МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

НАЦИОНАЛЬНЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. Н.Е. ЖУКОВСКОГО

«ХАИ»

## Курсовой проект по дисциплине

## "Детали машин"

Выполнил:

студент 432 гр.

Мищенко А.С.

Консультировал:

Профессор Доценко В.Н

Харьков 2011

**СОДЕРЖАНИЕ**

### Введение

1. Расчет первой передачи редуктора

1.1 Проектировочный расчет

1.2 Проверочный расчёт

2. Проверочный расчет второй передачи редуктора

3. Расчет третей передачи редуктора

3.1 Проектировочный расчет

3.2 Проверочный расчёт

4. Проверочный расчет четвертой передачи редуктора

5. Расчет передачи заднего хода редуктора (шестерня –шестерня паразитная)

5.1 Проектировочный расчет

5.2 Проверочный расчёт

6. Расчет передачи заднего хода редуктора (шестерня паразитная - колесо)

6.1 Проектировочный расчет

6.2 Проверочный расчёт

# 7. Расчет валов

# 7.1 Расчет вала-шестерни

# 7.1.1 Проектировочный расчет вала-шестерни

# 7.1.2 Проверочный расчет вала-шестерни

8. Подбор подшипников

9. Расчет шлицов

Список используемой литературы

**Введение**

Редуктор — неотъемлемая составная часть современного оборудования.

Редуктором называют механизм, выполненный в виде отдельного агрегата, служащий для понижения угловой скорости и соответственно повышения крутящих моментов.

К коробкам передач относят редукторы, у которых кроме передач имеются механизмы, обеспечивающие ступенчатое изменение частоты вращения ведомого вала. Частота вращения ведомого вала изменяется при помощи кулачковых и фрикционных муфт, включением определенных колес или передвижением их вдоль одного вала до ввода в зацепление с колесами на параллельном валу.

Главной особенностью проектирования является необходимость вписывания разных ступеней передач в определенное межосевое расстояние при заданных частотах вращения ведомого вала и размещение в коробке механизмов переключения скоростей.

В коробках передач транспортных машин передаточные числа выбираются в соответствии с оптимальными тяговыми характеристиками и экономичным расходованием топлива. Межосевое расстояние определяется по максимальному вращающему моменту. Профильный угол иногда делают больше , углы наклона косых зубьев 

При выполнении курсового проекта находят практическое применение основные разделы курса ''Конструирование машин и механизмов'', такие как расчеты зубчатых передач различных типов, разъемных и неразъемных соединений, валов, выбор подшипников, материалов и термообработок, масел, посадок, параметров шероховатости и т.д.

Заданием курсового проекта является проектирование и проверочный расчет КПП МТ-10.

# **Перечень условных обозначений, сокращений и символов**

 — частота вращения, об/мин;

— момент, Н·м;

 — ресурс долговечности, ч;

 — передаточное отношение;

 — крутящий момент, Н·м;

 — коэффициент полезного действия;

 — число зубьев;

 — допускаемое контактное напряжение, Мпа;

 — допускаемое изгибное напряжение, МПа;

 — коэффициент безопасности;

 — коэффициент долговечности;

 — предел контактной выносливости, МПа;

 — предел изгибной выносливости, МПа;

 — базовое число циклов перемены напряжений;

 — расчетное число циклов перемены напряжений;

 — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий;

 — коэффициент динамической нагрузки;

 — коэффициент расчетной нагрузки;

 —коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба;

—коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации

 — модуль зацепления;

 — коэффициент ширины зубчатого колеса;

 — делительный диаметр зубчатого колеса, мм;

 — диаметр окружности вершин зубчатого колеса, мм;

 — диаметр окружности впадин зубчатого колеса, мм;

 — ширина венца зубчатого колеса, мм;

 — межосевое расстояние, мм;

 — удельная расчетная окружная сила, Н;

 — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

 — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес;

 — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

 — коэффициент смещения исходного контура;

 — коэффициент трения в зацеплении;

 —коэффициент потерь в зубчатом зацеплении;

 — коэффициент динамичности;

 — запас прочности по нормальным напряжениям;

 — запас прочности по касательным напряжениям;

 — общий запас прочности;

 — окружная сила, H;

 — радиальная сила, H;

— эквивалентная нагрузка на подшипник, H;

 — динамическая грузоподъемность подшипника.

# **1. Расчет первой передачи редуктора**

**1.1 Проектировочный расчет**

##### Исходные данные:

Количество зубьев шестерни: ;

Количество зубьев колеса: ;

Требуемое передаточное отношение: ,6;

Частота вращения шестерни: ;

КПД подшипников качения :;

КПД передачи: ;

Срок службы: .

Таблица 1.1

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент передачи | Марка стали | Термообработка | Заготовка |  |  | Твердость поверхности |
| Шестерня | 20Х2Н4А | Цементация | поковка | 1400 | 1200 | 65HRCэ |
| Колесо | 20Х2Н4А | Цементация | поковка | 1400 | 1200 | 63HRCэ |

Определение числа циклов перемены напряжений шестерни и колеса:



, где

 - количество контактов зубьев шестерни и колеса за один оборот, (=1), тогда:

 , , ;

, , ,

Определение допускаемых напряжений:

а) контактных:

,

где  - предел контактной выносливости,

 - коэффициент безопасности,  - коэффициент долговечности, тогда

 ,

так как  и , то, а , ,

для колеса -,



для шестерни - ,

,

в качестве расчётного принимаем ;

б) изгибные:

, где

, тогда

,

, так как , то , ,

,

;

в) предельные:

,

.

Определение коэффициентов расчётной нагрузки:

Коэффициенты расчётной нагрузки соответственно при расчётах на контактную и изгибную выносливость равны:

,

,

где,

*kА*=1- коэффициент внешнего динамического нагружения для случая равномерно нагруженного движения;

 - коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий (при НВ>350),

 - коэффициент динамической нагрузки для 8-ой степени точности,

kHa= kFa=1

,

.

Определение начального диаметра шестерни

,

где, ,

X=0.0061(100-Z)

X1=0.549, X2=0.4



=0.064956, 

, ,

, 



 - коэффициент ширины шестерни относительно её диаметра,

, тогда

.

Определение модуля зацепления



Принимаем **m**=2.75мм ,тогда

,

Mежосевое расстояние: .

**1.2 Проверочный расчёт**

Проверка передачи на контактную прочность:

,

где,

 - коэффициент, учитывающий форму сопряжённых поверхностей зубьев,

 - угол наклона прямого зуба, - угол профиля зуба рейки, для стальных колес *Е2= Е3=2,1 105 МПа,*

Zm=275 МПа1/2-коэффициент учитывающий свойства колес;

При коэффициентах смещения *X1 ,X2,* коэффициент формы сопряженных поверхностей зубьев *ZH=1.494*.

 - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, так как колесо прямозубое, то ;

Определим окружную скорость:

,

уточним коэффициент расчётной нагрузки:

, где

 - удельная окружная динамическая сила, где

 - коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев,

 - коэффициент, учитывающий влияние разности основных шагов зацепления зубьев шестерни и колеса, тогда

,

 - удельная расчётная окружная сила в зоне наибольшей концентрации, где

 - полезная окружная сила,

 - ширина зубчатого венца, тогда

,

следовательно: ,

,

,

определяем удельную расчётную окружную силу:

,

,

Недогруз составляет 2.1%. что допустимо.

Проверка зубьев передачи на изгибную выносливость

.

а) Определим коэффициенты формы зубьев шестерни и колеса:

 для ,

 для ,

, .

б) Проверяем на прочность зуб шестерни:

,

, где

 - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, при 8-ой степени точности,

 - коэффициент, учитывающий наклон зубьев, тогда

.

Проверка на контактную и изгибную прочность при действии максимальной нагрузки (проверка на перегрузку, на предотвращение пластической деформации или хрупкого излома):

,

;

**Конструирование зубчатого колеса и шестерни**

Определение геометрических и других размеров шестерни и колеса

- диаметр вершин зубьев:

,

,

* диаметр впадин зубьев:

,



**2. Проверочный расчет второй передачи редуктора**

Так как шестерня второй передачи выполнена заодно с валом, то мы проводим лишь проверочный расчет

##### Исходные данные:

Количество зубьев шестерни:  ;

Количество зубьев колеса:  ;

Требуемое передаточное отношение: ;

Частота вращения шестерни: ;

КПД подшипников качения :;

КПД передачи: ;

Срок службы: .

1.Проверка передачи на контактную выносливость:



X=0.0061(100-Z)

X1=0.5246, X2=0.4148



=0.064956, 

, ,

, 

****

Окружная скорость:

****

Коэффициент расчетной нагрузки:

****



Принимаем: 







Определяем удельную расчетную окружную силу:

****



Недогрузка равна 17%.

2.Проверка передачи на изгибную выносливость:

;

, для ;

 , для ;

 ;  .

****

****

****

****

****

3.Проверка на контактную и изгибную прочность при действии максимальной нагрузки (проверка на перегрузку, на предотвращение пластической деформации или хрупкого излома):

,

;

1. Определение геометрических размеров шестерни и колеса:





1. Определяем диаметр отверстия под вал в колесе:

****

****

Конструктивно принимаем диаметр вала 22 мм.

## **3. Расчет третей передачи редуктора**

**3.1 Проектировочный расчет**

##### Исходные данные:

Количество зубьев шестерни:  ;

Количество зубьев колеса:  ;

Требуемое передаточное отношение: ;

Частота вращения шестерни: ;

КПД подшипников качения :;

КПД передачи: ;

Срок службы: .

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент передачи | Марка стали | Термообработка | Заготовка |  |  | Твердость поверхности |
| Шестерня | 40ХН | Объемная закалка | поковка | 1600 | 1400 | 56HRCэ |
| Колесо | 40ХН | Объемная закалка | поковка | 1600 | 1400 | 55HRCэ |

Определение частот вращения и угловых скоростей валов:

* + ведущего:

;

* + ведомого:

 .

Базовое число циклов перемены напряжений шестерни и колеса:



Определение чисел циклов перемены напряжений шестерни и колеса:

;

;



.

Определение допускаемых напряжений:

а) контактные:

;

где:;

;

 ;



;

;

В качестве расчетного принимаем .

б) изгибные:

,

где:;

, т.к. ;

;

.

в) предельные:





8.Определение коэффициентов расчетной нагрузки:



При твердости  , 8-ой степени точности и 

;

Принимаем ;





9.Определим начальный (делительный) диаметр шестерни:



где:,

X=0.0061(100-Z)

X1=0.5063, X2=0.4331



=0.02976981, 

, ,

, 





Из конструктивных соображений .

10.Модуль зацепления:



По ГОСТ 9563-60 , тогда



### **3.2 Проверочный расчет**

1.Проверка передачи на контактную выносливость:



Предварительно устанавливаем следующие параметры:

**** для прямозубых колес.

Окружная скорость:

****

Коэффициент расчетной нагрузки:

****



Принимаем: 







Определяем удельную расчетную окружную силу:

****



Недогрузка равна 1.6%.

2.Проверка передачи на изгибную выносливость:

;

, для ;

 , для ;

 ;  .

****

****

****

****

3.Проверка на контактную и изгибную прочность при действии максимальной нагрузки (проверка на перегрузку, на предотвращение пластической деформации или хрупкого излома):

****

Определение геометрических размеров шестерни и колеса:





**4. Проверочный расчет четвертой передачи редуктора**

##### Исходные данные:

Количество зубьев шестерни:  ;

Количество зубьев колеса:  ;

Требуемое передаточное отношение: ;

Частота вращения шестерни: ;

КПД подшипников качения :;

КПД передачи: ;

Срок службы: .

1.Проверка передачи на контактную выносливость:



X=0.0061(100-Z)

X1=0.4758, X2=0.4638



=0.2977, 

, ,

, 

****

Окружная скорость:

****

Коэффициент расчетной нагрузки:

****



Принимаем: 







Определяем удельную расчетную окружную силу:

****



Недогрузка равна 0,4%.

2.Проверка передачи на изгибную выносливость:

;

, для ;

 , для ;

 ;  .

****

****

****

****

3.Проверка на контактную и изгибную прочность при действии максимальной нагрузки (проверка на перегрузку, на предотвращение пластической деформации или хрупкого излома):

,

;

1. Определение геометрических размеров шестерни и колеса:





# передача редуктор шестерня

# **5. Расчет передачи заднего хода редуктора (шестерня – шестерня паразитная)**

## **5.1 Проектировочный расчет**

##### Исходные данные:

Количество зубьев шестерни: ;

Количество зубьев колеса: ;

Требуемое передаточное отношение: ;

Частота вращения шестерни: ;

КПД подшипников качения :;

КПД передачи: ;

Срок службы: .

Таблица 5.1

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент передачи | Марка стали | Термообработка | Заготовка |  |  | Твердость поверхности |
| Шестерня | 20Х2Н4А | Цементация | поковка | 1400 | 1200 | 65HRCэ |
| Колесо | 20Х2Н4А | Цементация | поковка | 1400 | 1200 | 63HRCэ |

Определение числа циклов перемены напряжений шестерни и колеса:





 , , ;

, , ,

Определение допускаемых напряжений:

а) контактных:

,  ,

так как  и , то, а , ,

для колеса -,



для шестерни - ,

,

в качестве расчётного принимаем ;

б) изгибные:

, так как , то , ,

,

;

в) предельные:

,

.

Определение коэффициентов расчётной нагрузки:

Коэффициенты расчётной нагрузки соответственно при расчётах на контактную и изгибную выносливость равны:







,

kHa= kFa=1

,

.

Определение начального диаметра шестерни

,

где, ,

X=0.0061(100-Z)

X1=0.56, X2=0.51

 =0.08678, 

, ,

,  

 - коэффициент ширины шестерни относительно её диаметра,



.

Определение модуля зацепления



Принимаем **m**=2.75мм ,тогда

,

Mежосевое расстояние: .

**5.2 Проверочный расчёт**

Проверка передачи на контактную прочность:

,



Zm=275 МПа1/2



Определим окружную скорость:

,

уточним коэффициент расчётной нагрузки:









,







,

следовательно: ,

,

определяем удельную расчётную окружную силу:

,

,

Недогруз составляет 0,7%. что допустимо.

Проверка зубьев передачи на изгибную выносливость

.

а) Определим коэффициенты формы зубьев шестерни и колеса:

 для ,

 для ,

, .

б) Проверяем на прочность зуб шестерни:

,

, где





.

Проверка на контактную и изгибную прочность при действии максимальной нагрузки (проверка на перегрузку, на предотвращение пластической деформации или хрупкого излома):

,

**Конструирование зубчатого колеса и шестерни**

Определение геометрических и других размеров шестерни и колеса

- диаметр вершин зубьев:

,

,

* диаметр впадин зубьев:

,



**6. Расчет передачи заднего хода редуктора (Шестерня паразитная - колесо)**

**6.1 Проектировочный расчет**

# Исходные данные:

Количество зубьев шестерни: ;

Количество зубьев колеса: ;

Требуемое передаточное отношение: ;

Частота вращения шестерни: ;

КПД подшипников качения :;

КПД передачи: ;

Срок службы: .

Таблица 6.1

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент передачи | Марка стали | Термообработка | Заготовка |  |  | Твердость поверхности |
| Шестерня | 20Х2Н4А | Цементация | поковка | 1400 | 1200 | 65HRCэ |
| Колесо | 20Х2Н4А | Цементация | поковка | 1400 | 1200 | 63HRCэ |

Определение числа циклов перемены напряжений шестерни и колеса:





 , , ;

, , ,

Определение допускаемых напряжений:

а) контактных:

,

 ,

так как  и , то, а , ,

для колеса -,



для шестерни - ,

,

в качестве расчётного принимаем ;

б) изгибные:

, так как , то , ,

,

;

в) предельные:

,

.

Определение коэффициентов расчётной нагрузки:

Коэффициенты расчётной нагрузки соответственно при расчётах на контактную и изгибную выносливость равны:







,

kHa= kFa=1

,

.

Определение начального диаметра шестерни

,

где, ,

X=0.0061(100-Z)

X1=0.51, X2=0.427





, ,

,  

 - коэффициент ширины шестерни относительно её диаметра,

.

Определение модуля зацепления



Принимаем **m**=2.75мм ,тогда

,

Mежосевое расстояние: .

**6.2 Проверочный расчёт**

Проверка передачи на контактную прочность:

,



Zm=275 МПа1/2



Определим окружную скорость:

,

уточним коэффициент расчётной нагрузки:









,







,

следовательно: ,

,

определяем удельную расчётную окружную силу:

,

,

Проверка зубьев передачи на изгибную выносливость

.

а) Определим коэффициенты формы зубьев шестерни и колеса:

 для ,

 для ,

, .

б) Проверяем на прочность зуб шестерни:

,

, где





.

Проверка на контактную и изгибную прочность при действии максимальной нагрузки (проверка на перегрузку, на предотвращение пластической деформации или хрупкого излома):

,

**Конструирование зубчатого колеса и шестерни**

Определение геометрических и других размеров шестерни и колеса

- диаметр вершин зубьев:

,

,

* диаметр впадин зубьев:

,



**7. Расчет валов**

**7.1 Расчет вала-шестерни**

## 

## **7.1.1 Проектировочный расчет вала-шестерни**

Примем в качестве материала для рассчитываемого вала сталь 20Х2Н4А ();

Принимаем условное допускаемое напряжение кручения 

****

**Уточненный расчет на изгиб с кручением**

Расчетная схема вала имеет вид :



Длины расчетных участков:



На вал действуют следующие нагрузки:

— Окружные силы: 

— Радиальные силы: 

Рассмотрим отдельно нагрузки, действующие в плоскости Х и Y и построим эпюры изгибающих моментов в этих плоскостях:

Эпюра изгибающих моментов от действия окружных сил:







Эпюра изгибающих моментов от действия радиальных сил:





Определим суммарный изгибающий момент по формуле:

;

;

;

.



Определим приведенный момент по формуле:

;

;

;

;

.



**7.2 Проверочный расчет вала-шестерни**



Определим нормальные  и касательные  напряжения в рассматриваемом сечении вала при действии максимальных нагрузок:



-крутящий момент;

-суммарный изгибающий момент;

-осевая сила;

-площадь поперечного сечения.

-момент инерции при расчетах на жесткость (осевой)







Частные коэффициент запаса прочности:



Общий коэффициент запаса прочности попределу текучести:





**8. Подбор подшипников**

Определяем расчетный ресурс (долговечность) подшипника, ч:

****

где р – показатель степени: р=3 – для шарикоподшипников,

а23 – коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность особых свойств металла: а23=0.7

Подшипник пригоден, если расчетный ресурс больше или равен требуемому.

По ГОСТ 8338-75 подберем радиальные шарикоподшипники.



1. Вал – шестерня:

d=17мм, n=5200об/мин, RE=Fr1=19.54H, Lh=1000ч.

Возьмем подшипник 303(d=17мм, D=47мм, B=14мм, С=1090кгс, n=12500 об/мин.)

****

Подшипник подходит.

**9. Расчет шлицев**

Расчет из условия общности форм упрощенного и уточненного расчетов проводим по номинальным условным допускаемым напряжениям от наибольшего длительно действующего вращающего момента в предположении равномерного распределения давления по поверхности зубьев.

****

где **-** крутящий момент;

**** **-**длинасоединения;

**-**высота зуба;

1. Рассчитаем эвольвентные шлицы на выходном валу планетарной передачи(**)**.

****;

****;

****;****;

**.**

1. Расчет шлицевой муфты

(**)**.

Ψ=0.75

****;

****;

****;****;

****

**4.**Расчет шлицевой муфты включения передачи

(**)**.

Ψ=0.75

****;

****;

****;****;

****

**5.**Расчет шлицевой муфты включения передачи

(**)**.

Ψ=0.75

****;

****;

****;****;

****

10.Проверочный расчет втулок





**Список используемой литературы**

# 1. Иванов М.Н. Детали машин. Учебн.М.: Высшая школа, 1984, 336с.

2. Ткаченко В.А. Проектирование многосателлитных планетарных передач. Х., ХГУ,1961, 132с.

3. Полетучий А.И. Волновые зубчатые передачи. Харьков, ХАИ, 1979, 106с.

4. Расчеты и проектирование зубчатых передач. Артеменко Н.П., Волошин Ю.И., Ефоян А.С., Рыдченко В.М.- Харьков: ХАИ, 1980.- 113с.

5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х томах. М.: Машиностроение, 1979.

6. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. – 3-е издание, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2002.-536 с., ил.

7. Безручко К.В., Гайдуков В.Ф., Губин С.В., Драновский В.И., Карпов Я.С., Туркин И.Б.. Солнечные батареи автоматических космических аппаратов.-Харьков: Национальный аэрокосмический университет 'ХАИ', 2001.-276с.

8. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов.-4-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1989.- 496 с.: ил.