МИНОБРНАУКИ РОССИИ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение

высшего профессионального образования

**«Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова»**

**(БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова»)**

Факультет

Кафедра Е7 «Механика деформируемого твердого тела»

Дисциплина (модуль) Детали машин

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Расчетно-пояснительная записка

Выполнил студентка

группы

 Номер группы

 Фамилия И.О.

Руководитель

 Храмова Д.А.

 Должность, Фамилия И.О.

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

2015г.

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение

высшего профессионального образования

**«Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова»**

**(БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова»)**

УТВЕРЖДАЮ:

|  |  |
| --- | --- |
| Заведующий кафедрой |  |
|  |  |  |
| подпись |  | расшифровка |

З А Д А Н И Е

|  |  |
| --- | --- |
| на курсовой проект по дисциплине | «Детали Машин» |
| выполняемый в | осеннем | семестре | 2014 | - 2015 | уч. года |  |  |
| студенту |  |
| группы |  | Факультета  | \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_Е |
| 1 | Тема проекта |  |
|  |  |
|  |  |
| 2 | Дата выдачи задания |  | 25.09 | 2014 г. |  |  |
| 3 | Сроки сдачи студентом оконченного проекта |  | 30.05 | 2015 г. |  |  |
| 4 | Техническое задание |  |  | 20\_\_\_ г. |  |  |
|  | Исходная технико-экономическая информация к проекту  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
| 5 | Состав и объем проекта |  |  |  |  |  |
|  | 5.1 | Чертежи, схемы, диаграммы: |  |
|  |  | Сборочный чертеж привода, спецификация привода, сборочный чертеж редуктора,  |
|  |  | Спецификация редуктора, чертеж редуктора, чертеж вал-водило, чертеж |
|  |  | Вал-редуктора |
|  | 5.2 | Программа расчетов на ЭВМ |  |
|  |  |  |
|  |  |  |
|  | 5.3 | Расчетно-пояснительная записка к проекту на  | 55 | стр. |  |  |
|  | 6 Календарный план выполнения курсового проекта |
|  |  |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Этап | Краткое содержание | Срок выполнения |
| по плану | фактически |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 7 | Дополнительные указания по проектированию |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
| 8 | Отзыв руководителя |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
| 9 | Общая оценка о работе студента |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |

Студент \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

 подпись ФИО

дата

Руководитель \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Храмова Д.А.

 подпись ФИО

дата

РЕФЕРАТ

Курсовой проект 55 с., 20ч., 8 рис., 5 источников, 1 прил.

 Е3, редуктор, подшипники, Детали Машин.

 Объектом исследования является редуктор

 Цель работы – разработка комплектов чертежей, для дальнейшего его изучения и подготовки к написанию дипломной работы.

 В процессе работы проводилась деятельность по изучению устройства редуктора, назначению его конструктивных составляющих. Был разработан комплект чертежей, в том числе и сборочный чертеж редуктора, к которому прилагается спецификация. Так же, изучался двигатель, к которому соответствует изделие из моего курсового проекта.

 В результате исследования были начерчен комплект чертежей редуктора, изучены устройство, принцип действия и назначение.

СОДЕРЖАНИЕ

**1** **ВВЕДЕНИЕ………………………………………………………………………………………….9**

[2. ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ 10](#_Toc420355972)

[2.1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: 10](#_Toc420355974)

[2.2. РЕЖИМ НАГРУЗКИ 11](#_Toc420355995)

[2.3. РЕЗУЛЬТАТЫ КИНЕМАТИЧЕСКОГО И СИЛОВОГО РАСЧЕТА ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА, ВЫПОЛНЕННОГО ПО СХЕМЕ 11](#_Toc420355998)

[3. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ДИАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПО КРИТЕРИЮ КОНТАКТНОЙ ВЫНОСЛИВОСТИ АКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ 12](#_Toc420356056)

[3.1. ЭКВИВАЛЕНТНОЕ ВРЕМЯ 12](#_Toc420356057)

[3.2. РАСЧЕТ ЭКВИВАЛЕНТНОГО ЧИСЛА ЦИКЛОВ 12](#_Toc420356059)

[3.3. РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ 13](#_Toc420356061)

[3.4. РАСЧЕТ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ 13](#_Toc420356063)

[3.5. РАСЧЕТНЫЙ МОМЕНТ НА ШЕСТЕРНЕ 14](#_Toc420356068)

[3.6. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО В ЗАЦЕПЛЕНИИ A-G 14](#_Toc420356070)

[3.7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ШИРИНЫ ШЕСТЕРНИ 14](#_Toc420356072)

[3.8. РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ В ЗАЦЕПЛЕНИИ A-G 14](#_Toc420356075)

[3.9. РАСЧЕТ НАЧАЛЬНОГО ДИАМЕТРА ШЕСТЕРНИ (ЦЕНТРАЛЬНОГО КОЛЕСА A) 14](#_Toc420356078)

[3.10. РАСЧЕТ НАЧАЛЬНОГО ДИАМЕТРА САТЕЛЛИТА И ЦЕНТРАЛЬНОГО КОЛЕСА 15](#_Toc420356080)

[4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА ПО КРИТЕРИЮ ИЗГИБНОЙ ВЫНОСЛИВОСТИ ЗУБЬЕВ 15](#_Toc420356083)

[4.1. ЭКВИВАЛЕНТНОЕ ВРЕМЯ  15](#_Toc420356084)

[4.2. ЭКВИВАЛЕНТНОЕ ЧИСЛО ЦИКЛОВ НАГРУЖЕНИЯ КОЛЕС 15](#_Toc420356086)

[4.3. РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ 15](#_Toc420356088)

[4.4. РАСЧЕТ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ 16](#_Toc420356092)

[4.5. ПОДБОР ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ 16](#_Toc420356097)

[4.6. ВЕЛИЧИНЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ ФОРМЫ ЗУБЬЕВ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЯДА 17](#_Toc420356110)

[4.7. ВЕЛИЧИНЫ ОТНОШЕНИЙ 17](#_Toc420356113)

[4.8. РАСЧЕТНЫЙ МОМЕНТ НА ШЕСТЕРНЕ (СОЛНЕЧНОМ КОЛЕСЕ) 17](#_Toc420356117)

[4.9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ШИРИНЫ ШЕСТЕРНИ 18](#_Toc420356119)

[4.10. ВЕЛИЧИНА КОЭФФИЦИЕНТА НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ ПО ШИРИНЕ ВЕНЦОВ И СРЕДИ САТЕЛЛИТОВ 18](#_Toc420356122)

[4.11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА KFV, УЧИТЫВАЮЩЕГО ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В ЗАЦЕПЛЕНИИ 18](#_Toc420356124)

[4.12. ДЕЛИТЕЛЬНЫЙ ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ (СОЛНЕЧНОГО КОЛЕСА) 18](#_Toc420356128)

[4.13. ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ МОДУЛЯ 19](#_Toc420356131)

[4.14. КОРРЕКТИРОВКА ЧИСЛА ЗУБЬЕВ 19](#_Toc420356133)

[4.15. ДЕЛИТЕЛЬНЫЙ ДИАМЕТР ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС 19](#_Toc420356136)

[4.16. СКОРРЕКТИРОВАННАЯ ШИРИНА ВЕНЦОВ 20](#_Toc420356145)

[4.17. ТАБЛИЦА ОКОНЧАТЕЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ РАССЧИТЫВАЕМОЙ ПЛАНЕТАРНОЙ СТУПЕНИ 21](#_Toc420356151)

[4.18. ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА МАРКИ СТАЛИ И ЕЕ ТЕРМООБРАБОТКИ ДЛЯ КОЛЕСА B 22](#_Toc420356238)

[5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА ИЗ УСЛОВИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ САТЕЛЛИТОВ 23](#_Toc420356261)

[5.1. МИНИМАЛЬНЫЙ ДИАМЕТР САТЕЛЛИТА, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЙ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ВСТРОЕННОГО ПОДШИПНИКА 24](#_Toc420356345)

[5.2. КОРРЕКТИРУЕМ ВСЕ ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА 24](#_Toc420356350)

[5.3. МОДУЛЬ ЗАЦЕПЛЕНИЯ 24](#_Toc420356355)

[5.4. ДИАМЕТР ЦЕНТРАЛЬНОГО КОЛЕСА А 24](#_Toc420356358)

[5.5. ЧИСЛО ЗУБЬЕВ ЦЕНТРАЛЬНОГО КОЛЕСА А 25](#_Toc420356362)

[5.6. ЧИСЛА ЗУБЬЕВ И  25](#_Toc420356369)

[5.7. КОРРЕКТИРУЕМ РАБОЧУЮ ШИРИНУ КОЛЕС 26](#_Toc420356374)

[5.8. ОКОНЧАТЕЛЬНОЕ КОЛИЧЕСТВО ЗУБЬЕВ: 26](#_Toc420356382)

[5.9. ОСНОВНЫЕ ДИАМЕТРЫ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОЙ СТУПЕНИ: 26](#_Toc420356385)

[5.10. МИНИМАЛЬНАЯ ТОЛЩИНА ОБОДА 27](#_Toc420356404)

[5.11. ДИАМЕТР ОТВЕРСТИЯ ПОД ПОДШИПНИК 28](#_Toc420356408)

[5.12. РАДИАЛЬНАЯ НАГРУЗКА, ВОСПРИНИМАЕМАЯ НАИБОЛЕЕ НАГРУЖЕННОЙ ОПОРОЙ САТЕЛЛИТА: 28](#_Toc420356414)

[5.13. ПРИВЕДЕННАЯ РАДИАЛЬНАЯ НАГРУЗКА 28](#_Toc420356420)

[5.14. РАСЧЕТНОЕ ЗНАЧЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ ПОДШИПНИКА 29](#_Toc420356424)

[5.15. ПО НАЙДЕННЫМ ЗНАЧЕНИЯМ  ИЗ СПРАВОЧНИКА ПОДБИРАЕМ ПОДШИПНИКИ 29](#_Toc420356430)

[5.16. НАЗНАЧАЕМ ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЩЕК ВОДИЛА 30](#_Toc420356439)

[5.17. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ 31](#_Toc420356450)

[6. ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЁТЫ ВАЛОВ НА БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНИ 31](#_Toc420356542)

[6.1. РАСЧЕТ УСИЛИЙ НА ВАЛУ 31](#_Toc420356543)

[6.2. РАСЧЕТ РЕАКЦИЙ ОПОР 32](#_Toc420356550)

[6.3. РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ ПО НОРМАЛЬНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ 33](#_Toc420356558)

[6.4. КАСАТЕЛЬНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ, ВОЗНИКАЮЩЕЕ В СЕЧЕНИИ 33](#_Toc420356560)

[6.5. АМПЛИТУДНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ ДЛЯ НОРМАЛЬНОГО НАПРЯЖЕНИЯ 34](#_Toc420356562)

[6.6. СРЕДНЕЕ НАПРЯЖЕНИЕ ДЛЯ НОРМАЛЬНОГО НАПРЯЖЕНИЯ 34](#_Toc420356564)

[6.7. АМПЛИТУДНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ ДЛЯ КАСАТЕЛЬНОГО НАПРЯЖЕНИЯ 34](#_Toc420356566)

[6.8. СРЕДНЕЕ НАПРЯЖЕНИЕ ДЛЯ КАСАТЕЛЬНОГО НАПРЯЖЕНИЯ 34](#_Toc420356568)

[6.9. КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕХОДА ОТ ОБРАЗЦА К ДЕТАЛИ 34](#_Toc420356570)

[6.10. КОЭФФИЦИЕНТ ЗАПАСА 34](#_Toc420356572)

[6.11. СУММАРНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ 35](#_Toc420356578)

[7. ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЁТЫ ВАЛОВ НА ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНИ 35](#_Toc420356581)

[7.1. РАСЧЕТ УСИЛИЙ НА ВАЛУ 35](#_Toc420356582)

[7.2. УСИЛИЕ, СОЗДАВАЕМОЕ ПОЛУМУФТОЙ И ТРАКТУЮЩЕЕСЯ КАК РАДИАЛЬНОЕ УСИЛИЕ В ДОЛЯХ ОТ ОКРУЖНОГО: 35](#_Toc420356586)

[7.3. РАСЧЕТ РЕАКЦИЙ ОПОР 36](#_Toc420356589)

[7.4. РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ ПО НОРМАЛЬНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ 37](#_Toc420356597)

[7.5. КАСАТЕЛЬНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ, ВОЗНИКАЮЩЕЕ В СЕЧЕНИИ 37](#_Toc420356599)

[7.6. АМПЛИТУДНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ ДЛЯ НОРМАЛЬНОГО НАПРЯЖЕНИЯ 37](#_Toc420356601)

[7.7. СРЕДНЕЕ НАПРЯЖЕНИЕ ДЛЯ НОРМАЛЬНОГО НАПРЯЖЕНИЯ 38](#_Toc420356603)

[7.8. АМПЛИТУДНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ ДЛЯ КАСАТЕЛЬНОГО НАПРЯЖЕНИЯ 38](#_Toc420356605)

[7.9. СРЕДНЕЕ НАПРЯЖЕНИЕ ДЛЯ КАСАТЕЛЬНОГО НАПРЯЖЕНИЯ 38](#_Toc420356607)

[7.10. КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕХОДА ОТ ОБРАЗЦА К ДЕТАЛИ 38](#_Toc420356609)

[7.11. КОЭФФИЦИЕНТ ЗАПАСА 38](#_Toc420356611)

[7.12. СУММАРНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ 39](#_Toc420356617)

[8. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ ОСНОВНЫХ ЗВЕНЬЕВ 39](#_Toc420356620)

[8.1. РАДИАЛЬНЫЕ НАГРУЗКИ: 39](#_Toc420356621)

[9. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ. 39](#_Toc420356630)

[9.1. ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ: 39](#_Toc420356631)

[9.2. УДЕЛЬНАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ СИЛА: 40](#_Toc420356635)

[9.3. ДИНАМИЧЕСКАЯ НАДБАВКА: 40](#_Toc420356640)

[9.4. КОЭФФИЦИЕНТ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЗКУ: 40](#_Toc420356644)

[9.5. КОЭФФИЦИЕНТ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ: 40](#_Toc420356647)

[9.6. ПРОЧНОСТЬ АКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ 41](#_Toc420356651)

[10. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ 41](#_Toc420356661)

[11. ПРОБКИ ЗАЛИВНЫЕ 42](#_Toc420356673)

[12. РАСЧЕТ ЛАП РЕДУКТОРА 42](#_Toc420356689)

[12.1. ТОЛЩИНА СТЕНКИ КОРПУСА  42](#_Toc420356690)

[12.2. ТОЛЩИНА СТЕНКИ КРЫШКИ 42](#_Toc420356692)

[12.3. ТОЛЩИНА РЕБРА: 43](#_Toc420356694)

[12.4. ТОЛЩИНА ФУНДАМЕНТАЛЬНЫХ ЛАП 43](#_Toc420356699)

[12.5. ТОЛЩИНА ФЛАНЦА КОРПУСА 43](#_Toc420356701)

[12.6. ТОЛЩИНА ФЛАНЦА КРЫШКИ 43](#_Toc420356703)

[12.7. ТОЛЩИНА ПОДЪЕМНЫХ УШЕЙ 43](#_Toc420356705)

[12.8. ДИАМЕТР ФУНДАМЕНТАЛЬНЫХ БОЛТОВ 43](#_Toc420356710)

[12.9. ДИАМЕТР БОЛТОВ СОЕДИНЕНИЯ КРЫШКИ С КОРПУСОМ РЕДУКТОРА 43](#_Toc420356712)

[12.10. ДИАМЕТР БОЛТОВ КРЕПЛЕНИЯ ТОРЦЕВЫХ КРЫШЕК ПОДШИПНИКОВ И КРЫШКИ СМОТРОВОГО ОТВЕРСТИЯ 44](#_Toc420356714)

[12.11. ДИАМЕТР ПРИЛИВА ПОДШИПНИКОВОГО ГНЕЗДА 44](#_Toc420356716)

[12.12. РАССТОЯНИЕ ОТ СТЕНКИ КОРПУСА ДО КРАЯ ФЛАНЦА ФУНДАМЕНТАЛЬНЫХ ЛАП 44](#_Toc420356719)

[12.13. РАССТОЯНИЕ ОТ СТЕНКИ ДО КРАЯ ФЛАНЦА ПО РАЗЪЕМУ КОРПУСА И КРЫШКИ ДЛЯ БОЛТА С ШЕСТИГРАННОЙ ГОЛОВКОЙ 44](#_Toc420356721)

[12.14. РАССТОЯНИЕ ОТ КРАЯ ФЛАНЦА ДО ОСИ БОЛТА 44](#_Toc420356723)

[12.15. РАССТОЯНИЕ МЕЖДУ ОСЯМИ БОЛТОВ ДЛЯ КРЕПЛЕНИЯ 44](#_Toc420356725)

[12.16. ВЫСОТА ЦЕНТРОВ 44](#_Toc420356730)

[13. РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ 45](#_Toc420356732)

[13.1. БЫСТРОХОДНАЯ СТУПЕНЬ 45](#_Toc420356733)

[13.2. ТИХОХОДНАЯ СТУПЕНЬ 45](#_Toc420356743)

[14. РАСЧЕТ КПД РЕДУКТОРА 46](#_Toc420356753)

[14.1. ОБЩИЙ КОЭФФИЦИЕНТ ПОТЕРИ БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНИ 46](#_Toc420356754)

[14.2. КПД БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНИ 47](#_Toc420356759)

[15. ОБЩИЙ КОЭФФИЦИЕНТ ПОТЕРИ ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНИ 47](#_Toc420356761)

[15.1. КПД ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНИ 48](#_Toc420356766)

[16. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ 48](#_Toc420356768)

[17. РАСЧЕТ ФУНДАМЕНТНЫХ БОЛТОВ. 49](#_Toc420356775)

[17.1. РАСЧЕТ ДИАМЕТРА ФУНДАМЕНТНЫХ БОЛТОВ: 49](#_Toc420356776)

[18. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ 51](#_Toc420356777)

[19. ВЫБОР СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА 52](#_Toc420356778)

[19.1. РАСЧЕТ ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНИ 53](#_Toc420356779)

[19.2. РАСЧЕТ БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНИ 53](#_Toc420356780)

[20. ЗАКЛЮЧЕНИЕ 54](#_Toc420356781)

[БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК 55](#_Toc420356782)

[ПРИЛОЖЕНИЯ 56](#_Toc420356783)

1. ВВЕДЕНИЕ

В рамках курсового проектирования по деталям машин решаются задачи инженерного характера, требующие привлечение знаний различных дисциплин, в число которых входят сопротивления материалов, технологии машиностроения, машиностроительное черчение, теоретическая механика и другие. При принятии инженерных решений далеко не все может быть формализовано, что обеспечивает индивидуальность процессу разработки при наличии общей методики проектирования.

Курсовой проект предусматривает проектирование механического привода. Разрабатываемый механический привод включает в себя несколько составляющих: электродвигатель общего применения, стандартные муфты и планетарный редуктор.

 Основное внимание в процессе выполнения курсового проекта уделяется проектирование редуктора. Планетарным он называется, поскольку в его состав входят планетарные передачи. К ним относятся передачи, имеющие зубчатые колеса с подвижными осями, называемые сателлитами. Особенностью планетарных редукторов является возможность распределения потоков мощности введением в конструкцию нескольких сателлитов.

 При выборе типов передач, вида зацепления, механических характеристик материалов надо учитывать, что затраты на материалы составляют значительную часть стоимости машин: в редукторах общего назначения 85%. Таким образом изыскание путей снижение массы проектируемых объектов является важнейшим критерием. Наиболее полно требованиям снижения массы и габаритных размеров удовлетворяет именно привод с использованием планетарных передач.

 Проектирование редуктора подразумевает выполнение необходимых проектировочных расчетов, конструирование редуктора по результатам расчетов, выполнение проверочных расчетов и внесение в существующую конструкцию соответствующих корректировок. По своей сути курсовой проект является неким приближением к реальной практике проектирования, одним из неотъемлемых свойств которой является итерационный подход к разработке.

# Техническое задание



Рисунок 1 Компоновочная схема

# Исходные данные:

Таблица 1

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Максимальный момент на тихоходном валу Тт, Нм | Частота вращенияnт,об/мин | Передаточное числоiобщ. | Режим нагрузки | Долговечностьt∑,ч | Параметр Р1 | Марка стали | Термообработка активных поверхностей зубьев |
| 2200 | 48 | -30 | I | 4500 | 4,04 | 12Х2Н4А | Цементация |

# Режим нагрузки

 

Рисунок 2 Режим нагрузки

T

t





















# **РЕЗУЛЬТАТЫ кинематического и силового расчета планетарного редуктора, выполненного по схеме**

Таблица 2 Результаты измерения

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **Величина** | **Тихоходная ступень** | **Быстроходная ступень** |
|  | **формула** | **значение** | **формула** | **значение** |
|  | **задано** | **4,04** |  | **5,95** |
| , об/мин |  | **242,92** |  | **-1439,4** |
| , об/мин | неподвижно | **0** |  | **241,92** |
| , об/мин |  | **48** | **неподвижно** | **0** |
| , об/мин |  | **193,92** |  | **-1439,4** |
| , об/мин |  | **-48** |  | **241,92** |
| , об/мин |  | **-127,6** |  | **581,6** |
|  |  | **-436,5** |  | **73,3** |
|  |  | **-1763,5** |  | **436,5** |
|  |  | **2200** |  | **-509,8** |

# Проектировочный расчет диаметров зубчатых колес по критерию контактной выносливости активных поверхностей зубьев

# **ЭКВИВАЛЕНТНОЕ ВРЕМЯ**

#

# Расчет эквивалентного числа циклов



# Расчет коэффициента долговечности

Для колес a и g твердость поверхности зубьев🡺, а твердость колеса b🡺

# Расчет допускаемых напряжений

Твердость поверхности при нитроцементации стали(12Х2Н4А) 57-63 HRC, для шестерни и колеса Предел выносливости при цементации рассчитывается по формуле  МПа. Рассчитывая по нижнему пределу твердости, получим 

Коэффициент безопасности при цементировании 

 Допускаемые напряжения для шестерни:



# Расчетный момент на шестерне



# Передаточное число в зацеплении a-g



# Определение относительной ширины шестерни



т.к. должно быть меньше, чем 0,75

# Расчет коэффициента неравномерности распределения нагрузки в зацеплении a-g

Из рисунка 6.16, с 131[6] находим



# Расчет начального диаметра шестерни (центрального колеса a)



# Расчет начального диаметра сателлита и центрального колеса





# Определение размеров зубчатых колес планетарного редуктора по критерию изгибной выносливости зубьев

* 1. Эквивалентное время

****

# Эквивалентное число циклов нагружения колес

****

# Расчет коэффициента долговечности

Для a, b и g

****

****

# Расчет допускаемых напряжений

Твердость поверхности при цементации стали 12X2Н4А (57-63) HRC, следовательно:

****

****

При ****

# Подбор чисел зубьев

Т.С.: , тогда:



округляем до целого, четного числа 

 ;

 



Б.С.:  тогда:



округляем до целого, четного числа 

 

 

****

# Величины коэффициентов формы зубьев колес планетарного ряда

(для колес с наружными зубьями (a,g) определяется по рис. 2.23 c.41 [7]; для колес с внутренними зубьями (b) по рис. 2.24 c.42 [7].) Коэффициенты смещения равны xa=xb=xg=0. Число зубьев долбяка для нарезания колеса b Z0 = 20.

****

# Величины отношений

****

 Выбираем**:**

****

# Расчетный момент на шестерне (солнечном колесе)

****

# Определение относительной ширины шестерни

Величину относительной ширины шестерни оставляем той же, что и в расчете на контактную прочность т.е.:



# Величина коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине венцов и среди сателлитов

****

# Определение коэффициента KFV, учитывающего динамические нагрузки в зацеплении

 производим определение по табл. 2.8 с.46 [7]. При β=0

Т.С.: (KFV)= 1.1 (т.к. na1 < 1000 об/мин)

Б.С.: (KFV)= 1.12 (т.к. 1000<na2 < 2000 об/мин**)**

# Делительный диаметр шестерни (солнечного колеса)



****

# Предварительное значение модуля

****

# Корректировка числа зубьев

Так как диаметры не совпадают, то производим корректировку чисел зубьев колес. 



# Делительный диаметр для зубчатых колес

Т.С.:

Б.С.:

# Скорректированная ширина венцов

****

Т.С.:

Б.С.:

# Таблица окончательных значений параметров рассчитываемой планетарной ступени

Таблица 3

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **Величина** | **Тихоходная** | **Быстроходная** |
|  | **Формула** | **Значение** | **Формула** | **Значение** |
|  |  | 18 |  | 20 |
|  |  | 28 |  | 49 |
|  |  | 73 |  | 118 |
|  | Рис 2.23 [3] | 4,24 | Рис 2.23 [3] | 4,1 |
|  | Рис 2.24 [3] | 3,82 | Рис 2.24 [3] | 3,6 |
|  | Рис 2.23 [3] | 3,6 | Рис 2.23 [3] | 3,62 |
|  |  | 470,6 |  | 470,6 |
|  |  | 353 |  | 353 |
|  |  | 0,9\*10-2 |  | 0,87\*10-2 |
|  |  | 1,082\*10-2 |  | 1,04\*10-2 |
|  |  | 2,5 |  | 1,25 |
|  |  | 45 |  | 25 |
|  |  | 70 |  | 61,25 |
|  |  | 182,5 |  | 147,5 |
|  |  | 4,05 |  | 5,9 |
|  |  | 39,2 |  | 25,6 |
|  |  | 0,87 |  | 0,75 |

# Обоснование выбора марки стали и ее термообработки для колеса b

* Величина контактных напряжений в зацеплении “g-b”, Мпа

Т.С.

 

Б.С.:

 

* Требуемая для этого уровня напряжений твердость поверхность зубьев колеса b НВ:

Т.С.:

 

Б.С.:



* Действующие максимальные напряжения изгиба в зубьях колеса b, Мпа

Т.С.:

 

Б.С.:

 

* Необходимая для этого уровня напряжений твердость сердцевины зубьев, НВ

Т.С.:

 

Для центрального колеса b выбираем сталь 40Х ГОСТ 4543-75, термообработка улучшение до НВ (200-300).

Б.С.:



Для центрального колеса b выбираем сталь 40Х ГОСТ 4543-75, термообработка улучшение до НВ (300-400).

# Определение размеров зубчатых колес планетарного редуктора из условия работоспособности подшипников сателлитов

Таблица 4 Исходные данные

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| НаименованиеПараметра | Условноеобозначение | Величина | Размер-ность |
|  |  | Т.C | Б.С |  |
| Максимальный момент на центральном колесе |  | 436,1 | 73,3 |  |
| Коэффициент неравномерности нагрузки между сателлитами |  | 1,03 | 1,05 | - |
| Число сателлитов |  | 3 | 3 | - |
| Модуль |  | 2,5 | 1,25 | мм |
| Параметр планетарной ступени |  | 3,9 | 5,9 | - |
| Число зубьев: |
| центрального колеса a |  | 18 | 20 | - |
| сателлита g |  | 28 | 49 | - |
| Центрального колеса b |  | 73 | 118 | - |
| Дилительный диаметр центра-льного колеса а, удовлетворяю-щий изгибной выносливости. |  | 49,95 | 26,75 | мм |
| Диаметр начальной окружностицентрального колеса а, удовлет-воряющей контактной вынос-ливости. |  | 43,5 | 25,2 | мм |
| Коэффициет формы зуба колеса g лимитирующего изгибную выносливость |  | 3,82 | 3,7 | - |
| Эквивалентное число циклов перемен напряжений сателлита при расчете контактной выносливости |  | 1.296\*107  | 5.9\*107 | ч.ц. |
| Частота вращения сателлита относительно водила |  | 348 | 1365 | мин-1 |
| Рабочая ширина зубчатого венца |  | 39,2 | 25,6 | мм |

# Минимальный диаметр сателлита, обеспечивающий работоспособность встроенного подшипника

Т.С.:

** **

Б.С.

  ****

# Корректируем все зубчатые колеса

Т.С.:

****

Б.С.:

****

# Модуль зацепления

Т.С.: ****

Б.С.: ****

# Диаметр центрального колеса а

Т.С.:



Б.С.:

****

# Число зубьев центрального колеса а

Т.С.:

 

Принимаем ближайшее большее значение: 

Б.С.:

 

Принимаем ближайшее большее значение: 

# Числа зубьев и

Т.С.:

****

Б.С.:

****

# Корректируем рабочую ширину колес

Т.С.: Поскольку  и = 4.05 , то

Так как ****

Принимаем bg=bw+2m=34+2\*2.5=39мм

Б.С.: Поскольку  и = 4,1, то

Так как ****

Принимаем bg=bw+2m=25,6+2\*1,25=28мм

# Окончательное количество зубьев:

Т.С.: za=22; zb=86; zg=32

Б.С.: za=20; zb=116; zg=48

# Основные диаметры колес планетарной ступени:

 Т.С.:

* делительный диаметр

 

* диаметр окружности выступов

 

* диаметр окружности впадины

 

* межосевое сечение

****

Б.С.:

* делительный диаметр

 

* диаметр окружности выступов

 

* диаметр окружности впадины

 

* межосевое сечение

 

# Минимальная толщина обода

****

Т.С.: 

Б.С.: 

# Диаметр отверстия под подшипник



Т.С.:



Б.С.:



# Радиальная нагрузка, воспринимаемая наиболее нагруженной опорой сателлита:

 

Т.С.:



Б.С.:

****

# Приведенная радиальная нагрузка



Т.С.: 

Б.С.: 

# Расчетное значение динамической грузоподъемности подшипника

 

Т.С.:

 

Б.С.:

 

# По найденным значениям  из справочника подбираем подшипники

Т.С.:

 Выбираем радиальный роликовый подшипник 4074907 с параметрами:

 

 Геометрические параметры выбранного подшипника 

Б.С.:

 Выбираем радиальный роликовый подшипник 303 с параметрами:

 

Геометрические параметры выбранного подшипника 

# Назначаем основные геометрические параметры щек водила

 Т.С.:

* Толщина щеки водила 
* Толщина перемычки ****
* Диаметр щеки водила ****
* Диаметр отверстия в водиле ****

Б.С.:

* Толщина щеки водила 
* Толщина перемычки 
* Диаметр щеки водила 
* Диаметр отверстия в водиле ****

# Основные расчетные параметры

Таблица 5 Результаты расчета

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Условное обозначение | Т.С | Б.С. |
| величина |
| P’ | 3.91 | 5.8 |
| za | 22 | 20 |
| zg | 32 | 48 |
| zb | 86 | 116 |
| Ta, Hм | 436.1 | 73.3 |
| m,мм | 2.5 | 1.25 |
| (d)aF, мм | 49.95 | 26.75 |
| (d)aН, мм | 43.5 | 25.2 |
| (d)’ank, мм | 55.34 | 25.2 |
| bw,мм | 34 | 25.6 |
| (d)a, мм | 55 | 25 |
| (d)g, мм | 80 | 60 |
| (d)b, мм | 215 | 145 |
| (da)a,мм | 60 | 27.5 |
| (da)g,мм | 85 | 62.5 |
| (da)b, мм | 219.4 | 142.8 |
| (df)a, мм | 48.75 | 21.86 |
| (df)g, мм | 73.75 | 56.86 |
| (df)b, мм | 221.5 | 148.13 |
| aw, мм | 67.5 | 42.5 |
| D’, мм | 59.73 | 48.2 |
| Fr, кН | 5444.6 | 2052.4 |
| P, kH | 8493.58 | 3201.74 |
| Cрасч, кН | 18334.7 | 10880.32 |
| Тип ПК | 4074907 | 303 |
| dxDxB | 35x55x20 | 17x47x14 |
| C, кН | 21100 | 10900 |
| n, мин-1 | 4000 | 12500 |
| bg,мм  | 39 | 28 |

# Проверочные расчёты валов на быстроходной ступени

# Расчет усилий на валу

* **Несбалансированное усилие колес, входящих в быстроходную ступень планетарного ряда:**

****

Б.С.: 

* **Усилие, создаваемое полумуфтой и трактующееся как радиальное усилие в долях от окружного:**

****

Б.С: 

# Расчет реакций опор

Определение момента относительно точки А Определение момента относительно точки В

 

І участок: ІІучасток

 

ІІІучасток





Рисунок 3 Эпюра быстроходной ступени

# Расчет коэффициента запаса прочности по нормальным напряжениям

****

# Касательное напряжение, возникающее в сечении

****

# Амплитудное напряжение для нормального напряжения

****

# Среднее напряжение для нормального напряжения

****

# Амплитудное напряжение для касательного напряжения

****

# Среднее напряжение для касательного напряжения

****

# Коэффициент перехода от образца к детали



# Коэффициент запаса

****

т.к. NE>N0,то 

****

где 



# Суммарный коэффициент запаса прочности



Значение удовлетворяет условию

# Проверочные расчёты валов на тихоходной ступени

# Расчет усилий на валу

* **Несбалансированное усилие колес, входящих в тихоходную ступень планетарного ряда:**

****

Т.С.: 

* 1. Усилие, создаваемое полумуфтой и трактующееся как радиальное усилие в долях от окружного**:**

****

Т.С: 

# Расчет реакций опор

Определение момента относительно точки А Определение момента относительно точки В

 

І участок: ІІучасток

 

ІІІучасток





Рисунок 4 Эпюра тихоходной ступени

# Расчет коэффициента запаса прочности по нормальным напряжениям

****

# Касательное напряжение, возникающее в сечении

****

# Амплитудное напряжение для нормального напряжения

****

# Среднее напряжение для нормального напряжения

****

# Амплитудное напряжение для касательного напряжения

****

# Среднее напряжение для касательного напряжения

****

# Коэффициент перехода от образца к детали



# Коэффициент запаса

****

т.к. NE>N0,то 

****

где 



# Суммарный коэффициент запаса прочности



Значение удовлетворяет условию

# Проверочный расчет подшипников основных звеньев

# Радиальные нагрузки:

****

Б.С.: Fr=859.53H→P=859.53\*1.3=117.39H

Т.С.: Fr=12530.46H→P=12530.46\*1.3=16289.59H**Долговечность:**

, где m=3.33

Б.С.: - удовлетворяет условию

где LE=59млн.обр.

Т.С.: - удовлетворяет условию

где LE=13млн.об.

# Проверочный расчет зубчатых зацеплений.

# Окружная скорость:



 Б.С.: Т.С.:

 У

# Удельная динамическая сила:



 Б.С.: Т.С.:

 

где go и δН-выбирают из Кудрявцева на стр.37

# Динамическая надбавка:



Б.С.: Т.С.:

 

# Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку:



Б.С.:  Т.С.: 

# Коэффициент неравномерности распределения:



Б.С.: Т.С.:

 

# Прочность активных поверхностей



где ZH и ZE-коэффициенты, равны:

  -коэффициент перекрытия

Б.С.: ZH=1.79 Б.С.: εа=1.65

Т.С.: ZH=1.79 Т.С.: εа=1.59

Б.С.:



Т.С.:



# Допускаемые напряжения

****

Б.С.: Т.С.:

 

Так как условие прочности по контактным напряжением на быстроходной ступени не выполняется, то есть σпр>[σн], следует увеличить ширину зубчатого венца bw.



С учетом Ra=40,ширина зубчатого венца bw=32

* Уточнение ширины зубчатого венца сателлита



Б.С.: Т.С.:

bg=32+2\*1.25=34.5 bg=34+2\*2.5=39

с учетом Ra=40 Б.С.→bg=36, Т.С.→bg=40

# Пробки заливные



Рисунок 5 Заливная пробка

Таблица 6 Параметры пробки

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| d=M24x1.5 | d1=21.8мм | d2=24мм | l=13мм | L=28мм | c=1.5мм | f=2.5мм |
| D=31.2мм | D1=26мм | D2=34мм | D3=36мм | b=4мм | S=27мм | m=0.078кг |

# Расчет лап редуктора

# Толщина стенки корпуса



# Толщина стенки крышки

****

# Толщина ребра:

* Сопряжение со стенкой и корпусом:

 

* в сопряжении со стенкой крышки:

****

# Толщина фундаментальных лап

****

# Толщина фланца корпуса

****

# Толщина фланца крышки

****

# Толщина подъемных ушей

* корпуса

****

* крышки



# Диаметр фундаментальных болтов

****

# Диаметр болтов соединения крышки с корпусом редуктора

****

# Диаметр болтов крепления торцевых крышек подшипников и крышки смотрового отверстия

****

# Диаметр прилива подшипникового гнезда

* для торцевой крышки

****

# Расстояние от стенки корпуса до края фланца фундаментальных лап

****

# Расстояние от стенки до края фланца по разъему корпуса и крышки для болта с шестигранной головкой

****

# Расстояние от края фланца до оси болта

****

# Расстояние между осями болтов для крепления

* крышки редуктора к корпусу

****

* крышки редуктора к корпусу в месте приливов подшипниковых гнезд



# Высота центров

****

# Расчет шпоночных соединений

# Быстроходная ступень

* Исходные данные:

d=25мм h=7мм Глубина паза t1=4

Т=73,3Нм b=8мм t2=3.3

* Смятие по боковым сторонам шпонки:



Где: 

* Длина шпонки



Выбираем шпонку: 8х7х18 по ГОСТ 8790-79

# Тихоходная ступень

* Исходные данные:

d=98мм h=16мм Глубина паза t1=10

Т=2200Нм b=28мм t2=6,4

* Смятие по боковым сторонам шпонки:



Где: 

* Длина шпонки



Выбираем шпонку: 28х16х65 по ГОСТ 8790-79

# Расчет КПД редуктора

# Общий коэффициент потери быстроходной ступени



****

* Потери подшипников:

****

# КПД быстроходной ступени

****

# Общий коэффициент потери тихоходной ступени



****

* Потери подшипников:

****

# КПД тихоходной ступени

****

# Выбор двигателя

* Мощность двигателя

****

* Частота вращения



По посчитанным данным выбираем двигатель:



Рисунок 6 Параметры двигателя

# РАСЧЕТ ФУНДАМЕНТНЫХ БОЛТОВ.

# Расчет диаметра фундаментных болтов:

* Внешнее осевое усилие :

|  |  |
| --- | --- |
| Рисунок 7 |  |

  ;

где момент на валу тихоходной ступени

 момент на валу быстроходной ступени

 диаметр соответствующего вала

 Нм

Нм

Н

где реакция от соединительной муфты



* Усилие затяжки болта



где коэффициент затяжки коэффициент внешней нагрузки

Н

* Расчетная осевая нагрузка болта

Н

* Допускаемое напряжение растяжения

,  (т.к. болт выполнен из стали 20 ГОСТ 1050-74)







* Внутренний диаметр резьбы болта

 Принимаем мм

# Тепловой расчет

Повышение температуры сопряженных поверхностей кинематических пар зубчатых передач в результате работы сил трения вызывает падение защитных свойств маслянистого слоя. Во избежания повышения интенсивности изнашивания и для предупреждения опасных форм повреждения контактирующих поверхностей температура масла  не должна превышать предельного допускаемого значения , при котором масло еще сохраняет свои защитные функции. Обычно принимают . Для передач, работающих при постоянной нагрузке в течении времени, достаточном для появления установившегося теплового режима, надо обеспечить следующее условие:

Рисунок 8

,

где установившаяся температура масла;

мощность на ведущем валу передачи ;

КПД электродвигателя;

температура окружающего воздуха;

мощность теплового потока;

 - коэффициент теплопередачи с поверхности корпуса

коэффициент теплопередачи при искусственном обдуве корпуса ;

площадь обдуваемой поверхности ;

площадь не обдуваемой поверхности;

Таблица 7

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

0.4857 м2



Повышение температуры сопряженных поверхностей кинематических пар зубчатых передач в результате работы сил трения вызывает падение защитных свойств маслянистого слоя. Во избежания повышения интенсивности изнашивания и для предупреждения опасных форм повреждения контактирующих поверхностей температура масла  не должна превышать предельного допускаемого значения , при котором масло еще сохраняет свои защитные функции. Обычно принимают .

Температуру масла можно высчитать по формуле:



где:  - установившаяся температура масла, °C; - мощность на ведущем валу передачи, Вт; - КПД редуктора; - температура окружающего воздуха (при отсутствии специальных указаний принимается равной );

где:  - коэффициент теплоотдачи с поверхности корпуса, не обдуваемого вентилятором ;  - площадь не обдуваемой поверхности корпуса



Температура масла меньше допустимой, следовательно, двигатель не перегреется.

# Выбор смазочного материала

Экономичность и долговечность машин в большей степени зависит от правильного выбора смазочного материала. Обычно коэффициенты трения в парах снижается с увеличением вязкости смазочного материала, но и повышаются потери на перемешивание этого материала. Поэтом, выбор смазочного материала представляет собой нахождение оптимального решения этой проблемы. Для смазывания поверхностей зубчатых передач со стальными зубчатыми колесами ориентировочное значение вязкости масла определяется по формуле:



Где твердость по Виккерсу активных поверхностей зубьев, рис. 2.20 стр.39 [1];  - контактные напряжения, , ν - окружная скорость в зацеплении, , контактные напряжения.

Для смазывания зубчатых передач со стальными зубьями ориентировочное значение вязкости масла определяем по рисунку 19.1 [1] в зависимости от фактора .

# Расчет тихоходной ступени

окружная скорость в зацеплении: м/с

Коэффициент ; -угол зацепления в торцевом сечении, -угол наклона линии зуба на делительном цилиндре.

 - коэффициент перекрытия, при 32,при 22 - по рисунку 6.14 стр 128 [1].

Коэффициент 

Значения: ,,,

 МПа



# Расчет быстроходной ступени

м/с

Коэффициент ;

 - коэффициент перекрытия, при 62, при 19 - по рисунку 6.14 стр 128 [1].

Коэффициент

Значения: ,,,

 МПа



По графику (рис. 19.1 [1]) определяю вязкость

По вязкости из таблицы 19.1 [1] выбираю масло: И-70А по ГОСТ 20799-75.

# Заключение

В рамках курсового проекта по деталям машин был проделан весь цикл, присущий инженерной практике проектирования планетарных редукторов.

 В ходе выполнения работы были проведены проектировочные расчеты на прочность зубчатых передач, явившиеся основной для получения в первом приближении конструкции планетарных передач редуктора. Они в свою очередь заложили базис для конструктивной проработки редуктора в целом: выбора необходимых опор, элементов крепления, соединительных муфт, проработки формы корпусных деталей. При конструировании применялись решения как на базе стандартизованных так и нестандартные. Обязательно учитывались требования по минимизации массы и габаритов конечного изделия.

 Поскольку не все решения при конструировании принимались на основе точных расчетов, спроектированный редуктор необходимо проверять. Проверочный расчет валов на прочность показал, что обеспечивается значительный запас прочности.

Также в ряде других расчетов приходилось уточнять решения принятые на этапе конструктивной проработки и принимать решения, обеспечивающие требуемые характеристики редуктора.

Все элементы механического привода с учетом требований по безопасности работы были размещены на специально отлитой под привод установочной плите.

Поскольку значительная часть вырабатываемой энергии проходит через механические передачи, важной их характеристикой является КПД, определяющий эксплуатационные расходы. В связи с этом отметим, что КПД спроектированного планетарного редуктора составил 96%.

# БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1 Курсовое проектирование деталей машин под редакцией Кудрявцева В.Н. Ленинград:

 Машиностроение, 1983 г.

2 Кудрявцев В.Н. Детали машин: Учебник Ленинград: Машиностроение 1980 г.

3 Методические указания к лабораторным работам по курсу «Детали машин» ч.1,2 под

 редакцией Кузьмина И.С. Ленинградский механический институт 1986 г.

4 Бейзельман Р.Д. Подшипники качения: Справочник. 6-е изд. М.: Машиностроение, 1978 г

5 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. М.: Машиностроение. В 3-х т.

 1979 год

# приложения