Курсовая работа

**«Привод ленточного конвейера для перемещения штучных грузов»**

Харьков 2004

Введение

Ленточный конвейер служит для транспортировки штучных грузов. Он мал по габаритам. Поэтому нашёл большое применение в эксплуатации.

Курсовой проект по дисциплине конструкция машин и механизмов – первая самостоятельная расчетно-конструкторская работа, в ходе выполнения которой студент приобретает навыки практического приложения теоретических знаний, полученных при изучении фундаментальных и общетехнических дисциплин.

Реализация этого имеет место при выполнении курсового проекта, который основан на проектировании многоступенчатых редукторов с обеспечением по минимуму условий равнопрочности деталей с минимальным суммарным межосевым расстоянием, разбивке общего передаточного отношения редуктора между отдельными его ступенями.

Основные задачи проектирования при этом следующие:

* расширить знания, полученные при изучении теоретического курса.
* приобщить студентов к элементам научно-исследовательской работы путем более глубокой проработки отдельных вопросов.
* усвоить общие принципы и конструирование типовых деталей и узлов с учетом конкретных эксплуатационных и технологических требований и экономических соображений.

В данном проекте произведён расчёт и проектирование двухступенчатого цилиндрического редуктора. Расчёт состоит в определении основных элементов зубчатых передач по ступеням: расчёт на контактную и изгибную прочность зубчатых колёс, позволяющее определить модули колёс.

Одной из основных частей (разделов) проекта является предварительный расчёт валов на прочность и определение их размеров под подшипники, а также расчёт на усталостную прочность по коэффициенту запаса S.

Проведён расчёт и выбор подшипников качения по динамической грузоподъемности C.

Проведён проверочный расчёт болтовых соединений крепления узлов привода и рамы.

Принятые обозначения

*F* – тяговое усилие конвейера (Н)

*V* – скорость тяги конвейера (м/с);

 -КПД редуктора;

*Dб* – диаметр барабана (мм);

nб – скорость вращение барабана (об/мин);

– передаточное отношение редуктора;

 – начальный диаметр шестерни (мм);

 – предел выносливости материала зубьев (МПа);

*SFM* – коэффициент безопасности для зубьев;

 – предел контактной выносливости;

– коэффициент ширины зубчатого винца;

– число зубьев шестерни (колеса);

– модуль зацепления (мм);

 – межосевое расстояние (мм);

– ширина зубьев шестерни (колеса) (мм);

WFT – расчетная удельная нагрузка (Н);

T – крутящий момент на валу (Н\*м);

 – диаметр вала (мм);

 – время работы передачи (ч);

- передаточное отношение зубчатой передачи;

KHL, KFL – коэффициенты долговечности;

KH, KHV – коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий;

KFC – коэффициент, учитывающий приложение 2-х-сторонней нагрузки;

YR – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба;

YS – коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений;

NF – число циклов перемены напряжений при изгибе; NH – число циклов перемены напряжений при расчете на контактную выносливость.

# 1. Исходные данные

Спроектировать привод ленточного конвейера в цехе сборки узлов ЛА.

Исходные данные для расчета:

1. Тяговое усилие лебедки F = 5000H;
2. Скорость ленты V = 0,6 м/с;
3. Время работы передачи = 15000 ч;
4. Диаметр барабана D = 0,4 м
5. Смазка зубчатого зацепления – окунанием.
6. Режим работы постоянный.

****

Рис. 1. Схема привода

1. электродвигатель;
2. муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП);
3. редуктор;
4. зубчатая муфта;
5. барабан конвейера.

# 2. Определение основных параметров привода

##

## 2.1 Выбор двигателя

Потребная мощность двигателя:

**** кВт**,**

где  – КПД привода.

**,**

где = 0,98 – КПД муфты;

 = 0,99 – КПД пары подшипников;

 = 0,97 – КПД цилиндрической зубчатой передачи;

 = 0,98 – КПД ленты (трение ленты о барабан).

=0,98

**= 0,85.**

**= 4 кВт.**

Таблица 1

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Мощность, кВт** | **Тип** | **Частота вращения, мин-1** |  |  | **КПД, %** | **, мм** |
| **4** | **4А100L4УЗ** | **1435** | **2,0** | **2,4** | **88** | **28** |

##

## 2.2 Определение числа оборотов барабана

Диаметр барабана = 300 мм.

Число оборотов барабана определим по следующей зависимости:

= 28,6 (об/мин)

**2.3 Определение общего передаточного отношения редуктора**

Общее передаточное число привода

**=** 24,5.

****

****

Согласно рекомендациям передаточное число тихоходной ступени



Тогда, передаточное число быстроходной ступени

****

**2.4 Определение крутящих моментов на валах**

На ведомом: ;

На промежуточном: ;

На ведущем: 

# 3. Расчет первой ступени

Материал для шестерни и колеса назначаем:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент передачи | Марка стали | ув,МПА | ут,МПА | Твёрдость поверхности не менее | Базовые числа циклов |
| Шестерня | 45 | 900–1000 | 750 | (45–50) HRC | NHO1=6∙107NFO1=4∙106 |
| Колесо | 45 | 900–1000 | 750 | (40–45) HRC | NHO1=4∙107NFO1=4∙106 |

## 3.1 Проектировочный расчёт

1. Определение числа зубьев шестерни и колеса:

U12=5,5

Принимаем z1 =24; z2 =z1∙U12=24∙5.5=132

Принимаем угол наклона зуба в=8˚6 34Ѕ(одно из стандартных значений), cosв = 0.99.

2. Определение числа зубьев эквивалентных колёс:



3. Определение числа циклов перемены напряжений шестерни и колёс:

;

;

;

;

.

4. Определение допускаемых напряжений:

а) контактные:





, так как 

;

;

;







б) изгибные:



 так как



;





в) предельные:



;



5. Расчётная нагрузка:



 − для 8-й степени точности, принятой мной в предположении, что Vокр.=3–8 м/с.



6. Начальный (делительный) диаметр шестерни:

;

;

;

7. Модуль зацепления:

а) окружной:

;

б) нормальный:



Принимаем  = 1,5 мм.

8. Межосевое расстояние:

;





**3.2 Проверочный расчёт**

1. Проверочный расчет на контактную выносливость.

;

Определение коэффициентов ZH, ZM, ZE:

цилиндрический редуктор подшипник зубчатый

.

Так как cosв=0.9915 и бtw=20˚, то

;

Епр=2,15∙105 МПа, нtw=0,3;



;



Уточнение окружной скорости:

;

;

;

Уточнение коэффициента расчётной нагрузки:

;

, где д = 0,004; q0 = 56;

;

;

;

;



Проверка передачи на контактную выносливость:

;



Недогрузка составляет 20%.

С целью получения более рациональной передачи уменьшаем ширину зубчатого венца, благодаря чему действительные контактные напряжения приблизятся к допускаемым.

Принимаем bw1=15 мм, тогда

;

;



;



;



Недогрузка составляет 2.8%, что допустимо.

2. Проверка передачи на изгибную выносливость:



 для 

 для ;

;



Так как 79,55<84, проверяем на прочность зуб шестерни

 где

;

;



3. Проверка на контактную изгибную прочность при действии максимальной нагрузки:

;

.

4. Определение геометрических и других размеров шестерни и колеса:

;

;

;

;

;

;

;

;

.

# 4. Расчет второй ступени

Материал для шестерни и колеса назначаем

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент передачи | Марка стали | ув,МПА | ут,МПА | Твёрдость поверхности не менее | Базовые числа циклов |
| Шестерня | 45 | 900–1000 | 750 | (45–50) HRC | NHO1=6∙107NFO1=4∙106 |
| Колесо | 45 | 900–1000 | 750 | (40–45) HRC | NHO1=4∙107NFO1=4∙106 |

## 4.1 Проектировочный расчёт

1. Определение числа зубьев шестерни и колеса:

U34=4,5

Принимаем z1 =20; z2 =z1∙U34=20∙4.5=90.

2. Определение числа циклов перемены напряжений шестерни и колёс:

;

;

;

;

.

4. Определение допускаемых напряжений:

а) контактные:





, так как 

;

;

;







б) изгибные:



 так как



;





в) предельные:



;



4. Определение коэффициента расчётной нагрузка:



 − для 8-й степени точности, принятой мной в предположении, что Vокр.=3–8 м/с.



6. Начальный (делительный) диаметр шестерни:

;





7. Модуль зацепления:

;

Принимаем  = 4 мм., тогда





8. Межосевое расстояние:

.

**4.2 Проверочный расчёт**

1. Проверка передачи на контактную выносливость.

;

Определение коэффициентов ZH, ZM, ZE:

.

Так как в=0˚ и бtw=20˚, то

;

Епр=2,15∙105 МПа, нtw=0,3;



;



Уточнение окружной скорости:

;

Уточнение коэффициента расчётной нагрузки:

;

, где д = 0,004; q0 = 56;

;

;



;



;



Определяем удельную расчётную окружную силу:

;



Недогрузка составляет 2,8%, что допустимо.



Недогрузка составляет 2.8%, что допустимо.

2. Проверка зубьев передачи на изгибную выносливость:



 для 

 для ;

;



Так как 80,15<87,5, проверяем на прочность зуб шестерни

 где

;;





3. Проверка на контактную изгибную прочность при действии максимальной нагрузки:

;

.

4. Определение геометрических и других размеров шестерни и колеса:

;



;

;

;

;

;

;

.

# 5. Расчет валов

5.1 Проектировочный расчёт

Основными условиями, которым должна отвечать конструкция вала, являются достаточная прочность, жесткость, обеспечивающая нормальную работу зацеплений и подшипников, а также технологичность конструкции и экономия материала.

1. Быстроходный вал:

,

где физ=35 Мпа;

;

Принимаем значение d1=25 мм.

2. Промежуточный вал:

;

Принимаем значение d2=34 мм.

3. Тихоходный вал:

;

Принимаем значение d3=55 мм.

**5.2 Проверочный расчёт валов**

Быстроходный вал.

****

Рис. 5.. Схема нагружения быстроходного вала

Окружная сила, действующая в зацеплении:

****

Радиальная сила, действующая в зацеплении:

****

Эквивалентная нагрузка:

**,**

где Dm – диаметр муфты.

Найдём реакции связей.

**;**

****

**.**

****

****

**.**

Найдём моменты действующие на вал и построим эпюру моментов.

**;**

**;**

**;**

**;**

**;**

**;**

**.**

Эпюры моментов изображены на рис. 5.2.



Рис. 5.. Эпюры моментов

###

Коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений

**,**

где – коэффициент запаса для нормальных напряжений;

– коэффициент запаса для касательных напряжений.

**.**

Здесь = 250 МПа – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле напряжений изгиба;

, – для изменения напряжений изгиба по симметричному знакопеременному циклу;

– эффективный коэффициент концентрации напряжений для детали.

**=** 53 МПа.

**,**

где = 2,5 – эффективный коэффициент концентрации напряжений для полированного образца;

= 1,25 – коэффициент состояния поверхности;

= 0,8 – коэффициент влияния абсолютных размеров детали.

**= 3,78.**

Коэффициент запаса

**= 1,24.**

Коэффициент запаса для касательных напряжений

**.**

Здесь = 150 МПа – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле напряжений кручения;

 – для нереверсивной передачи при изменении напряжений кручения по пульсирующему отнулевому циклу;

– эффективный коэффициент концентрации напряжений для детали;

= 0,1 – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений при кручении.

**=** 6,9 МПа**.**

**,**

где = 2,4 – эффективный коэффициент концентрации напряжений для полированного образца;

= 1,25 – коэффициент состояния поверхности;

= 0,7 – коэффициент влияния абсолютных размеров детали.

**=** 3,8**.**

Коэффициент запаса

**=** 9,55

Коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений

**.**

Расчёт на статическую прочность

**,**

где б0=0

****

****

****

****

## Промежуточный вал

****

Рис. 5.3. Схема нагружения промежуточного вала

Окружная сила, действующая в зацеплении:

****

Радиальная сила, действующая в зацеплении:

****

****

****

Найдём реакции опор.

****

****

****

****

****

**.**

Найдём моменты действующие на вал и построим эпюру моментов.

**;**

**;**

**;**

**;**

**;**

**;**

**.**

****

****

Рис. 5.4. Эпюры моментов

### Проверка вала на выносливость

Коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений

**,**

где – коэффициент запаса для нормальных напряжений;

– коэффициент запаса для касательных напряжений.

**.**

Здесь = 250 МПа – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле напряжений изгиба;

, – для изменения напряжений изгиба по симметричному знакопеременному циклу;

– эффективный коэффициент концентрации напряжений для детали.

**=** 42,4 МПа.

**,**

где = 2,5 – эффективный коэффициент концентрации напряжений для полированного образца;

= 1,25 – коэффициент состояния поверхности;

= 0,8 – коэффициент влияния абсолютных размеров детали.

**=** 3,45.

Коэффициент запаса

**= 1,7.**

Коэффициент запаса для касательных напряжений

**.**

Здесь = 150 МПа – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле напряжений кручения;

 – для нереверсивной передачи при изменении напряжений кручения по пульсирующему отнулевому циклу;

– эффективный коэффициент концентрации напряжений для детали;

= 0,1 – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений при кручении.

**=** 4,34 МПа.

**,**

где = 2,4 – эффективный коэффициент концентрации напряжений для полированного образца;

= 1,25 – коэффициент состояния поверхности;

= 0,7 – коэффициент влияния абсолютных размеров детали.

= 3,8.

Коэффициент запаса

**=** 9,09.

Коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений

**.**

Расчёт на статическую прочность.

**,**

где б0=0

****

****

****

****

Ведомый вал.

Схема нагружения ведомого вала представлена на рис. 5.5.

****

Рис. 5.5. Схема нагружения промежуточного вала

Произведём расчёт сил действующих на вал:

****

****

****

****

Найдём реакции опор действующие на рассматриваемый вал.

****

****

Найдём моменты действующие на вал и построим эпюру моментов.

**;**

**;**

**;**

****

Рис. 5.6 Эпюры моментов.

### Проверка вала на выносливость

Коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений

**,**

где – коэффициент запаса для нормальных напряжений;

– коэффициент запаса для касательных напряжений.

**.**

Здесь = 250 МПа – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле напряжений изгиба;

, – для изменения напряжений изгиба по симметричному знакопеременному циклу;

– эффективный коэффициент концентрации напряжений для детали.

**=** 9,65 МПа.

**,**

где = 2,5 – эффективный коэффициент концентрации напряжений для полированного образца;

= 1,25 – коэффициент состояния поверхности;

= 0,8 – коэффициент влияния абсолютных размеров детали.

= 3,45.

Коэффициент запаса

**=** 7,57.

Коэффициент запаса для касательных напряжений

**.**

Здесь = 150 МПа – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле напряжений кручения;

 – для нереверсивной передачи при изменении напряжений кручения по пульсирующему отнулевому циклу;

– эффективный коэффициент концентрации напряжений для детали;

= 0,1 – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений при кручении.

**=** 24,8 МПа.

**,**

где = 2,4 – эффективный коэффициент концентрации напряжений для полированного образца;

= 1,25 – коэффициент состояния поверхности;

= 0,7 – коэффициент влияния абсолютных размеров детали.

= 3,8.

Коэффициент запаса

**=** 1,59.

Коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений

**.**

Расчёт на статическую прочность.

**,**

где б0=0

****

****

****

**.**

# 6. Подбор и расчет шпоночного соединения

Для крепления колеса первой ступени и гибкого вала применена призматическая шпонка 20х12х20 ГОСТ 8789–68. Материал шпонки – сталь 45 ГОСТ 1050–88.

Наиболее опасной деформацией для шпонок и пазов является смятие от крутящего момента :

**,**

где  – рабочая длина шпонки, равная прямолинейной рабочей части боковой грани;

= 34 мм – диаметр вала.

У шпонок исполнения А (со скругленными концами) .

В редукторах при среднем режиме работы допускаемые напряжения смятия принимают равными  МПа.

Действующее напряжение смятия:

**=** 0,06 МПа. **.**

Для крепления колеса второй ступени и гибкого вала применена призматическая шпонка 16х10х45 ГОСТ 8789–68. Материал шпонки – сталь 45 ГОСТ 1050–88. Наиболее опасной деформацией для шпонок и пазов является смятие от крутящего момента :

**,**

где  – рабочая длина шпонки, равная прямолинейной рабочей части боковой грани;

= 65 мм – диаметр вала.

У шпонок исполнения А (со скругленными концами) .

В редукторах при среднем режиме работы допускаемые напряжения смятия принимают равными  МПа.

Действующее напряжение смятия:

**=** 0,13 МПа. **.**

# 7. Выбор и проверочный расчёт подшипников

При частоте вращения об/мин подшипники выбирают по динамической грузоподъемности. Выбор подшипников по динамической грузоподъемности состоит в проверке его расчетной долговечности при заданных условиях работы.

Номинальная долговечность подшипника в миллионах оборотов

**,**

где С – каталожная динамическая грузоподъемность данного типоразмера подшипника, Н;

Р – эквивалентная расчетная нагрузка на подшипнике, Н;

р = 3 – степенной показатель (для шарикоподшипников).

В качестве радиальной нагрузки на подшипник принимаем максимальную реакцию в опорах вала: **.**

На ведущем валу принят подшипник 305 ГОСТ 8338–75. Каталожная динамическая грузоподъемность = 17,6 кН.

Радиальная нагрузка

****

Динамическую грузоподъёмность определяют по формуле:



Здесь ; Ln – расчётный ресурс, ч; n – частота вращения, мин -1; а1 – коэффициент, вводимый при необходимости повышения надёжности; а23 – коэффициент, учитывающий качество материала подшипников.





Принятый подшипник отвечает условиям задания по динамической грузоподъёмности.

## Подшипники промежуточного вала.

На промежуточном валу принят подшипник 307 ГОСТ 8338–75. Каталожная динамическая грузоподъемность = 26,2 кН.

Радиальная нагрузка

****

Динамическую грузоподъёмность определяют по формуле:



Здесь ; Ln – расчётный ресурс, ч; n – частота вращения, мин -1; а1 – коэффициент, вводимый при необходимости повышения надёжности; а23 – коэффициент, учитывающий качество материала подшипников.





Принятый подшипник отвечает условиям задания по динамической грузоподъёмности.

Подшипник ведомого вала.

На ведомом валу принят подшипник 311 ГОСТ 8338–75. Каталожная динамическая грузоподъемность = 56 кН.

Радиальная нагрузка .

Динамическую грузоподъёмность определяют по формуле:



Здесь ; Ln – расчётный ресурс, ч; n – частота вращения, мин -1; а1 – коэффициент, вводимый при необходимости повышения надёжности; а23 – коэффициент, учитывающий качество материала подшипников.





Принятый подшипник отвечает условиям задания по динамической грузоподъёмности.

# 8. Расчёт болтового соединения с учётом не раскрытия стыка



Рис. 8.1

;

;

;

;

L и B – длина и ширина основания.

,,

отсюда , ;

;

;

;

;

;

;

;

;

;



.

Условие выполняется.

# 9. Подборка смазки

Смазочные материалы в машинах и механизмах применяют с целью уменьшения интенсивности изнашивания, снижения сил трения, отвода от трущихся поверхностей теплоты и продуктов изнашивания, а также для предохранения деталей от коррозии.

Наиболее широкое распространение получили нефтяные жидкие масла.

Для смазывания зубчатых передач со стальными колёсами значение вязкости определяется по формуле:

;

;

.







Выбираем масло И-100А по ГОСТ 20799–75.

**10. Компановка**

Крутящий момент Т1 через муфту (13) передаётся на входной вал редуктора (1). С выходного вала момент передаётся на барабан ленточного конвейера (2) через зубчатую муфту (14). Двигатель крепиться к плите (3) болтом М12х2.58ГОСТ 7808–70 (4). Редуктор крепиться к плите 4-мя болтами М16х2.58ГОСТ 7808–70 (6).

Заключение

В процессе выполнения курсового проекта был спроектирован привод конвейера для перемещения грузов. Были выбраны материалы колеса и шестерни, произведены расчеты цилиндрической и планетарной передач на контактную выносливость, контактную прочность, выносливость при изгибе; выполнена проверка планетарной передачи на условия соседства, сборки и уравнение соосности. Вал первой ступени рассчитан на сложное сопротивление и выносливость, вал второй ступени – на кручение и выносливость. Выполнена проверка подшипников двух валов и барабана (водила) по динамической грузоподъемности, тепловой расчет передачи, подобраны фундаментные болты редуктора и проверены болты крепления двигателя к раме.

Список литературы

####

#### Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. «Расчет и проектирование деталей машин» – Харьков: Основа, 1991 г.

#### Васильев В.З., Кохтев А.А., Цацкин В.С., Шапошников К.А. «Справочные таблицы по деталям машин» – М.: Машиностроение, 1966 г.

#### «Расчет и проектирование зубчатых передач» – Харьков: ХАИ 1978 г.

#### Анурьев В.И. «Справочник конструктора – машиностроителя»: в 3-х томах – М.: Машиностроение, 1980 г.

#### «Курсовое проектирование деталей машин» под ред. Кудрявцева В.Н. – Ленинград: «Машиностроение», 1984.