					0,55					0,45									
11. Коэффициент суточного использования, $K_{сут}$	1,0					0,66					0,33					1,0					0,66					0,33					1,0					0,66					0,33					1,0									
12. Класс нагрузки	H 0,8					H 0,63					H 0,56					H 0,8					H 0,63					H 0,56					H 0,8					H 0,63					H 0,56					H 0,8									
13. Продолжительность включений, ПВ	0,35					0,30					0,25					0,35					0,30					0,25					0,35					0,30					0,25					0,35									
14. Передаточное число остальных ступеней привода	7					8					7					8					7					8					7					8					7					8									

3 Организация работы студентов над курсовой работой и проведение защиты

Курсовая работа выполняется каждым студентом индивидуально, в соответствии с графиком, утвержденным на кафедре СиОПП. В графике указываются сроки выполнения основных этапов работы, там же отмечается ход выполнения этапов.

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

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

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

Студенты-заочники являются на обязательные консультации к руководителю курсовой работы и межсессионный период в соответствии с графиком учебного процесса. При необходимости они могут консультироваться вместе со студентами дневной формы обучения. Законченная курсовая работа высылается методисту заочного факультета или представляется руководителю для рецензирования не менее чем за две недели до срока защиты. Курсовая работа обязательно должен быть зарегистрирована в деканате заочного факультета. При положительной рецензии работа допускается к защите, при отрицательной рецензии - возвращается на доработку или исправление.

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

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

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

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

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

4 Состав, объем и структура работы

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

Описательная часть курсовой работы и расчеты оформляются в виде пояснительной записки, структура которой приводится ниже:

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

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

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

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

10. Ориентировочный расчет валов (приложение Е).

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

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

12.1 Расчет шпонок.

12.2 Приближенный расчет вала.

12.3 Уточненный расчет вала.

12.4 Подбор и расчет подшипников качения по динамической грузоподъемности.

13.** Тепловой расчет редуктора.

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

15. Список использованных источников (приложение Л).

16. Приложения (спецификации).

Примечание

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

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

5 Методические указания по проектированию

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

6 Оформление проектной и конструкторской документации курсовой работы

В состав курсовой работы по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» следующие конструкторские документы, регламентированные ГОСТ 2.102-68: текстовый документ - пояснительная записка (шифр ПЗ); графические документы - сборочный чертеж редуктора (шифр СБ), рабочие чертежи четырех деталей редуктора.

6.1 Указания по оформлению пояснительной записки

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

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

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

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

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

Разраб. – разработал	Подп. – подпись
Пров. – проверил	Н. контр. – нормоконтроль
Рук. – руководитель	Утв. – утвердил

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

6.2 Основные требования к оформлению графической части проекта

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Основная надпись на всех чертежах выполняется по форме ГОСТ 2.104.

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

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

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

*Размеры для справок.

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

**Размеры обеспечиваются инструментом.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Предельные отклонения диаметров резьбы указывают только условным обозначением полей допусков:

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

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

ПРИЛОЖЕНИЕ А (обязательное)

1 Подбор электродвигателя и кинематический расчет привода. Разработка кинематической схемы привода

1.1 Выбираем предварительно электродвигатель, ориентируясь на заданную мощность на выходном валу привода

1.1.1 Назначаем ориентировочное значение общего к.п.д. привода [1]

$$\eta' = 0,85.$$

1.1.2 Определяем ориентировочное значение необходимой мощности электродвигателя [1]

$$P'_H = \frac{P_B}{\eta}, \quad (1.1)$$

где P'_H - необходимая мощность электродвигателя, кВт;

P_B - мощность на выходном валу привода, кВт. (задана)

$$P'_H = - \quad \text{кВт}$$

1.1.3 Выбираем электродвигатель ориентируясь на значение мощности P'_H и заданную синхронную частоту вращения вала двигателя n_d [2, с. 377, табл. 24.8]

Принимаем электродвигатель марки ГОСТ 19523-81,
у которого $P_d =$ кВт, $n_d =$ мин⁻¹.

1.1.4 Определяем угловую скорость вала выбранного электродвигателя [1]

$$\omega_d = \frac{\pi \cdot n_d}{30}, \quad (1.2)$$

где ω_d - угловая скорость вала выбранного электродвигателя, рад/с.

$$\omega_d = - \quad \text{рад/с}$$

1.2 Определяем общее передаточное число привода [1]

$$U_o = \frac{\omega_d}{\omega_b}, \quad (1.3)$$

где ω_b - угловая скорость выходного вала привода, рад/с. (задана)

$$U_o = -$$

1.3 Проводим разбивку общего передаточного числа привода по ступеням и разрабатываем кинематическую схему привода

1.3.1 Определяем передаточное число остальных ступеней привода

$$U_{\text{ост.ст.пр.}} = \frac{U_o}{U_p}, \quad (1.4)$$

где U_p - передаточное число редуктора.

$$U_{\text{ост.ст.пр.}} = -$$

1.3.2 Так как передаточное число остальных ступеней привода меньше 4 и выходной вал привода, расположен горизонтально, то в качестве остальных ступеней привода принимаем ременную передачу с передаточным числом:

$$U_{p.п.} = U_{\text{ост. ст. пр}} =$$

1.3.3 Разрабатываем кинематическую схему привода

1.4 Определяем общий к.п.д. привода

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n^n, \quad (1.5)$$

где $\eta_{\text{общ}}$ - общий к.п.д. привода;

η_1 - к.п.д. передачи, $\eta_1 =$ [2, с. 4, табл. 1.1].

Принимаем $\eta_1 =$;

η_2 - к.п.д. передачи, $\eta_2 =$ [2, с. 4, табл. 1.1].

Принимаем $\eta_2 =$;

η_n - к.п.д. одной пары подшипников, $\eta_n = 0,99$ [2, с. 4, табл. 1.1];

n - количество пар подшипников, $n =$

$$\eta_{\text{общ}} =$$

1.5 Определяем необходимую мощность электродвигателя

$$P_H = \frac{P_B}{\eta_{\text{общ.}}}, \quad (1.6)$$

$$P_H = - \quad \text{кВт}$$

Так как необходимая мощность меньше номинальной мощности электродвигателя, поэтому принимаем выбранный электродвигатель.

1.6 Определяем угловые скорости валов привода

$$\omega_1 = \quad (1.7)$$

$$\omega_1 = \quad \text{рад/с}$$

$$\omega_2 = \quad (1.8)$$

$$\omega_2 = \quad \text{рад/с}$$

Проверка: $\omega_2 = \omega_B \pm 4\%$

1.7 Определяем крутящие моменты, передаваемые валами привода

$$T_{\text{дв.}} = \frac{10^3 \cdot P_H}{\omega_{\text{дв.}}}, \quad (1.9)$$

$$T_{\text{дв.}} = \frac{10^3 \cdot}{\omega_{\text{дв.}}}$$

где $T_{\text{дв.}}$ - крутящий момент на валу двигателя, Н·м,

$$T_{1H} = T_{\text{дв.}} \cdot \eta_1 \cdot \eta_{\text{п}} \cdot U \quad (1.10)$$

$$T_{1H} = \quad \text{Н·м}$$

$$T_{2H} = T_{1H} \cdot \eta_2 \cdot \eta_{\text{п}} \cdot U \quad (1.11)$$

$$T_{2H} = \quad \text{Н·м}$$

Проверка: $T_{3H} = T_B$

$$T_B = \frac{10^3 \cdot P_B}{\omega_B}, \quad (1.12)$$

$$T_B = \frac{10^3}{\dots}$$

1.8 Выполняем график нагрузки в течение смены

$$T_{\text{пуск}} = 2 \cdot T_{1H}, \tag{1.13}$$

где $T_{\text{пуск}}$ - пусковой момент, Н·м.

$$T_{\text{пуск}} = 2 \cdot \dots = \dots \text{ Н·м}$$

$$T_1 = T_{1H} = \dots \text{ Н·м}$$

$$T_2 = T_{1H} \cdot \alpha_1 = \dots \text{ Н·м}$$

$$T_3 = T_{1H} \cdot \alpha_2 = \dots \text{ Н·м}$$

t - продолжительность одной смены, $t = 8$ часов.

$$t_1 = k_1 \cdot t = \dots \text{ часов}$$

$$t_2 = k_2 \cdot t = \dots \text{ часов}$$

$$t_3 = k_3 \cdot t = \dots \text{ часов}$$

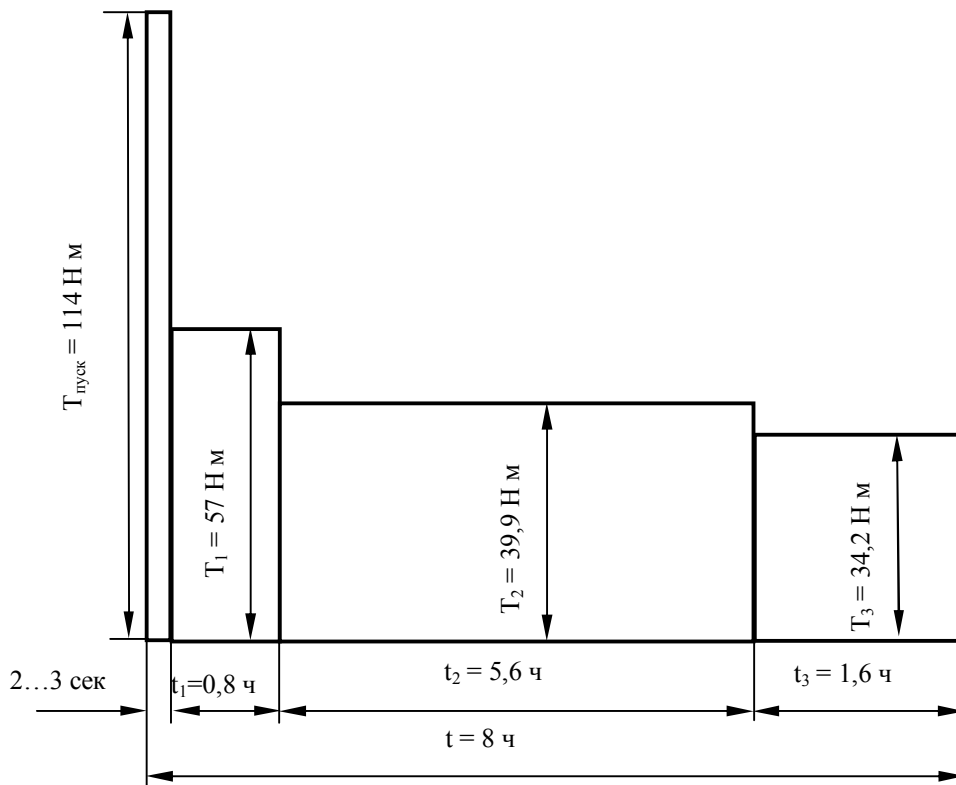


Рисунок 1.1 - График изменения нагрузки в течение смены

ПРИЛОЖЕНИЕ Б (обязательное)

2.1 Определяем допускаемые контактные напряжения и допускаемые напряжения изгиба для материала шестерни и колеса зубчатой пары редуктора

2.1.1 Выбираем для изготовления шестерни и колеса зубчатой пары редуктора сталь с термообработкой и назначаем твердости рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса зубчатой пары редуктора [5, с. 30, табл. 2.2]

Ш – , HB =
К – , HB =

2.1.2 Определяем средние твердости рабочих поверхностей шестерни и колеса зубчатой пары редуктора [1]

$$\overline{HB} = \frac{HB_{\max} + HB_{\min}}{2}, \quad (2.1)$$

где \overline{HB} - средняя твердость рабочих поверхностей зубьев;

HB_{\max} – максимальная твердость рабочих поверхностей зубьев;

HB_{\min} – минимальная твердость рабочих поверхностей зубьев.

Ш – $\overline{HB} = -$

К – $\overline{HB} = -$

2.1.3 Определяем предел длительной контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса зубчатой пары редуктора [5, с. 38, табл. 2.5]

$$\sigma_{H\lim b}^0 = \quad (2.2)$$

Ш – $\sigma_{H\lim b}^0 =$ МПа

К – $\sigma_{H\lim b}^0 =$ МПа

2.1.4 Определяем предел выносливости на изгиб для материала шестерни и колеса зубчатой пары редуктора [5, с. 43, табл. 2.6]

$$\sigma_{F\lim b}^o = \quad (2.3)$$
$$Ш - \sigma_{F\lim b}^o = \quad \text{МПа}$$
$$К - \sigma_{F\lim b}^o = \quad \text{МПа}$$

2.1.5 Выбираем коэффициент безопасности при расчете по контактными напряжениям [5, с. 38, табл. 2.5]

$$[S_H] = \quad - \text{ для шестерни и колеса зубчатой пары редуктора}$$

2.1.6 Выбираем коэффициент безопасности при расчете по напряжениям изгиба [5, с. 43, табл. 2.6.]

$$[S_F] = \quad - \text{ для шестерни и колеса зубчатой пары редуктора}$$

2.1.7 Выбираем значение коэффициента, учитывающего шероховатость рабочих поверхностей зубьев [5, с. 38]

$$Z_R = 1 - \text{ для шестерни и колеса зубчатой пары редуктора}$$

2.1.8 Выбираем значение коэффициента, учитывающего влияние скорости в зацеплении зубчатой пары редуктора [5, с. 39, рис. 2.19]

$$Z_V = 1,0 \dots 1,16.$$

$$\text{Принимаем } Z_V = \quad - \text{ для шестерни и колеса зубчатой пары редуктора}$$

2.1.9 Выбираем значение коэффициента, учитывающего реверсивность передачи [1]

$$K_C = 1 \text{ для нереверсивной передачи;}$$

$$K_C = 0,8 \text{ для реверсивной передачи.}$$

$$\text{Принимаем } K_C = \quad \text{ для шестерни и колеса зубчатой пары редуктора.}$$

2.1.10 Выбираем базу контактных напряжений для материалов шестерни и колеса зубчатой пары редуктора [3, с. 82, рис. 4.6.]

$$Ш - N_{HG} =$$

$$К - N_{HG} =$$

2.1.11 Выбираем базу напряжений изгиба для материалов шестерни

и колеса зубчатой пары редуктора [1]

$N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ – для шестерни и колеса зубчатой пары редуктора.

2.1.12 Определяем машинное время работы передачи [1]

$$t_{\Sigma} = 365 \cdot L_{\Gamma} \cdot 24 \cdot K_{\text{год}} \cdot K_{\text{сут}} \cdot \text{ПВ}, \quad (2.4)$$

где t_{Σ} - машинное время, час;

L_{Γ} - срок службы передачи, год;

$K_{\text{год}}$ - коэффициент использования передачи в течении года;

$K_{\text{сут}}$ - коэффициент использования передачи в течении суток;

ПВ - продолжительность включения.

$$t_{\Sigma} = \quad \text{часов}$$

2.1.13 Определяем наработку для шестерни и колеса зубчатой пары редуктора [1]

$$N = 60 \cdot t_{\Sigma} \cdot n, \quad (2.5)$$

где t_{Σ} - машинное время работы передачи;

n – частота вращения **рассчитываемого** колеса или шестерни;

$$n_1 = \frac{30 \cdot \omega_1}{\pi} = \quad \text{мин}^{-1}$$

$$N_{\text{ш}} =$$

$$N_{\text{к}} = \frac{N_{\text{ш}}}{U_{\text{P}}}, \quad (2.6)$$

$$N_{\text{к}} = -$$

2.1.14 Выбираем, в зависимости от класса нагрузки, коэффициент эквивалентности при расчете на выносливость по контактным напряжениям [3, с. 77, табл. 4.1]

$$K_{\text{HE}} =$$

2.1.15 Выбираем, в зависимости от класса нагрузки, коэффициент эквивалентности при расчете на выносливость по напряжениям изгиба [3, с. 77, табл. 4.1]

$$K_{\text{FE}} =$$

2.1.16 Определяем эквивалентное число циклов нагружения шестерни и колеса зубчатой пары редуктора при расчете на контактную выносливость [1]

$$N_{HE} = K_{HE} \cdot N, \quad (2.6)$$

$$\text{Ш} - N_{HE} = \text{ЦИКЛОВ}$$

$$\text{К} - N_{HE} = \text{ЦИКЛОВ}$$

2.1.17 Определяем эквивалентное число циклов нагружения шестерни и колеса зубчатой пары редуктора при расчете на выносливость по напряжениям изгиба [1]

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N, \quad (2.7)$$

$$\text{Ш} - N_{FE} = \text{ЦИКЛОВ}$$

$$\text{К} - N_{FE} = \text{ЦИКЛОВ}$$

2.1.18 Определяем коэффициент долговечности для шестерни и колеса 1-ой и 2-ой ступеней редуктора при расчете на контактную выносливость [1]

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}}, \quad (2.8)$$

$$\text{Ш} - K_{HL} = \sqrt[6]{-}$$

$$\text{К} - K_{HL} = \sqrt[6]{-}$$

2.1.19 Определяем коэффициент долговечности для шестерни и колеса зубчатой пары редуктора при расчете на выносливость по напряжениям изгиба [1]

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}}, \quad (2.9)$$

$$\text{Ш} - K_{FL} = \sqrt[6]{-}$$

$$K - K_{FL} = \sqrt[6]{-}$$

2.1.20 Определяем допускаемые контактные напряжения для материала шестерни и колеса зубчатой пары редуктора [1]

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimb}^o}{[S_H]} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_{HL}, \quad (2.10)$$

$$\text{Ш} - \sigma_{HP} = - \quad \text{МПа}$$

$$\text{К} - \sigma_{HP} = - \quad \text{МПа}$$

2.1.21 Определяем допускаемые напряжения изгиба для материала шестерни и колеса зубчатой пары редуктора [1]

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}^o}{[S_F]} \cdot K_C \cdot K_{FL}, \quad (2.11)$$

$$\text{Ш}_1 - \sigma_{FP} = - \quad \text{МПа}$$

$$\text{К}_1 - \sigma_{FP} = - \quad \text{МПа}$$

Примечание - Если ступень цилиндрического редуктора прямозубая, то в дальнейшие расчеты вводим меньшее из допускаемых контактных напряжения определенных для ступени, а если ступень редуктора косозубая, то в дальнейшие расчеты вводим меньшее из **УСЛОВНЫХ** допускаемых контактных напряжений определенных по формулам:

$$\begin{aligned} \sigma_{HP \text{ усл. 1}} &= 0,45 \cdot (\sigma_{HP \text{ ш}} + \sigma_{HP \text{ к}}), \\ \sigma_{HP \text{ усл. 2}} &= 1,23 \cdot \sigma_{HP \text{ к}}, \end{aligned} \quad (2.12)$$

Если ступень редуктора коническая, то в дальнейшие расчеты вводим меньшее из **УСЛОВНЫХ** допускаемых контактных напряжений определенных по формулам:

$$\begin{aligned} \sigma_{HP \text{ усл. 1}} &= 0,43 \cdot (\sigma_{HP \text{ ш}} + \sigma_{HP \text{ к}}), \\ \sigma_{HP \text{ усл. 2}} &= 1,15 \cdot \sigma_{HP \text{ к}}, \end{aligned} \quad (2.13)$$

ПРИЛОЖЕНИЕ В (обязательное)

2.2 Определяем параметры цилиндрической зубчатой пары редуктора и проверяем принятые размеры на выносливость по контактному напряжению и напряжениям изгиба

2.2.1 Выбираем величину коэффициента K_D [1]

$K_D = 675$ для косозубых передач; $K_D = 770$ для прямозубых передач.

Принимаем $K_D =$ для цилиндрической зубчатой пары редуктора.

2.2.2 Выбираем величину параметра ψ_{ba} [1]

$\psi_{ba} = 0,12 \dots 0,6$ – для косозубых цилиндрических передач;

$\psi_{ba} = 0,2 \dots 0,4$ – для прямозубых цилиндрических передач.

Принимаем $\psi_{ba} =$ для цилиндрической зубчатой пары редуктора.

2.2.3 Определяем величину параметра ψ_{bd} [5, с. 47]

$$\psi_{bd} = \psi_{ba} \cdot \frac{U+1}{2}, \quad (2.14)$$

$$\psi_{bd} =$$

2.2.4 Выбираем величину коэффициента $K_{H\beta}$, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий цилиндрической зубчатой пары редуктора [1]

$K_{H\beta} = 1,04 \dots 1,5$ при твердости рабочих поверхностей зубьев $HВ \leq 350$

$K_{H\beta} = 1,05 \dots 1,5$ при твердости рабочих поверхностей зубьев $HВ \geq 350$

Принимаем $K_{H\beta} =$ для цилиндрической зубчатой пары редуктора.

2.2.5 Определяем расчетный начальный диаметр шестерни цилиндрической зубчатой пары редуктора [1]

$$d_{W_{расч.}} = K_D \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1H} \cdot K_{H\beta} \cdot (U+1)}{\psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot U}}, \quad (2.15)$$

где T_{1H} – крутящий момент на шестерне цилиндрической зубчатой пары редуктора, Н·м;

U – передаточное число цилиндрической зубчатой пары редуктора;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение для материала шестерни или колеса цилиндрической зубчатой пары редуктора, МПа.

$$d_{W_{расч.}} =$$

2.2.6 Определяем расчетное межосевое расстояние цилиндрической зубчатой пары редуктора [1]

$$a_{W_{расч.}} = \frac{d_{W_{расч.}} \cdot (U + 1)}{2}, \quad (2.16)$$

где $a_{W_{расч.}}$ – расчетное межосевое расстояние, мм;

U – передаточное число цилиндрической зубчатой пары редуктора

$$a_{W_{расч.1}} = \text{---} \quad \text{мм}$$

Полученные значения округляем до ближайшего стандартного значения по СТ СЭВ 229-75 [4, с. 211] $a_{W_{ГОСТ}} = \text{---}$ мм.

2.2.7 Определяем расчетный нормальный модуль зубчатых колес цилиндрической зубчатой пары редуктора [4, с. 195]

$$m_{расч.} = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_{W_{ГОСТ}}, \text{ для улучшенных колес;}$$

$$m_{расч.} = (0,0125 \dots 0,0315) \cdot a_{W_{ГОСТ}}, \text{ для закаленных колес.}$$

$$m_{расч.} = \text{---} \quad \text{мм;}$$

Полученные значения округляем до ближайшего стандартного значения по СТ СЭВ 310-75 [4, с. 159] $m_{ГОСТ} = \text{---}$ мм.

2.2.8 Назначаем угол наклона зубьев зубчатых колес цилиндрической зубчатой пары редуктора [1]

$$\beta = 8 \dots 22^{\circ}$$

Принимаем $\beta = \text{---}$ для цилиндрической зубчатой пары редуктора.

2.2.9 Определяем суммарное число зубьев цилиндрической зубчатой пары редуктора [1]

$$Z_c = \frac{2 \cdot a_{W_{ГГОС}} \cdot \cos \beta}{m_{ГГОС}}, \quad (2.17)$$

$$Z_c = -$$

2.2.10 Определяем число зубьев шестерни цилиндрической зубчатой пары редуктора [1]

$$Z_1 = \frac{Z_c}{U + 1}, \quad (2.18)$$

где Z_1 – число зубьев шестерни;

U – передаточное число цилиндрической зубчатой пары редуктора.

$$Z_1 = -$$

Принимаем $Z_1 =$

2.2.11 Определяем число зубьев колеса цилиндрической зубчатой пары редуктора [1]

$$Z_2 = Z_c - Z_1, \quad (2.19)$$

$$Z_2 =$$

2.2.12 Уточняем передаточное число цилиндрической зубчатой пары редуктора [1]

$$U' = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (2.20)$$

$$U' = -$$

В дальнейшие расчеты вводим уточненные значения передаточного числа цилиндрической зубчатой пары редуктора.

2.2.13 Уточняем угол наклона зубьев шестерни и колеса цилиндрической зубчатой пары редуктора [1]

$$\beta' = \arccos \frac{Z_c \cdot m_{n_{ГГОС}}}{2 \cdot a_{W_{ГГОС}}}, \quad (2.21)$$

$$\beta' = \arccos -$$

2.2.14 Определяем параметры шестерни и колеса цилиндрической зубчатой пары редуктора [3, с. 108]

Начальный диаметр:
$$d_W = \frac{Z \cdot m_{n_{\text{гост}}}}{\cos\beta}, \quad (2.22)$$

$$d_{W_1} = \quad \text{мм}$$

$$d_{W_2} = \quad \text{мм}$$

Диаметр окружности вершин зубьев:

$$d_a = d_W + 2 \cdot m_{n_{\text{гост}}} \cdot (1 + x), \quad (2.23)$$

где x – смещение, принимаем $x = 0$.

$$d_{a1} = \quad \text{мм}$$

$$d_{a2} = \quad \text{мм}$$

Диаметр окружности впадин зубьев:

$$d_f = d_W - 2 \cdot m_{n_{\text{гост}}} \cdot (1,25 - x), \quad (2.24)$$

$$d_{f1} = \quad \text{мм}$$

$$d_{f2} = \quad \text{мм}$$

Ширина венца колеса цилиндрической зубчатой пары редуктора:

$$b_{W_{2_{\text{расч.}}}} = \Psi_{bd} \cdot d_{W_1}, \quad (2.25)$$

$$b_{W_{2_{\text{расч.}}}} = \quad \text{мм}$$

Полученные значения округляем до целого числа из ряда нормальных линейных размеров [6, с. 87].

$$b_{W_{2_{\text{гост.}}}} = \quad \text{мм}$$

Ширина венца шестерни цилиндрической зубчатой пары редуктора:

$$b_{W_1} = b_{W_2} + (5 \dots 10 \text{мм}), \quad (2.26)$$

$$b_{W_1} = \quad \text{мм}$$

Параметры цилиндрической зубчатой пары редуктора сводим в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Параметры цилиндрической зубчатой пары редуктора

Наименование параметров	шестерня	колесо
1. Число зубьев		
2. Модуль, мм		
3. Начальный диаметр, мм		
4. Диаметр окружности вершин зубьев, мм		
5. Диаметр окружности впадин зубьев, мм		
6. Ширина венца, мм		
7. Межосевое расстояние, мм		
8. Угол наклона зубьев, град		

2.2.15 Определяем линейную скорость в зацеплении цилиндрической зубчатой пары редуктора [1]

$$V = \frac{Z_1 \cdot m_{\text{н.гост}} \cdot \omega_1}{2000 \cdot \cos\beta}, \quad (2.27)$$

где V – линейная скорость в зацеплении, м/с.

$$V = \dots \quad \text{м/с}$$

2.2.16 Определяем силы, действующие в зацеплении зубчатой пары редуктора [1]

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2000 \cdot T_H}{d_{W_1}}, \quad (2.28)$$

$$F_{R_1} = F_{R_2} = F_t \cdot \frac{\text{tg}\alpha_H}{\cos\beta}, \quad (2.29)$$

$$F_{a_1} = F_{a_2} = F_t \cdot \text{tg}\beta, \quad (2.30)$$

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \dots \quad \text{Н}$$

$$F_{R_1} = F_{R_2} = \dots \quad \text{Н}$$

$$F_{a_1} = F_{a_2} = \dots \quad \text{Н}$$

2.2.17 Выбираем величину коэффициента Z_M , учитывающего механические свойства материалов сопряженных колес [1]

Для стальных колес $Z_M = 275^{1/2/M}$

2.2.18 Выбираем величину коэффициента Z_H , учитывающего форму сопряжения зубчатых колес в полюсе зацепления [1]

Для прямозубых колес $Z_H = 1,77$;

Для косозубых колес $Z_H = 1,71 \dots 1,74$.

Принимаем $Z_H =$ для цилиндрической зубчатой пары редуктора

2.2.19 Выбираем величину коэффициента Z_Σ , учитывающего суммарную длину контактных линий сопряженных зубчатых колес в полюсе зацепления [1]

$$Z_\Sigma = 0,9$$

2.2.20 Выбираем величину коэффициента $K_{H\alpha}$, учитывающего неравномерность распределения нагрузки между зубьями находящимися в зацеплении при расчете на контактную выносливость поверхности зубьев [1]

$$K_{H\alpha} = 1,02 \dots 1,19.$$

Принимаем $K_{H\alpha} =$ для цилиндрической зубчатой пары редуктора.

2.2.21 Выбираем величину коэффициента $K_{H\beta}$, учитывающего влияние динамических нагрузок, возникающих в зацеплении при расчете на контактную выносливость поверхности зубьев [1]

$$K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,3.$$

Принимаем $K_{H\beta} =$ для цилиндрической зубчатой пары редуктора

2.2.22 Проверяем на контактную выносливость принятые размеры зубчатой пары редуктора [1]

$$\sigma_H = 22,4 \cdot Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\Sigma \cdot \frac{1}{a_{W_{гост}}} \cdot \sqrt{\frac{T_H}{b_{W_2}} \cdot \frac{(U+1)^3}{U} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma}} \leq [\sigma]_{HP} \quad (2.31)$$

$$\sigma_H =$$

Вывод:

2.2.23 Сравниваем прочности шестерни и колеса цилиндрической зубчатой пары редуктора и решаем, по какому из колес зубчатой пары будем вести проверку [1]

$$\frac{\sigma_{FP}}{Y_F} \text{ - это отношение называется прочностью}$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается для прямозубых передач от действительного числа зубьев, а для косозубых в зависимости от приведенного числа зубьев [3, с. 101, табл. 4.13]

$$Z_V = \frac{Z}{\cos^3 \beta}, \quad (2.32)$$

$$Z_{V1} = -$$

$$Z_{V2} = -$$

$$Ш - Y_{F1} =$$

$$К - Y_{F2} =$$

$$Ш_1 - \quad - \quad =$$

$$К_2 - \quad - \quad = \quad , \text{ так как прочность шестерни}$$

цилиндрической зубчатой пары редуктора _____, чем прочность колеса дальнейший расчет будем вести по _____

2.2.24 Проверяем на выносливость по напряжениям изгиба принятые размеры цилиндрической зубчатой пары редуктора [1]

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\Sigma \cdot \frac{F_t}{b W_2 m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq \sigma_{FP}, \quad (2.33)$$

где σ_F – рабочее напряжение изгиба, МПа;

Y_β - коэффициент, учитывающий угол наклона зубьев;

для прямозубой $Y_\beta = 1$ [1];

для косозубой $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$, (2.34)

где β - угол наклона зубьев, рад;

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} =$$

Y_Σ - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, $Y_\Sigma = 1$ [1];

$K_{F\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями находящимися в зацеплении при расчете выносливость по напряжениям изгиба поверхности зубьев [1]

Для косозубых передач $K_{F\alpha} = 0,8 \dots 0,9$, для прямозубых $K_{F\alpha} = 1$

Принимаем $K_{F\alpha} =$ - для цилиндрической зубчатой пары редуктора;

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий цилиндрической зубчатой пары редуктора [1]

$$K_{F\beta} = 1,1 \dots 1,9.$$

Принимаем $K_{F\beta} =$ - для цилиндрической зубчатой пары редуктора

K_{Fv} - коэффициент, учитывающий влияние динамических нагрузок, возникающих в зацеплении при расчете на выносливость по напряжениям изгиба поверхности зубьев [1]

$$K_{Fv} = 1,1 \dots 1,5.$$

Принимаем $K_{Fv} =$ -- для цилиндрической зубчатой пары редуктора

$\sigma_F =$

Вывод:

ПРИЛОЖЕНИЕ В (обязательное)

2.2 Определяем параметры конической зубчатой пары редуктора и проверяем принятые размеры на выносливость по контактным напряжениям и напряжениям изгиба

2.2.1 Определяем ориентировочную линейную скорость в зацеплении конической зубчатой пары редуктора и решаем, какой должна быть рассчитываемая зубчатая пара - прямозубой или косозубой [3, с. 95, (4.37)], [7, с. 192]

$$V'_m \approx \frac{n_1}{10^3 \cdot C_v} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{2\max}}{U^2}}, \quad (2.14)$$

где n_1 - частота вращения шестерни, мин^{-1} ;

C_v - коэффициент [3, с. 95, табл. 4.9.]

$T_{2\max}$ - крутящий момент на валу колеса, **Н·мм**;

U - передаточное число конической зубчатой пары редуктора

$$V'_m \approx \quad \quad \quad \text{м/с}$$

Так как линейная скорость в зацеплении равна $\quad \quad \quad \text{м/с}$, то принимаем, что коническая зубчатая пара будет _____

2.2.2 Выбираем величину коэффициента длины зуба ψ_{Re} [1]

$$\psi_{Re} = 0,25 \dots 0,3$$

Принимаем $\psi_{Re} = 0,3$

2.2.3 Выбираем величину коэффициента $K_{H\beta}$, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете на контактную выносливость [1]

$K_{H\beta} = 1,04 \dots 1,5$ при твердости рабочих поверхностей зубьев $HВ \leq 350$

$K_{H\beta} = 1,05 \dots 1,5$ при твердости рабочих поверхностей зубьев $HRC \geq 40$

Принимаем $K_{H\beta} =$

2.2.4 Выбираем величину коэффициента $K_{H\alpha}$, учитывающего влияние динамических нагрузок, возникающих в зацеплении при

расчете на контактную выносливость поверхности зубьев [1]

$$K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,3$$

Принимаем $K_{H\beta} =$

2.2.5 Выбираем величину коэффициента K_{HK} , учитывающего нагрузочную способность конической зубчатой передачи при расчете на контактную выносливость поверхности зубьев [1]

$K_{HK} = 0,85$ - для прямозубой передачи;

$K_{HK} = 1,2 \dots 1,3$ - для косозубой передачи;

$K_{HK} = 1,45$ - для передачи с круговыми зубьями.

Принимаем $K_{HK} =$

2.2.6 Определяем расчетный внешний диаметр делительного конуса колеса конической зубчатой пары при $\psi_{Re} = 0,3$ [1]

$$d_{e2расч} = 3,34 \cdot 3 \sqrt{\left(\frac{340}{\sigma_{HP}}\right)^2 \frac{T_{1H} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\beta} \cdot U^2}{K_{HK}}}, \quad (2.15)$$

где T_{1H} – крутящий момент на валу шестерни, **Н·мм**.

$d_{e2расч} =$ мм

Полученное значение округляем до ближайшего стандартного по ГОСТ 12289-76 [4, с. 211]

$d_{e2гост} =$ мм

2.2.7. Назначаем число зубьев шестерни конической зубчатой пары редуктора [1]

$$Z_1 = 18 \dots 24$$

Принимаем $Z_1 =$

2.2.8 Определяем число зубьев колеса конической зубчатой пары редуктора [1]

$$Z_2 = Z_1 \cdot U, \quad (2.16)$$

$Z_2 =$

2.2.9 Уточняем передаточное число [1]

$$U' = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (2.17)$$

$$U' = -$$

2.2.10 Назначаем угол наклона зубьев β конической зубчатой пары редуктора

$$\beta = 20 \dots 30^\circ, \text{ обычно кратным } 5$$

Принимаем $\beta =$

Примечание - Этот пункт выполняется если рассчитываемая зубчатая пара косозубая или с круговыми зубьями

2.2.11 Определяем углы начальных конусов шестерни и колеса конической зубчатой пары редуктора [1]

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{U'}, \quad (2.18)$$

$$\delta_2 = \arctg U',$$

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{U'} =$$

$$\delta_2 = \arctg U' =$$

2.2.12 Определяем расчетный внешний окружной модуль конической зубчатой пары редуктора [1]

$$m_{te_{расч}} = \frac{d_{e_{ГОСТ}}}{Z_2}, \quad (2.19)$$

$$m_{te_{расч}} = - \quad \text{мм}$$

Примечание - Если передача прямозубая, то расчетный внешний окружной модуль необходимо округлить до стандартного значения по ГОСТ 9563-60 [4, с. 159]

$$m_{te_{ГОСТ}} = \quad \text{мм}$$

2.2.13 Определяем расчетный нормальный внешний модуль конической зубчатой пары редуктора [1]

$$m_{n_{расч}} = m_{te_{расч}} \cdot \cos \beta, \quad (2.20)$$

$$m_{n_{расч}} = \quad \text{мм}$$

Полученное значение округляем до ближайшего стандартного по ГОСТ 9563-60 [4, с. 159]

$$m_{n_{гост}} = \quad \text{мм}$$

Примечание - Этот пункт выполняется если рассчитываемая зубчатая пара косозубая или с круговыми зубьями

2.2.14 Определяем внешнее конусное расстояние конической зубчатой пары редуктора [1]

Для прямозубой передачи:

$$R_e = \frac{m_{te_{гост}} \cdot Z_1}{2 \cdot \sin \delta_1}, \quad (2.21)$$

Для косозубой и передач с круговыми зубьями:

$$R_e = \frac{m_{te_{расч}} \cdot Z_1}{2 \cdot \sin \delta_1}, \quad (2.22)$$

$$R_e = \quad \text{мм}$$

2.2.15 Определяем ширину венцов шестерни и колеса конической зубчатой пары редуктора [1]

$$b_{расч} = \psi_{Re} \cdot R_e, \quad (2.23)$$

$$b_{расч} = \quad \text{мм}$$

Полученное значение округляем до целого числа из ряда нормальных линейных размеров [6, с. 87]

$$b_{гост} = \quad \text{мм}$$

2.2.16 Определяем среднее конусное расстояние конической зубчатой пары редуктора [1]

$$R = R_e - 0,5 \cdot b_{\text{гост}}, \quad (2.24)$$

$$R = \quad \text{мм}$$

2.2.17 Определяем средний модуль конической зубчатой пары редуктора

Для прямозубой передачи:

$$m = m_{\text{тегост}} \cdot \frac{R}{R_e}, \quad (2.25)$$

Для косозубой и передач с круговыми зубьями:

$$m = m_{\text{тепасч}} \cdot \frac{R}{R_e \cdot \cos\beta}, \quad (2.26)$$

$$m = \quad \text{мм}$$

2.2.18 Определяем линейную скорость в зацеплении конической зубчатой пары редуктора, соответствующую среднему диаметру делительного конуса [1]

$$V = \frac{m \cdot Z_1 \cdot \omega_1}{2000}, \quad (2.27)$$

где ω_1 – угловая скорость шестерни конической передачи, рад/с.

$$V = \quad \text{м/с}$$

2.2.19 Определяем основные параметры конической зубчатой пары редуктора [3, с. 134...138]

Высота головки зуба в среднем сечении

$$h_{a1} = (1 + x_{n1}) \cdot m,$$

$$h_{a2} = (1 - x_{n2}) \cdot m,$$

где x_{n1} и x_{n2} - смещение.

Принимаем $x_{n1} = 0$; $x_{n2} = 0$.

$$h_{a1} = \quad \text{мм}$$

$$h_{a2} = \quad \text{мм}$$

Высота ножки зуба в среднем сечении

$$h_{f1} = (1,25 - x_{n1}) \cdot m,$$

$$h_{f2} = (1,25 + x_{n1}) \cdot m,$$

$$h_{f1} = \text{MM}$$

$$h_{f2} = \text{MM}$$

Угол ножки зуба

$$\theta_{f1} = \arctg \frac{h_{f1}}{R},$$

$$\theta_{f2} = \arctg \frac{h_{f2}}{R},$$

$$\theta_{f1} = \arctg -$$

$$\theta_{f2} = \arctg -$$

Угол головки зуба

$$\theta_{a1} = \theta_{f2}$$

$$\theta_{a2} = \theta_{f1}$$

$$\theta_{a1} =$$

$$\theta_{a2} =$$

Угол конуса вершин

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1},$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2},$$

$$\delta_{a1} =$$

$$\delta_{a2} =$$

Угол конуса впадин

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1},$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2},$$

$$\delta_{f1} =$$

$$\delta_{f2} =$$

Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae1} = h_{a1} + 0,5 \cdot b \cdot \operatorname{tg}\theta_{a1},$$

$$h_{ae2} = h_{a2} + 0,5 \cdot b \cdot \operatorname{tg}\theta_{a2},$$

$$h_{ae1} = \text{мм}$$

$$h_{ae2} = \text{мм}$$

Внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ea1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos\delta_1,$$

$$d_{ea2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae2} \cdot \cos\delta_2,$$

где $d_{e1} = Z_1 \cdot m_{te_{\text{ГОСТ}}}$ - внешний диаметр делительного конуса шестерни;

$d_{e2} = Z_2 \cdot m_{te_{\text{ГОСТ}}}$ - внешний диаметр делительного конуса колеса.

$$d_{e1} = \text{мм}$$

$$d_{e2} = \text{мм}$$

$$d_{ea1} = \text{мм}$$

$$d_{ea2} = \text{мм}$$

Параметры конической зубчатой пары редуктора сводим в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Параметры конической зубчатой пары редуктора

№ п/п	Наименование параметров	Обозначение шестерня	колесо
1	Число зубьев	Z	
2	Внешний окружной модуль, мм	m_{te}	
3*	Внешний нормальный модуль, мм	m_n	
4	Внешнее конусное расстояние, мм	R_e	
5	Среднее конусное расстояние, мм	R	
6	Ширина венца, мм	b	
7	Угол делительного конуса, град	δ	
8	Угол конуса вершин зубьев, град	δ_a	
9	Угол конуса впадин зубьев, град	δ_f	
10*	Угол наклона зубьев, град	β	
11	Диаметр внешней делительной окружности, мм	d_e	
12	Внешний диаметр вершин, мм	d_{ea}	

Примечание - Строки со звездочкой заполняются только для косозубой и передач с круговыми зубьями.

2.2.20 Определяем силы, действующие в зацеплении конической зубчатой пары редуктора [1]

$$\text{Окружная сила} \quad F_t = F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{10^3 \cdot P}{V}, \quad (2.28)$$

$$F_t = F_{t_1} = F_{t_2} = -$$

Осевые и радиальные для прямозубой передачи

$$F_{a_1} = F_{R_2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 \quad (2.29)$$

$$F_{a_2} = F_{R_1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2$$

$$F_{a_1} = F_{R_2} =$$

$$F_{a_2} = F_{R_1} =$$

Осевые и радиальные для косозубой и передач с круговыми зубьями

$$F_{a_1} = F_t \left(\operatorname{tg} \alpha \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta} \pm \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \delta_1 \right) \quad (2.30)$$

$$F_{a_2} = F_t \left(\operatorname{tg} \alpha \frac{\sin \delta_2}{\cos \beta} \pm \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \delta_2 \right)$$

$$F_{R_1} = F_t \left(\operatorname{tg} \alpha \frac{\cos \delta_1}{\cos \beta} \pm \operatorname{tg} \beta \cdot \sin \delta_1 \right)$$

$$F_{R_2} = F_t \left(\operatorname{tg} \alpha \frac{\cos \delta_2}{\cos \beta} \pm \operatorname{tg} \beta \cdot \sin \delta_2 \right)$$

$$F_{a_1} =$$

$$F_{a_2} =$$

$$F_{R_1} =$$

$$F_{R_2} =$$

2.2.21 Проверяем на контактную выносливость принятые размеры конической зубчатой пары редуктора [1]

$$\sigma_H = \frac{680}{d_{e2} - b \cdot \sin \delta_2} \cdot \sqrt{\frac{T_{1H} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot (U')^2}{b \cdot \sin \delta_2 \cdot K_{HK}}} \leq \sigma_{HP} \quad (2.31)$$

где T_{1H} – крутящий момент на валу шестерни, **Н·мм**.

$\sigma_H =$

Вывод:

2.2.22 Сравниваем прочности шестерни и колеса и решаем, по какому из колес конической зубчатой пары редуктора будем вести проверку на выносливость по напряжениям изгиба [1]

$$\frac{\sigma_{FP}}{Y_F} - \text{это отношение называется прочностью}$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается для прямозубых передач от действительного числа зубьев, а для косозубых и передач с круговыми зубьями в зависимости от приведенного числа зубьев [3, с. 101, табл. 4.13]

Приведенное число зубьев: $Z_V = \frac{Z}{\cos^3 \beta}, \quad (2.32)$

$$Z_{V1} = -$$

$$Z_{V2} = -$$

$$\text{Ш} - Y_{F1} =$$

$$\text{К} - Y_{F2} =$$

$$\text{Ш} - - =$$

$K_{F\beta} = \dots$, так как прочность шестерни _____

чем прочность колеса конической зубчатой пары редуктора дальнейший расчет будем вести по _____

2.2.23 Проверим на выносливость по напряжениям изгиба принятые размеры конической зубчатой пары редуктора [1]

Для прямозубой конической передачи

$$\sigma_F = \frac{1,25 \cdot F_t \cdot Y_F \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{b \cdot m} \leq \sigma_{FP}, \quad (2.33)$$

Для косозубой и передач с круговыми зубьями

$$\sigma_F = \frac{1,39 \cdot F_t \cdot Y_F \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot \cos^2 \beta}{b \cdot m \cdot \varepsilon_t} \leq \sigma_{FP}, \quad (2.34)$$

где σ_F – рабочее напряжение изгиба, МПа;

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий зубчатых пар редуктора [1] $K_{F\beta} = 1,1 \dots 1,9$.

Принимаем $K_{F\beta} =$

K_{FV} - коэффициент, учитывающий влияние динамических нагрузок, возникающих в зацеплении при расчете на выносливость по напряжениям изгиба поверхности зубьев [1] $K_{FV} = 1,1 \dots 1,5$.

Принимаем $K_{FV} =$

ε_t - торцевой коэффициент перекрытия

$$\varepsilon_t = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta, \quad (2.35)$$

$$\varepsilon_t = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta =$$

$\sigma_F =$

Вывод:

ПРИЛОЖЕНИЕ Г (обязательное)

2 Расчет закрытой цилиндрической червячной передачи с архимедовым червяком на выносливость по контактным напряжениям и напряжениям изгиба

2.1 Определяем ожидаемую скорость скольжения в зацеплении червячной передачи [1], [3, с. 212, формула (7.6)]

$$V_{ск} = \frac{4 \cdot n_1}{10^5} \cdot \sqrt[3]{T_{2H}}, \quad (2.1)$$

где $V_{ск}$ - скорость скольжения, м/с;

n_1 - частота вращения червяка, мин⁻¹;

$$n_1 = \frac{30 \cdot \omega_1}{\pi}, \quad (2.2)$$

$$n_1 = \frac{30 \cdot}{3,14} = \quad \text{мин}^{-1}$$

T_{2H} - крутящий момент на валу червячного колеса, Н·мм

$$V_{ск} = - \quad \text{м/с}$$

2.2 Выбираем в зависимости от класса нагрузки коэффициенты эквивалентности для расчета на контактную выносливость K_{HE} и на выносливость по напряжениям изгиба K_{FE} [3, с. 77, табл. 4.1]

$$K_{HE} =$$

$$K_{FE} =$$

2.3 Находим произведение коэффициента эквивалентности K_{HE} и относительной продолжительности включения ПВ

$$K_{HE} \cdot ПВ =$$

2.4 Выбираем группу материалов для венца червячного колеса [3, с. 213, табл. 7.2]

Принимаем группу материалов -

2.5 Выбираем материал венца червячного колеса и записываем механические свойства этого материала [3, с. 212, табл. 7.1]

Принимаем материал -

Способ отливки -

Механические свойства: $\sigma_B =$ МПа; $\sigma_T =$ МПа.

2.6 Выбираем материал червяка в зависимости от характера нагрузки, назначаем термообработку для этого материала и твердость рабочих поверхностей винтовых нарезок червяка, которая должна быть достигнута в результате этой термообработки [1], [3, с. 211]

2.7 Определяем машинное время работы передачи [1], [2, с. 82. формула (4.12)]

$$t_{\Sigma} = L_{\text{год}} \cdot 365 \cdot K_{\text{год}} \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}} \cdot \text{ПВ}, \quad (2.3)$$

где t_{Σ} - машинное время работы передачи (привода), часов

$L_{\text{год}}$ - срок службы передачи (привода), лет;

$K_{\text{год}}$ - коэффициент использования передачи (привода) в течение года;

$K_{\text{сут}}$ - коэффициент использования передачи (привода) в течение суток;

$$t_{\Sigma} = \quad \text{часов}$$

2.7 Определяем наработку червячного колеса [1], [3, с. 79, формула (4.10)]

$$N = t_{\Sigma} \cdot 60 \cdot n_2 \cdot C, \quad (2.4)$$

где n_2 - частота вращения червячного колеса, мин^{-1} .

$$N = \quad \text{циклов}$$

2.8 Выбираем базу контактных напряжений N_{HG} и базу напряжений изгиба N_{FG} [1], [3, с. 209...210]

$$N_{HG} = \quad \cdot 10^6 \text{ циклов}$$

$$N_{FG} = 4 \cdot 10^6 \text{ циклов}$$

2.9 Определяем коэффициент долговечности при расчете на контактную выносливость K_{HL} [1], [3, с. 209, формула (7.2)]

$$K_{HL} = K_{HE} \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{N_{HG}}}, \quad (2.5)$$

$$K_{HL} =$$

2.10 Определяем коэффициент долговечности при расчете на выносливость по напряжениям изгиба K_{FL} [1], [3, с. 210, формула (7.4)]

$$K_{FL} = K_{FE} \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{N_{FG}}}, \quad (2.6)$$

$$K_{FL} =$$

2.11 Определяем допускаемое контактное напряжение для материала венца червячного колеса [3, с. 214, табл. 7.3]

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP_{\text{табл.}}} = \quad (2.7)$$

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP_{\text{табл.}}} =$$

Примечание - Для червячных колес с венцами из оловянистых бронз допускаемое контактное напряжение $\sigma_{HP_{\text{табл.}}}$ необходимо умножить на коэффициент долговечности, т.е.

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP_{\text{табл.}}} \cdot K_{HL}, \quad (2.8)$$

$$\sigma_{HP} =$$

2.12 Определяем допускаемое напряжение изгиба для материала венца червячного колеса [3, с. 214, табл. 7.3]

$$\sigma_{FP} = \sigma_{FP_{\text{табл.}}} \cdot K_{FL} \quad (2.9)$$

$$\sigma_{FP_{\text{табл.}}} = \quad (2.10)$$

$$\sigma_{FP} =$$

2.13 Выбираем число винтовых нарезов червяка [3, с. 216]

$$Z_1 =$$

2.14 Определяем число зубьев червячного колеса [1]

$$Z_2 = Z_1 \cdot U, \quad (2.11)$$

$$Z_2 =$$

Полученное значение округляем до ближайшего стандартного [3, с. 217]

Принимаем $Z_2 =$

2.15 Уточняем передаточное число

$$U' = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (2.12)$$

$$U' =$$

2.16 Выбираем предварительно коэффициент диаметра червяка q [3, с. 57. табл. 3.5., с. 218. табл. 7.6.]. [1], [4, с. 225]

Принимаем $q =$

2.17 Выбираем величину коэффициента деформации червяка Θ [3, с. 215, табл. 7.4], [4, с. 231, табл. 13.5]

Принимаем $\Theta =$

2.18 Выбираем величину коэффициента режима нагрузки χ [1], [4, с. 231]

Принимаем $\chi =$

2.19 Определяем коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий $K_{H\beta}$ при расчете на контактную выносливость [1], [3, с. 215, формула (7.9)], [4, с. 231, формула (13.39)]

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{Z_2}{\Theta} \right)^3 \cdot (1 - \chi), \quad (2.13)$$

$$K_{H\beta} =$$

2.20 Выбираем предварительное значение коэффициента K_{HV} , учитывающего динамические нагрузки, возникающие в зацеплении, при

расчете на контактную выносливость [1], [3, с. 215, с. 96, табл. 4.11.]

При проектировочном расчете ориентировочное значение $K_{HV} = 1$.

$$K_{HV} =$$

2.21 Определяем расчетное межосевое расстояние червячной передачи a_w [1], [4, с. 230, формула (13.37)], и округляем его значение до ближайшего стандартного по ГОСТ 2144-76 [4, с. 227]

$$a_{w_{расч}} = \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{Z_2}{q} \cdot \sigma_{HP}} \right)^2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot T_{2H} }, \quad (2.14)$$

$$a_{w_{расч}} =$$

Принимаем $a_{w_{ГОСТ}} =$ мм

2.22 Определяем расчетное значение модуля $m_{расч}$ [1], [4, с. 226, формула (13.15)] и округляем его величину до ближайшего стандартного по СТ СЭВ 267-76 [4, с. 222]

$$m_{расч} = \frac{2 \cdot a_{w_{ГОСТ}}}{q + Z_2}, \quad (2.15)$$

$$m_{расч} =$$

Принимаем $m_{ГОСТ} =$ мм

2.23 Проверяем соответствие принятых значений модуля m и коэффициента диаметра червяка q принятому стандартному значению межосевого расстояния a_w [1], [4, с. 226, формула (13.14)]

$$a_{w_{ГОСТ}} = 0,5 \cdot (q + z_2) \cdot m_{ГОСТ}, \quad (2.16)$$

$$a_{w_{ГОСТ}} =$$

Примечание - Если значения m и q не соответствуют принятому

стандартному межосевому расстоянию a_w гост их следует изменить. В случае невозможности получения принятого стандартного a_w гост при всех возможных значениях m и q необходимо несколько изменить число зубьев червячного колеса z_2 . В последнем случае необходимо уточнить передаточное число, которое затем следует использовать в последующих расчетах. Однако это передаточное число не должно отличаться от заданного передаточного числа более чем на $\pm 4\%$.

2.24 Определяем окружную скорость червячного колеса V_2 [1], [3, с. 215, формула (7.10)]

$$V_2 = \frac{\pi \cdot m_{\text{гост}} \cdot Z_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}, \quad (2.17)$$

$$V_2 = - \quad \text{м/с}$$

2.25 Выбираем степень точности изготовления червячной передачи [4, с. 224, табл. 13.1]

Степень точности –

2.26 Определяем основные параметры червячной передачи, и результаты расчетов сводим в таблицу [3, с. 217, с. 222...224], [4, с. 225...228]

Таблица 2.1 - Основные параметры червячной передачи

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение, формула	Червяк	Червячное колесо
1	Межосевое расстояние, мм	a_w		
2	Передаточное число	U		
3	Модуль, мм	m		
4	Степень точности изготовления			
5	Число винтовых нарезок червяка	Z_1		-
6	Коэффициент диаметра червяка	q		-

7	Делительный угол подъема червяка, град	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$	-
8	Делительный диаметр червяка, мм	$d_1 = m \cdot q$	-
9	Диаметр вершин витков червяка, мм	$d_{a1} = d_1 + 2m$	-
10	Диаметр впадин витков червяка, мм	$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$	-
11	Длина нарезной части червяка, мм	$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m$, при $z_1 = 1..2$ $b_1 \geq (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m$, при $z_1 = 4$	-
12	Число зубьев червячного колеса	Z_2	-
13	Делительный диаметр червячного колеса, мм	$d_2 = m \cdot z_2$	-
14	Диаметр вершин зубьев червячного колеса, мм	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$	-
15	Диаметр впадин зубьев червячного колеса, мм	$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m$	-
16	Наибольший диаметр червячного колеса, мм	$d_{aM2} = d_{a2} + \frac{6 \cdot r}{z_1 + 1}$	-
17	Ширина венца червячного колеса, мм	$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1}$, при $z_1 = 1..2$ $b_2 \leq 0,67 \cdot d_{a1}$ при $z_1 = 4$	-
18	Радиусы закруглений червячного колеса, мм	$R_a = 0,5 \cdot d_1 - m$ $R_f = 0,5 \cdot d_1 + 1,2 \cdot m$	-

2.27 Определяем скорость скольжения в зацеплении червячной передачи, соответствующую принятым значениям её размеров [1], [3, с. 218, формула (7.22)]

$$V'_{ск} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000 \cdot \cos \gamma_w}, \quad (2.18)$$

где $\gamma_w = \gamma$ - делительный угол подъёма резьбы червяка, град

$$V_{\text{СК}}' = - \quad \text{м/с}$$

2.28 Определяем к.п.д. червячной передачи, соответствующий принятым значениям её размеров [1], [3, с. 225...227, формулы (7.40), (7.41), (7.42), рис. 7.6]

$$\eta = 1 - \psi_3 - \psi_y - \psi_m - \psi_b, \quad (2.19)$$

где ψ_3 – относительные потери в зацеплении и в подшипниках;

$$\psi_3 = 1 - \frac{\text{tg}\gamma_w}{\text{tg}(\gamma_w + \rho)}, \quad (2.20)$$

где ρ - приведенный угол трения, принимаемый [3, с. 226, табл. 7.7];

Принимаем $\rho =$

$$\psi_3 =$$

ψ_y – относительные потери в уплотнениях;

Принимаем $\psi_y =$

ψ_m – относительные потери на перемешивание масла;

Принимаем $\psi_{m 1500} =$

ψ_b – относительные потери на вентилятор;

Принимаем $\psi_{b 1500} =$

$$\eta =$$

2.29 Уточняем величину коэффициента K_{HV} в зависимости от принятых размеров червячной передачи [3, с. 96, табл. 4.11]

$$K_{\text{HV}} =$$

2.30 Уточняем величину коэффициента Θ в зависимости от принятых размеров червячной передачи [3, с. 215, табл. 7.4.], [4, с. 231, табл. 13.5]

$$\Theta =$$

2.31 Определяем величину коэффициента $K_{\text{H}\beta}$ в зависимости от

принятых размеров червячной передачи [3, с. 215, формула (7.9)]. [4, с. 231, формула (13.39)]

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{Z_2}{\Theta} \right)^3 \cdot (1 - \chi),$$

$$K_{H\beta} =$$

2.32 Уточняем величину допускаемых контактных напряжений [3, с. 214, табл. 7.3]

$$\sigma_{HP} =$$

$$\sigma_{HP} =$$

2.33 Проверяем на контактную выносливость принятые размеры червячной передачи [1], [3, с. 218, формула (7.21)], [4, с. 230, формула (13.38)]

$$\sigma_H = \frac{476}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{T_{2H}}{d_1} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} \leq \sigma_{HP}, \quad (2.21)$$

$$\sigma_H =$$

Вывод:

2.34 Проверяем статическую прочность рабочих поверхностей зубьев червячного колеса

2.34.1 Определяем максимальное допускаемое контактное напряжение σ_{HPmax} [3, с. 214, табл. 7.3]

$$\sigma_{HPmax} = \quad (2.22)$$

$$\sigma_{HPmax} = \quad \text{МПа}$$

2.34.2 Определяем максимальный момент на валу двигателя $T_{дв.лпак}$ [1], [3, с. 84, формула (4.17)]

$$T_{\text{дв. max}} = 9550 \cdot \frac{P_{\text{H}}}{n_{\text{дв.}}} \left(\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном.}}} \right), \quad (2.23)$$

где $\left(\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}} \right)$ - кратность пускового момента электродвигателя;

$$\left(\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}} \right) =$$

$$T_{\text{дв. max}} = 9550 \cdot \dots \quad \text{Н}\cdot\text{м}$$

2.34.3 Определяем пиковый момент на валу червячного колеса $T_{\text{пик}}$ [1], [4, с. 84, формула (4. 18)].

$$T_{\text{пик}} = T_{\text{дв. max}} \cdot U \cdot \eta, \quad (2.24)$$

где U - передаточное число между валом электродвигателя и валом червячного колеса;

η - к.п.д. участка кинематической цепи между валом электродвигателя и валом червячного колеса.

$$T_{\text{пик}} = \dots \quad \text{Н}\cdot\text{м}$$

2.34.4 Определяем фактическое максимальное контактное напряжение σ_{Hmax} [1], [3, с. 99, формула (4.43)] и сравниваем его с максимальным допускаемым контактным напряжением.

$$\sigma_{\text{Hmax}} = \sigma_{\text{H}} \cdot \frac{T_{\text{пик}}}{T_{2\text{H}} \cdot K_{\text{H}\beta} \cdot K_{\text{H}\nu}} \leq \sigma_{\text{HPmax}}, \quad (2.25)$$

$$\sigma_{\text{Hmax}} =$$

Вывод:

3.35 Определяем силы, действующие в зацеплении червячной передачи [1], [3, с.219, формула (7.23), с. 225, формулы (7.38) и (7.39)], [4, с. 229, формулы (13.33), (13.34) и (13.35)].

$$F_{t_1} = F_{a_2} = \frac{2 \cdot T_{1H}}{d_1}, \quad (2.26)$$

$$F_{t_2} = F_{a_1} = \frac{2 \cdot T_{2H}}{d_2}, \quad (2.27)$$

$$F_{R_1} = F_{R_2} = F_{t_2} \cdot \operatorname{tg}\alpha, \quad (2.28)$$

где α - угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$;

F_{t_1} - окружное усилие на червяке, Н;

F_{t_2} - окружное усилие на червячном колесе, Н;

F_{a_1} , F_{a_2} - осевые усилия на червяке и червячном колесе соответственно, Н;

F_{R_1} , F_{R_2} - радиальные усилия на червяке и червячном колесе соответственно, Н.

$$F_{t_1} = F_{a_2} = - \quad \text{Н}$$

$$F_{t_2} = F_{a_1} = - \quad \text{Н}$$

$$F_{R_1} = F_{R_2} = \quad \text{Н}$$

2.36 Определяем эквивалентное число зубьев червячного колеса Z_{V2} [1], [3, с. 219, формула (7.25)], [4, с. 233, формула (13.46)].

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma}, \quad (2.29)$$

2.37 Выбираем величину коэффициента формы зубьев Y_{F2} червячного колеса [3, с. 219], [4, с. 233].

$$Y_{F2} =$$

2.38 Проверяем принятые размеры червячной передачи на выносливость по напряжениям изгиба [1], [3, с. 219, формула (7.24)], [4, с. 232, формула (13.44)].

$$\sigma_F = \frac{1,5 \cdot T_{2H} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot \cos \gamma \cdot Y_{F2}}{d_1 \cdot d_2 \cdot m_{\text{ГОСТ}}} \leq \sigma_{FP}, \quad (2.30)$$

где $K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, $K_{F\beta} = 1,1 \dots 1,9$.

Принимаем $K_{F\beta} =$

K_{FV} - коэффициент, учитывающий динамические нагрузки возникающие в зацеплении, $K_{FV} = 1,1 \dots 1,5$.

Принимаем $K_{FV} =$

$$\sigma_F = -$$

Вывод: \leq , следовательно, принятые размеры червячной передачи отвечают условию выносливости по напряжениям изгиба.

2.39 Проверяем статическую прочность зубьев червячного колеса на изгиб

2.39.1 Определяем максимальное допускаемое напряжение изгиба [3, с. 214, табл. 7.31.

$$\sigma_{FPmax} = \quad (2.31)$$

$$\sigma_{FPmax} = \quad \text{МПа}$$

2.39.2 Определяем фактическое максимальное напряжение изгиба [1], [2, с. 102, формула (4.57)] и сравниваем его с максимальным допускаемым напряжением изгиба.

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\text{пик}}}{T_{2H} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}} \leq \sigma_{FPmax} , \quad (2.32)$$

$$\sigma_{Fmax} =$$

Вывод:

ПРИЛОЖЕНИЕ Д (обязательное)

3 Расчет клиноременной передачи с ремнями нормального сечения

3.1 Определяем частоту вращения ведущего (малого шкива) n_1 , мин⁻¹

$$n_1 = n_{\text{дв}} =$$

3.2 Выбираем сечение ремня с учетом P_n и n_1 [4, с. 129. рис 11.6], [3, с. 266, рис. 9.4]

Принимаем ремень типа - , с параметрами: [3, с. 263. табл. 9.4]

Ширина ремня $b_p =$ мм;

Высота ремня $T_0 =$ мм;

Площадь поперечного сечения $A =$ мм².

3.3 Выбираем по ГОСТ 20889-80 минимально допустимый диаметр ведущего (малого) шкива d_1 [3, с. 276. табл. 9.13], [3, с. 267]

Примечание - Диаметр малого шкива выбрать для угла профиля канавки шкива $\alpha = 38^\circ$

Принимаем $d_1 =$ мм

3.4 Определяем расчетный диаметр ведомого (большого) шкива d_2 , мм

$$d_{2\text{расч}} = U \cdot d_1 \cdot (1 - \xi), \quad (3.1)$$

где d_1 - диаметр ведущего шкива, мм;

U - передаточное число передачи;

ξ - коэффициент скольжения, [4, с. 131] $\xi = 0,01-0,02$.

Принимаем $\xi =$

$$d_{2\text{расч}} =$$

Полученное значение d_2 округляем до ближайшего стандартного по ГОСТ 20889-88 [3, с. 267]

Принимаем $d_2 =$ мм

3.5 Уточняем передаточное число U' и проверяем его отклонение Δ от заданного U

$$U' = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)}, \quad (3.2)$$

$$U' = -$$

$$\Delta = \frac{(U' - U)}{U} \cdot 100\% \leq 3\%$$

$$\Delta = < 3\%$$

3.6 Определяем ориентировочное межосевое расстояние [4, с. 136]

$$a = C \cdot d_2, \quad (3.3)$$

где C - коэффициент, [4, с. 136].

Принимаем $C =$

$$a = \text{мм}$$

3.7 Определяем расчетную длину ремня [1], [3, с. 256, формула (9.2)], [4, с. 136, формула (11.20)]

$$l = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a}, \quad (3.4)$$

$$l = \text{мм}$$

Полученное значение округляем до ближайшего стандартного по ГОСТ 1284.1-89-ГОСТ 1284.3-89 [3, с.263, табл. 9.4]

$$l_{\text{ГОСТ}} = \text{мм}$$

3.8 Уточняем межосевое расстояние по стандартной длине ремня [1], [3, с. 262, формула (9.12)], [4, с. 136, формула (11.21)]

$$a = \frac{2 \cdot l_{\text{Г}} - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{\{2 \cdot l_{\text{Г}} - \pi \cdot (d_2 + d_1)\}^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2}}{8}, \quad (3.5)$$

$$a = - \text{мм}$$

3.9 Определяем угол обхвата ремнем ведущего шкива [1], [3, с. 257, формула (9.3)], [4, с. 136, формула (11.16)]

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a}, \quad (3.6)$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot -$$

3.10 Определяем угол между ветвями ремня [1], [4, с. 134]

$$\gamma = 180^\circ - \alpha_1, \quad (3.7)$$

$$\gamma = 180^\circ -$$

3.11 Определяем скорость ремня [1], [3, с. 257, формула (9.3)], [4, с. 135, формула (11.15)]

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}, \quad (3.8)$$

$$V = - \quad \text{м/с}$$

3.12 Определяем частоту пробегов ремня [1], [4, с. 142, формула (11.33)]

$$n_n = \frac{V}{l_r} \leq [n_n], \quad (3.9)$$

где $[n_n]$ - допустимая частота пробегов, [1], [4, с. 142]

Принимаем $[n_n] = 10 \text{ с}^{-1}$

$$n_n = - \leq 10 \text{ с}^{-1}$$

3.13 Определяем допустимую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем [3, с. 267, формула (9.14)], [4, с. 142, формула (11.32)]

$$[P] = P_o \cdot K_\alpha \cdot K_1 \cdot K_z, \quad (3.10)$$

где P_o - допустимая мощность, передаваемая одним ремнем [3, с. 265, табл. 9.5], [4, с. 141, табл.11.5)]

Принимаем $P_o =$

K_α - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата ремнём малого шкива [3, с. 267], [4, с. 140, табл.11.4)];

Принимаем $K_\alpha =$

K_1 - коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня l_p к базовой длине ремня l_0 [3, с. 265, табл. 9.5], [4, с. 142];

Принимаем $K_1 =$

Примечание - условная длина ремня l_0 приведена [4, с. 128, табл. 11.1].

K_Z - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ремням [4, с. 142].

При числе ремней $Z = 1$, $K_Z = 1$;

при числе ремней $Z = 2-3$ $K_Z = 0,95$.

Принимаем $K_Z =$

$[P] =$

3.14 Определяем количество клиновых ремней Z [1], [3, с. 267, формула (9.14)], [4, с. 142, формула (11.32)]

$$Z = \frac{P_H \cdot K_d}{[P_o]} \leq 8, \quad (3.11)$$

где K_d - коэффициент, учитывающий динамические нагрузки и режим работы передачи [4, с. 132, табл. 11.2].

Принимаем $K_d =$

$Z = -$

Принимаем $Z =$

3.15 Определяем окружную силу, передаваемую клиновым ремням F_t , Н [1], [4, с. 131, формула (11.3)]

$$F_t = \frac{10^3 \cdot P \cdot K_d}{V}, \quad (3.12)$$

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

3.16 Определяем силы натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей,
 N [1], [4, с. 135, формулы (11.5), (11.6)]

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + \frac{F_t}{2} \\ F_2 &= F_0 - \frac{F_t}{2} \end{aligned} \quad (3.13)$$

где F_0 - сила предварительного натяжения ремня, N [1], [4, с. 131, формула (11.4)]

$$F_0 = A \cdot \sigma_0, \quad (3.14)$$

где σ_0 - напряжение от предварительного натяжения ремня, МПа [1], [4, с. 131]

$$\begin{aligned} F_0 &= \\ F_1 &= \\ F_2 &= \end{aligned}$$

Примечание - если сила F_2 отрицательна, необходимо принять большее значение σ_0 .

3.17 Определяем силу давления ремня на вал шкива F_B , N [1], [4, с. 134, формула (11.12)]

$$\begin{aligned} F_B &= 2 \cdot F_0 \cdot Z \cdot \sin \cdot \frac{\alpha_1}{2}, \\ F_B &= 2 \cdot \end{aligned} \quad (3.15)$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 - Параметры клиноременной передачи

№	Наименование параметра	Обозначение	Величина
1.	Тип ремня		
2.	Ширина ремня, мм	b_p	
3.	Высота ремня, мм	T_0	
4.	Диаметр малого шкива, мм	d_1	
5.	Диаметр большого шкива, мм	d_2	
6.	Передаточное число	U	
7.	Межосевое расстояние, мм	a	
8.	Длина ремня, мм	l	
9.	Угол обхвата малого шкива ремнем, град	α_1	

10.	Угол между ветвями ремня, град	γ	
11.	Число ремней	z	
12.	Число пробегов	n	
13.	Усилие давление на вал, Н	F_v	

ПРИЛОЖЕНИЕ Е (обязательное)

4 Ориентировочный расчет валов

4.1 Расчет ведущего вала редуктора

4.1.1 Определяем диаметр входного конца вала [4, с. 266], [1]

$$d_{В\text{расч.}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_H}{\pi \cdot [\tau_K]}} \quad (4.1)$$

где $d_{В\text{расч.}}$ - расчетный диаметр входного конца вала, мм;

T_H - крутящий момент передаваемый этим валом, Н·мм;

$[\tau_K]$ - пониженное допускаемое напряжение на кручение для материала вала, МПа

Принимаем, что все валы изготовлены из стали $[\tau_K] = 15...20$ МПа
[4, с. 266]

Принимаем $[\tau_K] =$ МПа

$d_{В\text{расч.}} =$

Принимаем $d_{В\text{гост}} =$ мм [3, с. 296]

4.1.2 Определяем диаметр вала под уплотнение, ориентируясь на диаметр входного конца вала и внутренний диаметр уплотнения [2, с. 402. табл. 24.29], [8, Т. 3, с. 204, табл. 30]

$$d_{В\text{гост}} \leq d_{В\text{упл.}}$$

$d_{В\text{упл.}} =$ мм

4.1.3 Определяем диаметр вала под подшипник, ориентируясь на диаметр вала под уплотнение и внутренний диаметр подшипника [2, с. 380. табл. 24.10], [8, Т. 2, с. 116, табл. 96]

$$d_{В\text{упл.}} < d_{В\text{подш.}}$$

$d_{В\text{подш.}} =$ мм

4.1.4 Определяем диаметр вала под колесо, ориентируясь на диаметр вала под подшипник [2, с. 137...144]

$$d_{В\text{подш.}} \leq d_{В\text{к}}$$

$$d_{B\text{к}} = \quad \text{мм}$$

4.2 Расчёт ведомого вала редуктора

4.2.1 Определяем диаметр выходного конца вала

$$d_{B\text{расч.}} =$$

Расчётное значение $d_{B\text{ расч.}}$ округляем до ближайшего стандартного в большую сторону [3, с. 296]

$$d_{B\text{ гост}} = \quad \text{мм.}$$

4.2.2 Определяем диаметр вала под уплотнение, ориентируясь на диаметр выходного конца вала и внутренний диаметр уплотнения [2, с. 402. табл. 24.29], [8, Т. 3, с. 204, табл. 30]

$$d_{B\text{ гост}} \leq d_{B\text{ упл.}}$$

$$d_{B\text{ упл.}} = \quad \text{мм.}$$

4.2.3 Определяем диаметр вала под подшипник, ориентируясь на диаметр вала под уплотнение и внутренний диаметр подшипника [2, с. 380. табл. 24.10], [8, Т. 2, с. 116, табл. 96]

$$d_{B\text{ упл.}} < d_{B\text{ подш.}}$$

$$d_{B\text{ подш.}} = \quad \text{мм}$$

4.2.4 Определяем диаметр вала под колесо, ориентируясь на диаметр вала под подшипник [2, с. 137...144], [3, с. 296]

$$d_{B\text{ подш.}} \leq d_{B\text{к}}$$

$$d_{B\text{к}} = \quad \text{мм}$$

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж
(обязательное)

5. Определение основных параметров корпуса редуктора.

Эскизная компоновка редуктора и привода в целом

5.1 Определяем основные параметры корпуса редуктора [5, с. 312...320, табл. 17.1]

Таблица 5.1- Ориентировочное соотношение размеров основных элементов чугунного и стального литого корпуса цилиндрического редуктора

	Параметры корпусных деталей	Формулы и размеры (мм)
1	Толщина стенки корпуса	$\delta = 1,12 \cdot \sqrt[4]{T_{\text{тих}}} = 1,12 \cdot \sqrt[4]{\quad} = \text{мм}$ Принимаем $\delta = \text{мм}$
2	Толщина стенки крышки	$\delta_1 = 0,9 \cdot \delta = 0,9 \cdot \quad = \text{мм}$ Принимаем $\delta_1 = \text{мм}$
3	Толщина ребра: в сопряжении со стенкой корпуса; в сопряжении со стенкой крышки	$\delta_2 = (0,8 \dots 1) \cdot \delta = \quad \cdot \quad = \text{мм}$ $\delta_3 = (0,8 \dots 1) \cdot \delta_1 = \quad = \text{мм}$
4	Толщина фундаментных лап	$h = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot \quad = \text{мм}$
5	Толщина фланца корпуса	$h_1 = 1,5 \cdot d_1 = 1,5 \cdot \quad = \text{мм}$
6	Толщина фланца крышки: для болта с шестигранной головкой	$h_2 = 1,3 \cdot d_1 = 1,3 \cdot \quad = \text{мм}$
7	Толщина подъемных ушей: корпуса; крышки	$\delta_4 = 2,5 \cdot \delta = 2,5 \cdot \quad = \text{мм}$ $\delta_5 = 2,5 \cdot \delta_1 = 2,5 \cdot \quad = \text{мм}$
8	Диаметр фундаментных болтов	$d = \sqrt[3]{4 \cdot T_{\text{тих.}}} = \sqrt[3]{4 \cdot \quad} = \text{мм}$ Принимаем $d = \text{мм}$
9	Диаметр болтов (винтов) соединения крышки с корпусом редуктора	$d_1 = \sqrt[3]{2 \cdot T_{\text{тих}}} = \sqrt[3]{2 \cdot \quad} = \text{мм}$ Принимаем $d_1 = \text{мм}$
10	Расстояние от стенки корпуса до края фланца фундаментных лап	$K = (3,2 \dots 3,5) \cdot d = \quad$ Принимаем $K = \text{мм}$
11	Расстояние от стенки до края фланца по разьёму корпуса и крышки: для болта с шестигранной головкой	$K_1 = (2,7 \dots 3) \cdot d_1 = \quad = \text{мм}$ Принимаем $K_1 = \text{мм}$
12	Расстояние от края фланца до оси болта	$c_1 = 0,5 \cdot k_1 = 0,5 \cdot \quad = \text{мм}$ $c = 0,5 \cdot k = 0,5 \cdot \quad = \text{мм}$
13	Расстояние между осями болтов для крепления крышки редуктора к корпусу	$l = (10 \dots 15) \cdot d_1 = \quad = \text{мм}$

5.2 Эскизная компоновка редуктора и привода в целом [5, с. 240...257]

ПРИЛОЖЕНИЕ И

(обязательное)

6 Расчет ведущего вала редуктора и его опор

6.1 Расчёт шпонок

6.1.1 Определяем по эскизной компоновке место шпоночного соединения

Шпонка установлена на входном конце вала с диаметром мм

6.1.2 Выбираем сечение шпонок в зависимости от диаметра вала в месте ее установки [9, с. 302...304]

Для диаметра мм принимаем шпонку с размерами: $b \times h \times l = \times \times$
мм

6.1.3 Проверяем принятые размеры шпонки на прочность

Проверка шпонки на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot k} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (6.1)$$

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

$[\sigma_{\text{см}}]$ - допускаемое напряжение смятия для материала шпонки, МПа;

Для стали 45 $[\sigma_{\text{см}}] = 100 \dots 150$ МПа [5, с. 106];

T - крутящий момент, передаваемый валом, Н·м;

d - диаметр вала, м;

k - глубина паза втулки, мм, $k = 0,0033$ м;

l_p - рабочая длина шпонки, м

$$l_p = l - b, \quad (6.2)$$

где l - длина паза вала под шпонку, мм

$$l_p = \quad \text{мм}$$

$$\sigma_{\text{см}} = \quad \text{МПа}$$

$$\text{МПа} < \quad \text{МПа} - \text{условие выполняется}$$

Проверка шпонки на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot b} \leq [\tau_{\text{ср}}] \quad (6.3)$$

где $\tau_{\text{ср}}$ - расчетное напряжение на срез, МПа;

b - ширина шпонки, мм;

$[\tau_{\text{ср}}]$ - допускаемое напряжение на срез для материала шпонки, МПа

Для стали 45 $[\tau_{\text{ср}}] = 60 \dots 90$ МПа [5, с. 106]

$$\tau_{\text{ср}} = \dots \text{ МПа}$$

МПа < МПа - условие выполняется

Выбранная шпонка выдерживает заданную нагрузку и будет работать, т.к. рабочие напряжения смятия и среза не превышают допустимых.

6.2 Приближённый расчёт вала

6.2.1 Выполняем схему сил действующих на вал

В горизонтальной плоскости действуют силы и реакции: R_{Ax} ; R_{Dx} ; $F_{тк}$; $F_{ак}$; $F_{гш}$; $F_{аш}$.

В вертикальной плоскости действуют силы и реакции: R_{Az} ; R_{Bz} ; $F_{тк}$; $F_{тш}$.

6.2.2 Определяем реакции в опорах вала от действия горизонтальных и вертикальных сил

В горизонтальной плоскости

$$\sum M_A = 0;$$

$$\sum M_D = 0;$$

В вертикальной плоскости

$$\sum M_A = 0;$$

$$\sum M_D = 0;$$

6.2.3 Строим эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскости

В горизонтальной плоскости

$$M_D^x =$$

$$M_C^x =$$

$$M_B^x =$$

Проверка:

$$M_A^x =$$

В вертикальной плоскости

$$M_D^z =$$

$$M_C^z =$$

$$M_B^z =$$

Проверка

$$M_A^z =$$

6.2.4 Строим эпюру суммарного изгибающего момента

$$M_{\text{сум}} = \sqrt{(M^x)^2 + (M^z)^2}, \quad (6.4)$$

где $M_{\text{сум}}$ - суммарный изгибающий момент, Н·мм

Точка D

Точка C

Точка B

Точка A

6.2.5 Строим эпюру крутящего момента

$$T_{\text{кр}} = \quad \text{Н·мм}$$

6.2.6 Строим эпюру эквивалентного момента

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{(M_{\text{сум}})^2 + (T_{\text{кр}})^2}, \quad (6.5)$$

где $M_{\text{экв}}$ - эквивалентный момент, Н·мм;

$T_{\text{кр}}$ - крутящий момент, Н·мм;

$M_{\text{сум}}$ - суммарный момент, Н·мм

$$\text{Точка D} \quad M_{\text{экв.}} =$$

$$\text{Точка C} \quad M_{\text{экв.}} =$$

$$\text{Точка B} \quad M_{\text{экв.}} =$$

Точка А $M_{\text{ЭКВ.}} =$

Точка В является опасным сечением вала

6.2.7 Определяем диаметр вала в опасном сечении [5, с. 267]

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ}}}{0,1 \cdot [\sigma_{\text{ИЗ}}]}}, \quad (6.6)$$

где d - диаметр вала, мм;

$M_{\text{ЭКВ}}$ - эквивалентный момент в опасном сечении, Н·мм;

$[\sigma_{\text{ИЗ}}]$ - допускаемое напряжения изгиба, МПа.

Для стали 45 из которой изготовлен вал $[\sigma_{\text{ИЗ}}] = 90$ МПа [5, с. 266, табл. 16.1.]

$$d = \sqrt[3]{-} \quad \text{мм}$$

Полученное значение округляем до ближайшего стандартного в большую сторону $d_{\text{ГОСТ}} =$ мм.

Однако при ориентировочном расчете в данном сечении вала был принят диаметр вала равный 26 мм, то его и оставляем.

6.3 Уточнённый расчёт вала [5, с. 275...279], [8]

6.3.1 Определяем предел выносливости при изгибе σ_{-1} [5, с. 14]

$$\sigma_{-1} = 0,45 \cdot \sigma_{\text{В}}, \quad (6.7)$$

где σ_{-1} - предел выносливости при изгибе, МПа;

$\sigma_{\text{В}}$ - предел прочности при растяжении, МПа

Для стали 45 - $\sigma_{\text{В}} = 600$ МПа

$$\sigma_{-1} = \quad \text{МПа}$$

6.3.2 Определяем предел выносливости при кручении τ_{-1} [5, с. 14]

$$\tau_{-1} = 0,25 \cdot \sigma_{\text{В}}, \quad (6.8)$$

где τ_{-1} - предел выносливости при кручении, МПа

$$\tau_{-1} = \quad \text{МПа}$$

6.3.3 Выбираем значение эффективного коэффициента концентрации напряжений при кручении K_{τ} (для шпоночной канавки) [5, с. 270, табл. 16.2]

$$K_{\tau} = 1,4$$

6.3.4 Выбираем значения эффективного коэффициента концентрации напряжений при изгибе K_{σ} (для шпоночной канавки) [5, с. 270, табл. 16.2]

$$K_{\sigma} = 1,7$$

6.3.5 Определяем амплитуду цикла при изгибе [5, с. 269]

$$\sigma_a = \sigma_{и}, \quad (6.9)$$

где σ_a - амплитуда цикла при изгибе, МПа;

$\sigma_{и}$ - расчётное напряжение на изгиб в опасном сечении вала, МПа

$$\sigma_{и} = \frac{M}{W_{\text{нетто}}}, \quad (6.10)$$

где M - изгибающий момент, Н мм;

$W_{\text{нетто}}$ - момент сопротивления сечения вала по шпоночной канавке, мм³

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}, \quad (6.11)$$

где d - диаметр вала, мм;

b - ширина паза, мм;

t - глубина паза вала, мм

$$W_{\text{нетто}} = \quad \text{мм}^3$$

$$\sigma_{и} = \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_a = \quad \text{МПа}$$

6.3.6 Определяем амплитуду цикла при кручении [5, с 269]

$$\tau_a = 0,5 \cdot \tau_{к}, \quad (6.12)$$

где τ_a - амплитуда цикла при кручении, МПа;

$\tau_{к}$ - расчётное напряжение на кручение в рассматриваемом сечении вала, МПа

$$\tau_{к} = \frac{T}{W_{\text{к.нетто}}}, \quad (6.13)$$

где T - крутящий момент передаваемый валом, Н·мм;

$W_{к. нетто}$ - момент сопротивления вала, мм³

$$W_{нетто} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}, \quad (6.14)$$

$$W_{нетто} = - \quad \text{мм}^3$$

$$\tau_k = - \quad \text{МПа}$$

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \cdot \quad \text{МПа}$$

6.3.7 Выбираем значение коэффициента K_d , учитывающего влияние абсолютных размеров поперечного сечения [5, с. 271]

$$K_d =$$

6.3.8 Выбираем значение коэффициента K_V , учитывающего влияние поверхностного упрочнения [5, с. 271, табл. 16.3]

$$K_V =$$

6.3.9. Выбираем значение коэффициентов чувствительности к асимметрии цикла напряжений [5, с. 271]

$$\psi_\sigma =$$

$$\psi_\tau =$$

6.3.10. Определяем значения средних напряжений цикла при изгибе и кручении σ_m и τ_m [5. с. 269]

При симметричном цикле изменения напряжений в сечении вала среднее напряжение цикла при изгибе $\sigma_m =$ МПа; $\tau_m =$ МПа

6.3.11. Определяем коэффициент запаса прочности при изгибе [5, с. 268]

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \cdot \sigma_a}{K_d \cdot K_V} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (6.15)$$

где S_σ - коэффициент запаса прочности при изгибе

$$S_{\sigma} = -$$

6.3.12. Определяем коэффициент запаса прочности при кручении [5, с. 268]

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\kappa_{\tau} \cdot \tau_a}{\kappa_d \cdot \kappa_V} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}, \quad (6.16)$$

где S_{τ} - коэффициент запаса прочности при кручении

$$S_{\tau} = -$$

6.3.13. Определяем общий коэффициент запаса прочности [5, с. 268]

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{S_{\sigma}}\right)^2 + \left(\frac{1}{S_{\tau}}\right)^2}} \geq [S], \quad (6.17)$$

где S - общий коэффициент запаса прочности;

$[S]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности; $[S] = 1,5 \dots 2,5$

$$S = \frac{1}{\sqrt{\quad}}$$

$> 2,5$ - условие выполняется

6.4. Подбор и расчёт подшипников качения по динамической грузоподъемности

6.4.1. Определяем радиальную и осевую нагрузки на подшипники [8]

$$F_R = \sqrt{R_X^2 + R_Z^2}, \quad (6.18)$$

где F_R - радиальная нагрузка на подшипник, Н

На подшипник А:

$$F_{R_A} = \sqrt{0^2 + 0^2} = \quad \text{Н}$$

$$F_a = \quad \text{Н}$$

На подшипник D:

$$F_{R_D} = \sqrt{0^2 + 0^2} = \quad \text{Н}$$

$$F_a = \quad \text{Н}$$

Наиболее нагружен подшипник А, по нему и будем вести расчет на динамическую грузоподъемность подшипников

6.4.3. Определяем коэффициент осевого нагружения [5, с. 308, табл. 18.2]

$$\frac{F_a}{C_o}, \quad (6.19)$$

где C_o - статическая грузоподъемность подшипников качения, Н

Для подшипника № $C_o = 7090 \text{ Н}$ [6, с. 380, табл. 24.10].

-- =

Этому соотношению соответствует коэффициент осевого нагружения e
=

6.4.4. Выбираем коэффициент вращения V [5, с. 307]

Т.к. вращается внутреннее кольцо подшипника, то следовательно $V = 1$

6.4.5. Выбираем значения коэффициентов радиальной и осевой нагрузок X и Y [5, с. 308, табл. 18.2]

$$\frac{F_a}{F_R \cdot V}, \quad (6.20)$$

-- =

Т. к. $>$, то следовательно

$$X = ;$$

$$Y =$$

6.4.6. Выбираем коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки на подшипник [5, с. 307]

При спокойной нагрузке на подшипник - $K_6 =$

6.4.7. Выбираем температурный коэффициент, учитывающий

ПРИЛОЖЕНИЕ К (обязательное)

7. Смазка зубчатых колес и подшипников. Выбор марки масла

7.1 Выбираем способ смазывания зубчатых колёс и подшипников [5, с. 347...351]

Смазывание зубчатых пар редуктора будет осуществляться погружением в ванну с жидким смазочным материалом в нижней части корпуса редуктора, одного или нескольких колёс. Остальные узлы (подшипники) смазываются за счёт разбрызгивания масла, погружёнными колёсами. Таким образом происходит циркуляция масла внутри корпуса.

7.2 Определяем вязкость масла в зависимости от фактора $\chi_{з.п.}$ [5, с. 346]

$$\chi_{з.п.} = \frac{10^{-5} \cdot H_{HV} \cdot \sigma_H^2}{V}, \quad (7.1)$$

где H_{HV} - твёрдость по Виккерсу активных поверхностей зубьев;
 σ_H - контактные напряжения в зацеплении зубчатых колес, МПа;
 V - окружная скорость в зацеплении зубчатых колес, м/с.

$$\chi_{з.п.} =$$

Выбираем масло И-_____ [5, с. 346, рис. 19.1]. [5, с. 345, табл. 19.1]

7.3 Определяем объём заливаемого масла

$$V = L \cdot B \cdot H, \quad (7.2)$$

где V - объём масла, л;

L - длина корпуса редуктора по внутренним стенкам, дм;

B - ширина корпуса редуктора по внутренним стенкам, дм;

H - расстояние от дна до верхнего уровня масла, дм

$$V = \quad \quad \quad \text{л}$$

ПРИЛОЖЕНИЕ Л
(обязательное)

Пример оформления списка использованных источников

Список использованных источников

1 Лекции по курсу «Детали машин и основы конструирования» Курск: 2015.

2 Дунаев П. Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов. - М.: Высшая школа, 1985. - 416 с., ил.

3 Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов. /С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. - М.: Машиностроение, 1984. - 560 с., ил.

4 Гузенков П. Г. Детали машин. - М: Высшая школа, 1982. - 351 с., ил.

5 Курсовое проектирование деталей машин /В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др.: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. - Л.: Машиностроение, 1984. - 400 с., ил.

6 Гжиров Р. И. Краткий справочник конструктора. - Л: Машиностроение, 1984. - 464 с., ил.

7 Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. - М.: Машиностроение, 1989. - 496 с., ил.

8 Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 3. - М.: Машиностроение, 1982. - 576 с., ил.

9 Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 2. - М.: Машиностроение, 1982. - 584 с., ил.

10 Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 1. - М.: Машиностроение, 1982. - 736 с., ил.

					<i>Лист</i>
					КГСХА.2.15.35.03.06.62
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	47

ПРИЛОЖЕНИЕ М
(обязательное)

Титульный лист пояснительной записки КР

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Курская государственная сельскохозяйственная академия
имени профессора И.И.Иванова»

Факультет инженерный

Кафедра стандартизации и оборудования перерабатывающих
производств

КУРСОВАЯ РАБОТА

по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»

Расчет привода общего назначения

Студент группы АИ (б) 132

А.С. Петренко

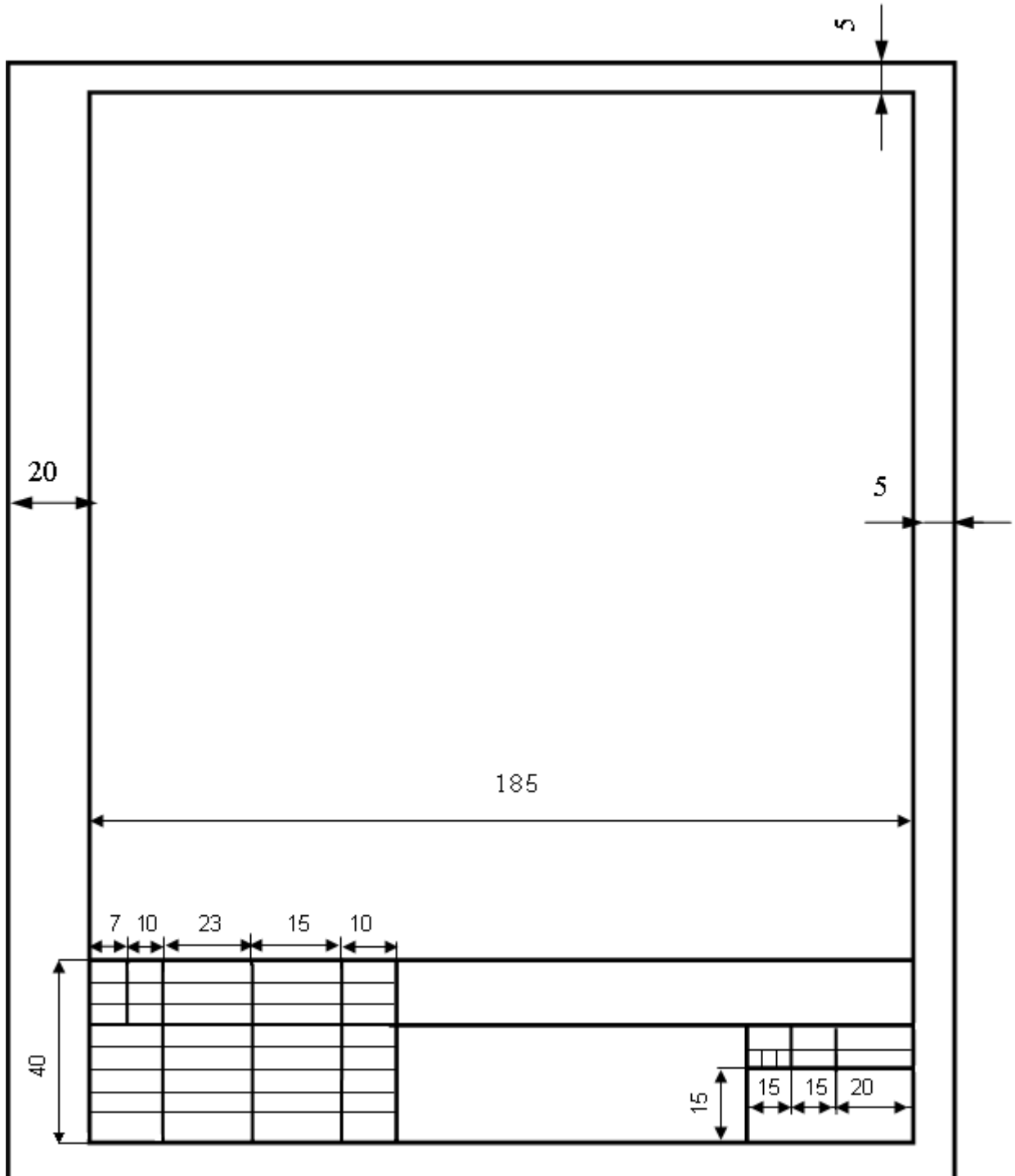
Руководитель проекта

И.С. Сидорова,
к.т.н., доцент

КУРСК – 2015

ПРИЛОЖЕНИЕ Н
(обязательное)

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



ПРИЛОЖЕНИЕ О
(обязательное)

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

