**Министерство сельского хозяйства Российской Федерации Казанский Государственный Аграрный Университет**

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА**

**к курсовому проекту по деталям машин и конструированию**

**на тему: Проектирование привода ленточного конвейера**

**ПЛК.032.00.00 ПЗ**

**Разработал студент Б201-05 Шамсутдинов И.И.**

**Руководитель: к.т.н, доцент Мудров А.П.**

**Казань 2021**

Содержание

Введение………………………………………………………………………………..3

Техническое задание…………………………………………………………………..4

1.Классификация приводов машин……………………………………………………5

2.Условия эксплуатации, ресурс приводного устройства…………………………...5

3. Кинематический расчёт……………………………………………………….…….6

4. Проектный расчёт косозубых зубчатых передач ………………………..…...….10

5. Предварительеый расчёт валов…………………………………………………....14

6. Нагрузки валов редуктора…………………………………………………….…...15

7. Расчётная схема валов редуктора………………………………………………....17

8. Расчет и подбор подшипников……………………………………………...…..…27

9. Проверочный расчёт шпонок………………………………………...……………28

10. Уточнённый расчёт валов…………………………………………….…………..32

Список используемой литературы…………………………………………………..33

Введение

Значительная часть потребностей человека связана с техникой. Этим объясняется необходимость грамотного обращения при оказании услуг с механизмами, приборами, аппаратами и сооружениями, являющимися составной частью систем сервиса.

Большинство этих устройств входит в состав машин, которые преобразуют энергию, материал и информацию с целью облегчения физического и умственного труда человека. Поэтому, изучение элементов этих машин, их взаимодействия в рамках курсовой работы по дисциплине «Механика» позволяет охватить существующий спектр вопросов, возникающих на практике при использовании современной техники.

Курсовая работа оформлена в виде расчетно-пояснительной записки общим объемом 31 страниц машинописного текста, выполненной на листах формата А4, в соответствии с ЕСКД и графической части (лист формата А4х4), которая является Приложением А к расчетно-пояснительной записке.

Курсовая работа выполнялась по индивидуальному заданию по рекомендациям, изложенным в учебно-методическом пособии [1], в соответствии с планом курсовой работы, который приведен в Приложении Б.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Спроектировать привод ленточного конвейера с одноступенчатым горизонтальным цилиндрическим косозубым редуктором.

Полезная сила, передаваемая цепью конвейера:

F=3 кН.

Скорость цепи: ν=0,63 м/с

D=0,4 м.

Материалы зубчатых колес редуктора – 45У

Схема привода приведены на рисунке 1.

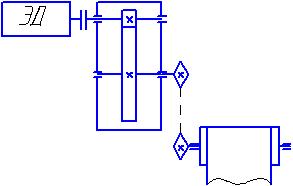


Рисунок 1-Схема привода.

Необходимо разработать:

1. Сборочный чертеж редуктора.
2. Чертеж общего вида привода.
3. Рабочие чертежи:

* корпуса редуктора;
* вала выходного;
* колеса зубчатого;
* рамы сварной.

**1 Классификация приводов машин**

Классификация приводов машин производится по виду энергии, используемой для создания рабочего усилия или момента. В зависимости от типа, назначения и характера работы машины механизмы ее могут иметь в основном два вида привода: машинный и ручной. Машинный привод имеет следующие разновидности: электрический, от двигателя внутреннего сгорания, гидравлический, пневматический и, в настоящее время - реже, паровой. Кроме того, в ряде машин находит применение комбинированный привод, как, например, дизель электрический, электрогидравлический и электропневматический.

В современных машинах в основном применяется электрический привод, который имеет ряд преимуществ:

1) постоянная готовность к действию;

2) возможность установки самостоятельного электропривода к каждому механизму, что упрощает конструкцию и управление механизмами;

3) высокая экономичность;

4) легкость регулирования скорости в значительных пределах;

5) надежность работы предохранительных устройств;

6) возможность работы со значительными кратковременными перегрузками.

Определение рациональности применения различных типов приводов следует производить на основе анализа экономических и конструктивно-эксплуатационных показателей, из которых основными являются себестоимость транспортирования, энергетические показатели, надежность работы и независимость от действия условий окружающей среды, удобство управления, технологичность конструкции.

**2 Условия эксплуатации, ресурс приводного устройства**

Выбор элементов привода, материалов для их изготовления, значений различных коэффициентов при проведении расчетов и многое другое обуславливается условиями эксплуатации и предполагаемым сроком службы привода.

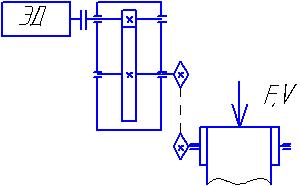
К условиям эксплуатации относятся различные производственные и климатические параметры, такие как: состав и концентрация пыли, влажность и температура воздуха в течение года, насыщение парами различных химических веществ, пожаро- и взрывобезопасность, характер действующих нагрузок (статических и динамических), вибрация, продолжительность безостановочной работы и сменность, частота включений, особенности монтажа и смазки элементов привода и многое другое.

Для стандартизованных элементов привода машин требования к устойчивости при внешних воздействиях установлены в соответствующей нормативно-технической документации (ГОСТах). При проведении расчетов условия эксплуатации учитываются путем использования рекомендованных значений различных коэффициентов, численные значения которых принимаются из справочной литературы.

Ресурс приводного устройства ограничивается ресурсом его наиболее слабого элемента. В связи с этим, при проведении расчетов необходимо определять срок службы проектируемой передачи или другого элемента привода.

Существенно повысить ресурс вновь разрабатываемого привода можно, используя принцип унификации и блочности, который заключается в применении стандартизованных (имеющих высокие технико-экономические показатели) узлов, соединенных между собой посредством легкоразъемных элементов.

1. **Кинематический расчет**

****

***3.1Выбор электродвигателя***

3.1 Определение мощности на рабочем органе

, (1.1)

где F- полезная сила, передаваемое лентой конвейера, Н;

V – скорость ленты конвейера, м/с.

3.1.2 Определение мощности электродвигателя

(1.2)

где

– общий к.п.д. привода;

, (1.3)

где ηмуфта  - потери в муфте; принимаем ηм = 0,99;

ηопора1,опора2,опора3 – потери в подшипниках качения;

ηзацепление – к.п.д. зубчатой цилиндрической передачи; принимаем

ηзацепление = 0,97;

ηцепная – к.п.д. цепной передачи; принимаем ηцепная =0,915.

***Расчёт мощности электродвигателя***

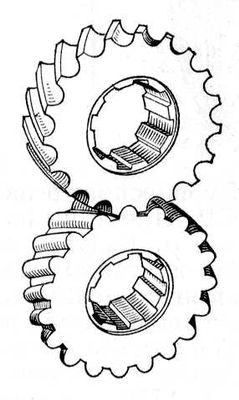
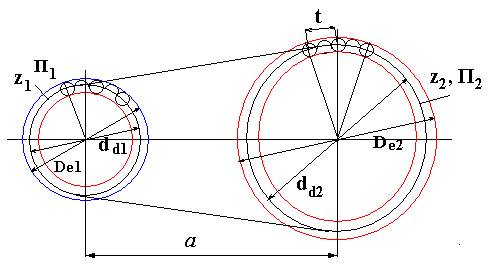
3.1.4 Определение частоты вращения рабочего органа

(1.4)

где V- скорость цепи, м/c;

D- диаметр приводного барабана, м.

* + 1. Определение минимального и максимального передаточного числа заданного привода или пределы передаточного числа

Зубчатая передача цепная передача

(1.5)

(1.6)

* + 1. Определение передаточного отношения;

(1.7)

где - частота вращения первого выбранного двигателя,;

-частота вращения рабочего органа, ;

3.1.7 Из полученных расчётов принимаем трёхфазный асинхронный электродвигатель АИР100L6/945, для которого:Pд=2,2 кВт, nд=1000 об/мин

*3.2 Передаточное отношение и разбивка его по ступеням*

Общее передаточное отношение

(1.10)

**-**передаточное отношение цепной передачи;

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Тип передачи | Рекомендуемое передаточное число | |
| среднее | наибольшее |
| Закрытая зубчатая передача | 3…6 | 10 |
| Цепная передача | 2…6 | 8 |

*3.3 Расчёт числа оборотов валов*

nд= n1=1000 () – число оборотов входного (быстроходного) вала;

где nэл.двиг- частота вращения эл.двигателя, ;

n1 –частота вращения первого вала, ;

n2= n1/ *U*1 , (1.11)

где n2 –частота вращения на втором валу, ;

n2=1000/5,16=193,798 ().

n3= n2/ *U*2, (1.12)

где n3 –частота вращения на третьем валу, ;

n3=193,798/6=32,299 ().

*3.4 Расчёт вращающих моментов на валах*

(1.13)

где F- полезная сила, передаваемое лентой конвейера, Н;

- диаметр приводного барабана, м;

-вращающий момент на рабочем органе, Нм;

Определение вращающего момента на втором валу

(1.14)

Определение вращающего момента на втором валу

(1.15)

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Вал | n | M, Нм | М, Н мм |
| 1 | 1000 | 21,67 | 21670 |
| 2 | 193,798 | 107,5 | 107500 |
| 3 | 32,299 | 600 | 600000 |

**4 Проектный расчёт зубчатых передач**

4.1 Определяем межосевое расстояние

(2.1)

где КН =*f*(НВ) – коэффициент нагрузки, зависит от термообработки;

= коэффициент относительной ширины колеса к межосевому расстоянию;

-вращающий момент на втором валу, Нм;

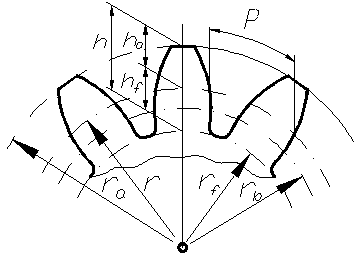
U-передаточное отношение в зацеплении;

- предельное контактное напряжение, зависит от термообработки;

(2.2)

Sн – коэффициент безопасности для редукторов, зависит от термообработки;

(2.3)



z – число зубьев;

ra – радиус (диаметр) окружности

      выступов;

rf – радиус (диаметр) окружности

      впадин;

rb - радиус (диаметр) основной окружности;

r - радиус (диаметр) делительной окружности, т. е. окружности, которая  является  начальной  в станочном зацеплении колеса с режущим инструментом;

р – шаг по делительной окружности;

h – высота зуба, равная h=ha+hf, где:

ha – высота головки зуба;

hf – высота ножки зуба;

m – модуль зацепления, определяемый из условия:

**Задаем количество зубьев**

Z1=15.

(2.4)

**Определяем нормальный модуль**

(2.5)

где а -межосевое расстояние, мм;

по ГОСТ 9563-80 принимаем =2мм

Определяем делительный диаметр колёс

(2.6)

где -уточнённый модуль зацепления;

-количество зубьев на первом колесе;

-угол наклона зубьев,;

(2.7)

проверка: (2.8)

где -делительный диаметр первого колеса, мм;

-делительный диаметр второго колеса;

Диаметры вершин зубьев:

(2.9)

Уточняется угол наклона зубьев:

(2.10)

Ширина колеса:

, (2.11)

где -коэффициент ширины шестерни по диаметру;

-уточнённое межосевое расстояние;

Ширина шестерни:

(2.12)

Окружная скорость колеса:

(2.13)

где -уточнённый делительный диаметр второго колеса, мм;

-частота оборотов на втором валу, ;

При данной скорости назначаем 8-ю степень точности.

При данной скорости выбираем

Коэффициент нагрузки для проверки контактных напряжений:

(2.12)

где - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;

- динамический коэффициент, зависящий от окружной скорости колес и точности их изготовления;

- коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

Проверяем контактные напряжения:

(2.13)

где -уточнённое межосевое расстояние, мм;

-уточнённое передаточное отношение;

- коэффициент нагрузки для проверки контактных напряжений;

-крутящий момент на втором валу, ;

Уточняем контактное напряжение:

(2.14)

Т.к. расчётное напряжение σн меньше допускаемого [σ]H в пределах 15%, то ранее принятые параметры передачи принимаем за окончательные.

**5 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ**

Ведущий вал**:** находим диаметр выходного конца при допускаемом напряжении по формуле:

(3.1)

где [τк] – допустимые касательные напряжения при кручении ([τк]=20 – 25МПа);

;



Примем диаметр вала под подшипниками Шестерню выполняем за одно целое с валом.

Ведомый вал: Диаметр выходного конца при допускаемом напряжении по формуле:

(3.2)

где -крутящий момент на втором валу, Нм;



Примем диаметр вала под подшипниками Диаметр вала под зубчатым колесом:

Размеры ступиц колес:

(3.3)

Толщина стенки редуктора:

Толщину стенки редуктора принимаем 8 мм.

Расстояние от боковых поверхностей элементов, вращающихся вместе с валом, до неподвижных наружных частей редуктора

6 НАГРУЗКИ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

**Определение сил в зацеплении закрытых передач**

В проектируемых приводах конструируются цилиндрические косозубые редукторы с углом наклона зуба . Угол зацепления принят .

**Определение консольных сил**

Консольные силы в зацепление цилиндрической косозубой закрытой передачи.

Окружные силы в зацепление шестерни:

(4.1)

Окружные силы в зацепление колеса:

(4.2)

Радиальные силы в зацепление шестерни:

(4.3)

- действительная величина угла наклона зубьев для косозубых передач, в градусах(, );

- угол зацепления в цилиндрической косозубой закрытой передаче принят, в градусах (, );

Радиальные силы в зацепление колеса:

(4.4)

Осевые силы в зацепление шестерни:

(4.5)

Осевые силы в зацепление колеса:

(4.6)

- действительная величина угла наклона зубьев для косозубых передач, в градусах: , .

Консольные силы в шестерне открытой передачи на тихоходном валу, Н:

, (4.7)

где - вращающий момент на валу тихоходной передачи, Нм;

Консольные силы в муфте на быстроходном валу, Н:

(4.8)

где - вращающий момент на валу тихоходной передачи, Нм;

# 7 РАСЧЕТНАЯ СХЕМА ВАЛОВ РЕДУКТОРА

7.1 Предварительный выбор подшипников.

Выбираем подшипник для шестерни:

Тип подшипника: радиальный шариковый однорядный легкой серии 204.

Данные подшипника:

Выбираем подшипник для колеса:

Тип подшипника: радиальный шариковый однорядный лёгкой серии 207.

Данные подшипника:

5.2 Определение реакций в опорах подшипников.

Силовые факторы, Н:

на шестерне:

Делительный диаметр шестерни косозубой передачи:

Расстояние между точками приложения реакций в опорах подшипников быстроходного вала :

,

где - ширина подшипника для быстроходного вала, в мм;

На колесе:

Делительный диаметр колеса косозубой передачи:

Расстояние между точками приложения реакций в опорах подшипников тихоходного вала :

;

где - ширина подшипника для тихоходного вала, в мм;

Расстояние между точками приложения консольной силы и реакции смежной опоры подшипника тихоходного вала :

;

где - длина 1 – й ступени на тихоходном валу в мм;

- длина 2 – й ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник на тихоходном валу в мм;

- ширина подшипника для тихоходного вала, в мм;

5.3 Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов

Для тихоходного вала:

Дано: Н.

Н.

Н.

1 Вертикальная плоскость

а) Определяем опорные реакции, Н:

;

,

,

,

,

,

Проверка: ,

,

б) Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси Х в характерных сечениях 1…3, :

,

,

,

,

2. Горизонтальная плоскость.

а) Определяем опорные реакции, Н:

,

,

;

,

,

,

Проверка: ,

,

б) Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси Y в характерных сечениях 1…4, :

,

,

3. Строим эпюру крутящих моментов, :

;

;

Определяем суммарные моменты;

Определяем эквивалентные моменты;

Определяем момент сопротивления осевой;

Определяем допускаемые напряжения;

Определяем диаметры вала на каждой ступени тихоходного вала;

На этой ступени у нас имеется шпоночный паз. Оно ослабляет вал на 40%. Поэтому увеличиваем вал ещё на 10%;

На этой ступени у нас имеется шпоночный паз. Оно ослабляет вал на 40%. Поэтому увеличиваем вал ещё на 10%;



Для быстроходного вала:

Дано: Н.

Н.

Н.

Н.

.

.

1. Вертикальная плоскость.

а). Определяем опорные реакции, Н:

,

,

,

,

,

,

Проверка: ,

,

б). Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси Х в характерных сечениях 1…4, :

,

,

,

,

2. Горизонтальная плоскость.

а). Определяем опорные реакции, Н:

,

,

,

;

,

,

,

Проверка: ,

,

б) Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси Y в характерных сечениях 1…3, :

,

,

3. Строим эпюру крутящих моментов, :

,

.

Определяем суммарные моменты;

Определяем эквивалентные моменты;

Определяем момент сопротивления осевой;

Определяем допускаемые напряжения;

Определяем диаметры вала на каждой ступени тихоходного вала;

На этой ступени у нас имеется шпоночный паз. Оно ослабляет вал на 40%. Поэтому увеличиваем вал ещё на 10%;





# 

# 8 РАСЧЕТ И ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ

Для вала I подбирается подшипник 204 ГОСТ 8328-75.

Эквивалентная нагрузка определяется по формуле из[4] :

, (6.1)

где - максимальная радиальная нагрузка на подшипник,();

- коэффициент вращения,( из[4] );

- коэффициент безопасности, (из[4] );

- температурный коэффициент, (из[4] );

Номинальная долговечность (в миллион оборотов) определяется по формуле из[4]:

, (6.2)

где – динамическая грузоподъёмность,();

– коэффициент, учитывающий тип подшипника,();

.

Номинальная долговечность (в часах) определяется по формуле:

, (6.3)

где – частота вращения вала,().

.

Долговечность подшипников выше установленного ресурса, который составляет .

Для вала II подбирается подшипник 207 ГОСТ 8328-75.

Максимальная радиальная нагрузка на подшипник

.

Динамическая грузоподъёмность;

Номинальная долговечность подшипников рассчитывается по формуле (6.2);

.

Долговечность подшипников рассчитывается по формуле (6.3);

Частота вращения вала,()

.

Долговечность подшипников выше установленного ресурса, который составляет .

# 9 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОК

Материал шпонок – сталь 45. Проверим шпонки под зубчатыми колесами на срез и смятие. .

Условия прочности:

(7.1)

(7.2)

Шпонка на быстроходном валу:

Шпонки на тихоходном вале:

Все шпонки удовлетворяют условию прочности на срез и смятие

10 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Материал валов – сталь 45 улучшенная, предел прочности - .

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести, определяется по формуле из [1] стр.280:

, (8.1)

- коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям, определяется по формуле из [1] стр.280:

, (8.2)

где – предел выносливости материала при изгибе с симметричным знакопеременном цикле нагружения, определяется по формуле:

, (8.3)

.

–эффективный коэффициент концентрации напряжений ( из атласа детали машин для всех валов);

– коэффициент поверхностного упрочнения ( из атласа детали машин для всех валов );

–коэффициент, учитывающий влияние поперечных размеров вала, из атласа детали машин

для вала I ;

для вала II .

– амплитуда цикла нормальных напряжений, определяется по формуле:

, (8.4)

где – момент сопротивления сечения изгибу, определяется по формуле:

, (8.5)

для вала I ;

для вала II .

Для вала I

для вала II .

– коэффициент характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения, определяется по формуле:

, (8.6)

.

– среднее напряжение цикла,().

Для вала I

для вала II

- коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям, определяется по формуле из[1] стр.280:

, (8.7)

где – предел выносливости материала при кручении с симметричным знакопеременном цикле нагружения, определяется по формуле:

, (8.8)

–эффективный коэффициент концентрации напряжений (из атласа детали машин );

– коэффициент поверхностного упрочнения (из атласа детали машин );

–коэффициент, учитывающий влияние поперечных размеров вала, из атласа детали машин:

для вала I ;

для вала II .

– амплитуда цикла касательных напряжений, определяется по формуле из[1] стр.280:

, (8.9)

Для вала I

для вала II .

– коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения, определяется по формуле:

, (8.10)

.

– среднее напряжение цикла,().

Для вала I

для вала II

Для вала I

для вала II .

Общий коэффициент запаса прочности выше минимально допустимого .

# Сечение проходит по прочности.

# СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дунаев П.Ф. ,Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование, М.: Издательство Машиностроение, 2002-535c.

2. Иванов М.Н. Детали машин. - М.:Высшая школа, 2002

3. Кудрявцев В.Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение, 1980

4. Решетов Д.Н. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1989

5. Проектирование механических передач. - М.: Машиностроение, 1984

6. Чернавский С.А., Боков К.Н.,Чернин И.М., Ицкович Г.М., Козинцов В.П.

Курсовое проектирование деталей машин М.: Издательство Машиностроение, 1988.-416с.