МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

СУМСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

КАФЕДРА ОСНОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

# ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

на тему:

«Расчеты двухступенчатого,

цилиндрического, косозубого редуктора»

080402 КП-09.000.00

## Выполнил Студент ИТ-22

Остапенко

Вариант 9

Проверил Концевич

Сумы 2005

**Содержание**

1 Выбор электродвигателя и кинематический расчет

2 Расчет передач

3 Предварительный расчет валов редуктора

3.1 Ориентировочный расчет валов

3.2 Компоновка редуктора, конструирования зубчатых колес и корпуса

редуктора

3.3 Приближенный расчет валов

3.4 Выбор подшипников

3.5 Выбор посадок

3.6 Расчет соединений

4 Выбор смазки

5 Выбор и проверочный расчет муфт

6 Список литературы

**1 Выбор электродвигателя и кинематический расчет**

**Задание :**

Спроектировать привод цепного конвейера.

**Исходные данные :**

Окружная сила на звёздочке : 

Скорость движения цепи : 

Диаметр звёздочки : 



Рисунок 1. Схема привода цепного конвейера

*Определяем общий КПД привода :*

КПД муфты : 

КПД цилиндрической передачи : 

КПД пары подшипников качения : 

КПД цепной передачи : 



*Мощность на валу звёздочки :* 

*Требуемая мощность электродвигателя :* 

По требуемой мощности  с учётом возможностей привода, состоящего из одноступенчатого редуктора с цилиндрической прямозубой передачей, выбираем электродвигатель 3-х фазный, короткозамкнутый, серии 4А, закрытый обдуваемый, с синхронной частотой вращения  с параметрами  и скольжением .

*Номинальная частота вращения и угловая скорость :*





*Угловая скорость барабана :* 

*бщее передаточное отношение :* 

*Частные передаточные числа :*

* для тихоходной ступени : 
* для быстроходной ступени : 

**Вал 1 :**









**Вал 2 :**









**Вал 3 :**









**Вал 4 :**









**Таблица результатов :**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  |  | | |  | | | | | | dвых | | |
| 1 | 973 | 101.84 | 9.62 | 94.46 | 1 |  | | 0.97 | |  | | | | |  | |
| 2 | 973 | 101.84 | 9.33 | 91.65 | 5 |  | 0.9653 | |  | | |  | |
| 3 | 194.6 | 20.37 | 9.01 | 442.31 |  | 3.395 |  |  | |  | | 0.92 | | |  | |
| 4 | 57 | 5.97 | 8.25 | 1374.4 |  | |  |  | | | |  | |
|  | | | | | | | | | | | | | | | | |

**Проверка :**



 - Условие выполняется

2 Расчет передач

2.1 Расчет цилиндрических зубчатых передач

2.1. 1 Определение допускаемых напряжений

По условию задания материал шестерни – Сталь 35ХМ, с термообработкой – закалкой. С HRC и МПа [1, с.8, табл. 2.1 и 2, с.35, табл.3.3].

Допускаемое контактное напряжение:

,

.

Допускаемое напряжение изгиба:

,

,

[1, с.9, табл. 2.2].

Материал колеса – Сталь 40Х с термообработкой – улучшение, 235-262 НВ и пределом текучести МПа.

Допускаемое контактное напряжение [1, с.8, табл. 2.1, 2.2]:

,

.

Допускаемое напряжение изгиба:

,

.

2.1.2 Определения размеров венцов зубчатых колес

Расчетное допускаемое напряжение:

,

.

В качестве расчетного контактного напряжения принимаем . Требуемое условие  выполнено.

**Межосевое расстояние быстроходной ступени:**

, (2.1)

где для косозубых колес , а передаточное число быстроходной ступени , =0,4 [1, с.11].



Срок службы в редуктора в часах:

часа,

где =0,25, =0,4.

Число циклов нагружения редуктора:

,

где =192 об\мин.

Базовое число циклов нагружений -[смотрим график нагружений]:

,

где  - средняя твердость колеса.



Коэффициент концентрации загрузки:

, где [1, с.11]



 - эквивалентный момент на колесе, где  - коэффициент долговечности, - крутящий момент на зубчатом колесе быстроходной ступени.

Коэффициент эквивалентной нагрузки:





Принимаем: .

Тогда .

.

Принимаем: .[1, с.12]

Делительный диаметр колеса:

.

Ширина колеса:

.

Модуль зацепления:

, (2.2)

где = 5,8 [1, с.12], допускаемое напряжение изгиба - ,

 - эквивалентный момент на колесе.

Коэффициент долговечности:

, (2.3)

где  - базовое число циклов нагружения.

Коэффициент эквивалентности: m=6 при термической обработке улучшения.

.

.

Принимаем , .

.

Принимаем m1=2мм.

Минимальный угол наклона зубьев:

.

Суммарное число зубьев:

зуба.

Определяем действительный угол наклона зубьев:

.

Число зубьев шестерни:

зубьев.

Число зубьев колеса:

зуба.

Уточняем передаточное число:

,

,

что допустимо [1, с.13].

Делительный диаметр шестерни:

.

.

Диаметры окружностей вершин:

,

.

Диаметры окружностей впадин:

,

.

**Межосевое расстояние тихоходной ступени:**

, (2.4)

где для косозубых колес , а передаточное число тихоходной ступени , =0,4 [1, с.11].

.

Коэффициент концентрации загрузки:

, где x=0,75 – коэффициент режима нагрузки

[1, с.11]

.

В качестве расчетного контактного напряжения принимаем .

.

.

Принимаем: [1, с.12].

Делительный диаметр колеса:

.

Ширина колеса:

.

Модуль зацепления:

, (2.5)

где = 5,8 [1, с.12], допускаемое напряжение изгиба - ,

 - крутящий момент на колесе.

.

Принимаем m2=3мм.

Минимальный угол наклона зубьев:

.

Суммарное число зубьев:

зуба.

Определяем действительный угол наклона зубьев:

.

Число зубьев шестерни:

зубьев.

Число зубьев колеса:

зуба.

Уточняем передаточное число:

,

,

что допустимо [1, с.13].

Делительный диаметр шестерни:

.

.

Диаметры окружностей вершин:

,

.

Диаметры окружностей впадин:

,

.

2.1.3 Проверочные расчеты зубчатых передач

По напряжению изгиба в зубьях колеса:

, (2.6)

Предварительно определим окружную скорость колеса быстроходней ступени:

.

При такой скорости степень точности зацепления 9 [1, с.14, табл.2.5].

Тихоходной ступени:

.

Степень точности зацепления – 9 [1, с.14, табл.2.5].

Окружная сила в зацеплении тихоходной ступени:

.

Быстроходной ступени:

.

Проверка на изгиб **быстроходной ступени:**

(1, с.14)

, z2=103, z1=20, коэффициент формы зуба:  [1, с.16, табл.2.8].

При переменной нагрузке:

,

где x=0,75 – коэффициент режима [см. выше], - начальный коэффициент, концентрации нагрузки [1, с.15, табл.2.6]

.

Эквивалентная окружная сила:

,

где (см. выше), тогда .

,

.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни:

.

**Тихоходная ступень:**

[1, с.14].

, z4=94, z3=24, коэффициент формы зуба:  [1, с.16, табл.2.8].

При переменной нагрузке:

,

где x=0,75 – коэффициент режима [см. выше], - начальный коэффициент, концентрации нагрузки [1, с.15, табл.2.6].

.

Эквивалентная окружная сила:

,

где [см. выше], тогда .

, (2.7)

.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни:

.

Проверка зубьев колес по контактным напряжениям.

Для **быстроходной ступени:**

, (2.8)

[1, с.16 табл.2.9], - ширина колеса, - передаточное число быстроходной ступени, - межосевое расстояние быстроходной ступени, , - для косозубых передач, [1, с.10]

,

.

**Тихоходная ступень:**

, (2.9)

[1, с.16 табл.2.9], - ширина колеса, - передаточное число тихоходной ступени, - межосевое расстояние тихоходной ступени, , - для косозубых передач, [1, с.10].

,

.

2.1.4 Определения сил действующих в зацеплении

Окружная сила на колесе быстроходной ступени:

.

Тихоходной ступени:

.

Радиальная сила быстроходной ступени:

,

где , , .

Для тихоходной ступени:

,

где , , .

Осеева сила:

Для быстроходной ступени:



Для тихоходной ступени:

.

3 Предварительный расчет валов редуктора

3.1 Ориентировочный расчет валов

Предварительный расчет валов проведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Ведущий вал быстроходной ступени:

,

где  - допускаемое напряжение при кручении, - крутящий момент на шестерни быстроходной ступени.

С учетом соединения вала шестерни быстроходной ступени с валом электродвигателя муфты МУВП (муфта упруга втулочно-пальцева), принимаем диаметр:мм.

Диаметр вала под уплотнением и подшипником: .

Шестерню выполняем заодно с валом: .

Ведомый вал быстроходной ступени (и ведущий тихоходной ступени):

,

где  - допускаемое напряжение при кручении, - крутящий момент на ведомом валу быстроходной ступени.

Принимаем диаметр вала под подшипники: , диаметр под ведомым колесом быстроходной ступени: .

Диаметр выходного конца ведомой тихоходной ступени:

,

где  - допускаемое напряжение при кручении, -крутящий момент на ведомом валу тихоходной ступени.

Принимаем: , ,.

3.2 Компоновка редуктора, конструирования зубчатых колес и

корпуса редуктора

3.2.1 Конструктивные размеры зубчатой передачи

Шестерни выполняются заодно с валами. **Быстроходный вал:**

, , .

Колесо быстроходной ступени кованое:

, , , .

Диаметр вала под колесом: .

Диаметр ступицы: .

Длина ступицы: .

Толщина обода: .

Толщина диска: .

**Тихоходная ступень:**

Размер шестерни: , , .

Колесо быстроходней ступени кованое:

, , .

Диаметр вала под колесом: .

Диаметр ступицы: .

Длина ступицы: .

Толщина обода: .

Толщина диска:.

3.2.2 Конструктивные размеры корпуса редуктора

Толщина стенок корпуса и крышки: .

Принимаем: .

.

Толщина фланцев поясов корпуса и крышки:

, .

Нижний пояс корпуса:

.

Принимаем .

Диаметр болтов:

Фундаментальных: .

Принимаем М20.

Крепящих крышку к корпусу у подшипников: . Принимаем болты с резьбой М16.

Соединяющих крышку с корпусом: . Принимаем болт с резьбой М12.

Компоновка необходима для приближенного определения положения зубчатых колес относительно опор, определения опорных реакций и подбора подшипников.

При очерчивании внутренней стенки корпуса:

1. принимаем зазор между корпусами ступицами колеса . Принимаем А1=10мм.
2. Принимаем зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса А=δ=8мм.

Предварительно намечаем радиальные шарикоподшипники. Результаты подбора занесем в таблицу:

Таблица 2 - Предварительный подбор подшипников

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № вала | Условное обозначение подшипников | Размеры, мм | | | Грузоподъемность, кН | |
| d | D | B | C | C0 |
| 1 | 36208 | 40 | 80 | 18 | 38 | 23,2 |
| 2 | 36208 | 40 | 80 | 18 | 38 | 23,2 |
| 3 | 46215 | 75 | 130 | 25 | 61,5 | 54,8 |

Подшипники ведомого вала быстроходной ступени будем смазывать пластичной смазкой.

Измерением находим расстояния между наружными торцами подшипников:

, , .

Для радиально упорных подшипников расстояние от торцов до точки приложения реакции опор: ,

.

Ведущий вал быстроходной ступени: (см. рисунок 1)

, .

Ведомый вал быстроходной ступени:

, .

Ведомый вал тихоходной ступени: (см. рисунок 2)

, .

3.3 Приближенный расчет валов

3.3.1 Расчет ведущего вала быстроходной ступени

Из предыдущих расчетов:

 - окружная сила быстроходной ступени;

 - осевая сила в зацеплении быстроходной ступени;

 - радиальная сила быстроходной ступени.

Расчетная схема вала червячного колеса приведена на Рисунке 1.

Определяем реакции в опорах плоскости XZ 

, (3.1)





, (3.2)



Проверка: ,

, (3.3)

-722+2577-1855=0

0=0.

Определяем реакции в опорах плоскости YZ 

, (3.4)





, (3.5)



Проверка: =0,

, (3.6)

-229+953-724=0,

0=0.

Построим эпюры крутящих и изгибающих моментов в горизонтальной плоскости:

;

.

Построим эпюры крутящих и изгибающих моментов в вертикальной плоскости:

.

Опасным сечением является сечение Б-Б:

, (3.7)

где , .

.

Из условия прочности:

, (3.8)

, (3.9)

где =310МПа.

.

По расчету , что значительно больше расчетного.

Рисунок 1 – Расчетная схема ведущего вала

3.3.2 Расчеты ведомого вала быстроходной ступени

Рисунок 2 – Расчетная схема ведомого быстроходной ступени

Из предыдущих расчетов:

,  - окружная сила ведомого вала быстроходной ступени;

 , - осевая сила ведомого вала в зацеплении быстроходной ступени;

,  - радиальная сила ведомого вала быстроходной ступени.

Расчетная схема вала червячного колеса приведена на Рисунке 2.

Определяем реакции в опорах плоскости XZ 

, (3.10)





, (3.11)



Проверка: ,

, (3.12)

-746-2577+7225-3902=0

0=0.

Определяем реакции в опорах плоскости YZ



, (3.13)





, (3.14)



Проверка: =0,

, (3.15)

-668-953+2674-1053=0,

0=0.

Построим эпюры крутящих и изгибающих моментов:

;

;

;



;

;

Опасным сечением является сечение Б-Б:

, (3.16)

где , .

.

Из условия прочности:

, (3.17)

, (3.18)

где =310МПа.

.

т.е. по расчету , что значительно больше расчетного.

3.3.3 Расчеты ведомого вала тихоходной ступени

Рисунок 3 – Расчетная схема ведомого вала тихоходной ступени

Из предыдущих расчетов:

 - окружная сила ведомого вала;

 - осевая сила ведомого вала в зацеплении;

 - радиальная сила ведомого вала.

Расчетная схема вала червячного колеса приведена на Рисунке 2.

Определяем реакции в опорах плоскости XZ 

, (3.19)





, (3.20)



Проверка: =0,

, (3.21)

4817-7225+2408=0,

0=0.

Определяем реакции в опорах плоскости YZ



, (3.22)





, (3.23)



Проверка: =0,

, (3.24)

-21-2674+2695=0,

0=0.

Построим эпюры крутящих и изгибающих моментов:

;

;

.

Опасным сечением является сечение Б-Б:

, (3.25)

где , .

.

Из условия прочности:

, (3.26)

, (3.27)

где =480МПа.

.

А у нас по расчету , что значительно больше расчетного.

3.4 Выбор подшипников

3.4.1 Ведущий вал быстроходной ступени

Суммарные реакции:

;

.

Предварительно принимаем подшипники 36208 [см. табл.2]

Эквивалентная нагрузка: более нагруженная опора 1.

, (3.28)

Где Pr=1991Н, V=1 – вращается внутреннее кольцо подшипника, Fа1=467Н, kб=1 [2, табл.9.19], kт=1 [2, табл.9.20].

 при этом е=0,316 [2, табл.9.18].

Осевые составляющие:

;

.

В нашем случае S1 > S2, Fa>0, тогда Pa1=S1=629H, Pa2=S1-Fa=629-467=162H.

, тога x=1, y=0.

.

Расчетная долговечность, млн. об:

, (3.29)

млн. об.

Расчетная долговечность в часах:

, (3.30)

часов, что больше установленных, значить подшипник подходит.

3.4.2 Расчет подшипника ведомого вала быстроходной ступени

Суммарные реакции:

;

.

Предварительно принимаем подшипники 36208 [см. табл.2]

Эквивалентная нагрузка: более нагруженная опора 4.

Fa=Fa3-Fa4=1336-467=869H.

 при этом е=0,35 [2, табл.9.18].

Осевые составляющие:

;

.

В нашем случае S3 < S4 , тогда Fa4=S4+Fa=1915+869=2284H.

, тога x=0,45, y=1,57[2, табл.9.18].

.

Расчетная долговечность, млн. об:

, (3.31)

,млн. об.

Расчетная долговечность в часах:

, (3.32)

часов, что больше установленных, значить подшипник подходит.

3.4.3 Расчет подшипников ведомого вала тихоходной ступени

Суммарные реакции:

;

.

Предварительно принимаем подшипники 46215 [см. табл.2]

Эквивалентная нагрузка: более нагруженная опора 6.

е=0,68 [2, табл.9.18].

Осевые составляющие:

;

.

В нашем случае S5 < S6 , тогда Fa4=1336H, Fa5=1637H,

Fa6= S5+ Fa4=1637+1336=2973Н.

, тога x=1, y=0.

.

Расчетная долговечность, млн. об:

, (3.33)

млн. об.

Расчетная долговечность в часах:

, (3.34)

часов, что больше установленных, значить подшипник подходит.

3.5 Выбор посадок

Посадки назначаем в соответствии с указанными данными в табл.10.13 [2].

Посадки зубчатых колес на валы -  по ГОСТ 25347-82

Посадки муфт на валы редуктора - .

Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением по посадке k6.

Отклонений отверстий в корпусе под наружные кольца подшипников по посадке Н7.

Мазеудерживающие кольцо сажаем на вал по посадке - .

Посадка вала под монтажом – h8.

3.6 Расчет соединений

3.6.1 Расчет шпоночных соединений

Применяем шпонки призматические по ГОСТ 23360-78. Материал шпонки, сталь 45, нормализованная.

Условие прочности:

, (3.35)

где Lp=L-b.

Допускаемое напряжение смятия при стальной ступицы , при чугунной .

Ведущий вал: d=36мм; bxh=10x8 мм; t1=5 мм; длина шпонки l=80 мм; момент на ведущем валу Т=55,6٠103Н٠мм.

,

т.е. шпонка подходит.

Расчет шпонки под зубчатое колесо наведомом валу быстроходной ступени: d=50мм; bxh=14x9 мм; t1=5,5 мм; длина шпонки l=90 мм; момент на ведущем валу Т=269,7٠103Н٠мм.

,

т.е. шпонка подходит.

Ведомый вал тихоходной ступени: d=65мм; bxh=18x11 мм; t1=7 мм; длина шпонки l=90 мм; момент на ведущем валу Т=1036٠103Н٠мм.

,

т.е. шпонка подходит.

Расчеты шпонки под зубчатым колесом на ведомом валу: d=85мм; bxh=22x14 мм; t1=9 мм; длина шпонки l=100 мм; момент на ведущем валу Т=1036٠103Н٠мм.

,

т.е. шпонка подходит.

4 Выбор смазки

4.1 Выбор смазки зацеплений и подшипников

Смазывание зубчатого зацепления производиться окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающие погружение колеса примерно на 10 мм. Объем масляной ванны V определяем из расчета 0,25 дм3 масла на 1 кВт передаваемой мощности: V=0,25٠5,76=1,44 дм3.

Устанавливаем вязкость масла [2, с.253, табл.10.8]. При контактных напряжениях  и скорости v=2,1м/с рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна 20٠10-6м2/с. Принимаем масло индустриальное И-30А [2, с. 253, табл. 10.10] по ГОСТ 20799-75.

Камеры подшипников заполняем пластичным смазочным материалом УТ-1 [2, с.204, табл. 9.14] периодически пополняем его шприцом через пресс-масленки.

5 Выбор и проверочный расчет муфт

Выбираем для соединения редуктора и электродвигателя упругую втулочно-пальцевую муфту (МУВП). Эту муфту применяют в случаях, когда возможна несоосность валов и работа соединения сопровождается толчками и ударами.

Расчет муфты сводится к определению размеров пальцев и упругих элементов.

Пальцы рассчитываются на изгиб:

Крутящий момент на быстроходном валу Т1=55,6Н٠м; Тр=2٠55,6=11,2Н٠м.[4, с.386, табл. 17.8 и 17.9].

z=6 – число пальцев;

dn=14 мм – диаметр пальцев;

D0=100 мм – диаметр окружности расположения пальцев;

ln=33 мм – длина пальцев;

dвт=27 мм – диаметр втулки;

ln=14 мм – длина втулки.

, (5.1)



Проверяем прочность втулки на смятие:

, (5.2)

.

Выбираем туже муфту (МУВП) для соединения редуктора и цепного конвеера.

Крутящий момент на быстроходном валу Т3=1036Н٠м; Тр=1٠1036=1036Н٠м.[4, с.386, табл. 17.8 и 17.9].

z=10 – число пальцев;

dn=18 мм – диаметр пальцев;

D0=170 мм – диаметр окружности расположения пальцев;

ln=42 мм – длина пальцев;

dвт=35 мм – диаметр втулки;

ln=36 мм – длина втулки.

Расчет пальцев на изгиб:

.

Проверяем прочность втулки на смятие:



6 Список литературы

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин.- М.: Высшая школа, 1985.- 125с
2. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 1987.- 150с
3. Иванов М.Н. Детали машин – М.: Высшая школа, 1991. – 200с.
4. Кузьмин А.В., Чернин И.М., Козницов Б.С. Расчеты деталей машин.- М.: Высшая школа, 1986.- 200с.