Курсовое проектирование

по дисциплине “Детали машин”

Тема:

“Проектирование привода ленточного конвейера”

Введение

Основная цель курсового проекта по деталям машин – приобретение студентом навыков проектирования. Работая над проектом, студент выполняет расчёты, учится рациональному выбору материалов и форм деталей, стремится обеспечить их высокую экономичность, надёжность и долговечность. Приобретённый студентом опыт является основой для выполнения им курсовых проектов по специальным дисциплинам и для дипломного проектирования, а так же всей дальнейшей конструкторской работы.

Проектируемый привод ленточного конвейера состоит из электродвигателя марки 4A100L8У3 (Pд=3,0 кВт;Nд=710 мин), редуктора коническо-цилиндрического двухступенчатого, барабана. Передача крутящего момента от электродвигателя на редуктор осуществляется с помощью муфты МУВП (радиальное смещение 0,3 мм, угловое 0,8). Крутящий момент от редуктора на приводной вал передаётся с помощью жёстко-компенсирующей муфта (ГОСТ 5006-55).

# 1. Энергетический и кинематический расчет привода

Мощность, потребляемую конвейером, по ф. стр.5 [1]:

Pp=FtV=3,1⋅0,8=2,48 кВт,

где Ft – тяговое усилие на барабане, кН;

V – окружная скорость

Мощность, потребляемая электродвигателем:

Pэп=Рр/η=2,48/0,879=2,821 кВт,

где η - общий К.П.Д. привода:

η=η1η24η32η4=0,98⋅0,9954⋅0,92⋅0,995=0,879

где ηпк, ηм, ηкп, ηцп – КПД соответственно подшипников качения, муфты, конической и цилиндрической зубчатой передач.

Определяем частоту вращения приводного вала:

nр=60000⋅V/(π⋅D)=60000⋅0,8/(3,14⋅225)=67,9 мин-1.

Определяем желаемую частоту вращения электродвигателя по ф. стр. 6 [1]:

nэж=nр⋅U0=67,9\*10=679 мин-1,

где U0 – общее ориентировочное передаточное число привода, табл. 5.6 [4],

U0=Uбпо⋅Uтпо=2,5⋅4=10,

где Uбпо, Uтпо – ориентировочные передаточные числа соответственно быстроходной и тихоходной передач из табл. 2 [1].

Исходя из вычисленных значений Рэп и nэж по ГОСТ 28330-89 выбираем электродвигатель 4А100L8У3 с синхронной частотой вращения nэдс=710 мин-1 и мощностью Рэд=3,0 кВт.

Определяем передаточное число привода:

U0=nэда/np=710/67,9=10,45.

Разбиваем U0 на передаточные числа:

Uтп=U0/Uбп=10,45/2,5=4

где Uбп=2.5 – передаточное число быстроходной передачи;

Определяем частоты вращения валов стр. 11 [1]:

n1=710 мин-1,

n2=n1/Uбп=710/2.5=284 мин-1,

n3=n2/Uтп=284/4=71 мин-1,

Определяем мощности, передаваемые валами по ф. стр. 11 [1]:

Р1=Рэп⋅ηм =2,8⋅0.995=2.786 кВт;

Р2= Рэп ⋅ηк.п⋅ηпк⋅ηм=2.783\*0.995\*0,995\*0,95=2.633 кВт;

Р3=Р2⋅ηк.п=2.633\*0.98=2.58 кВт;

Определяем угловые скорости валов привода по ф. cтр. 11[1]:

ω1=π⋅n1/30=3,14⋅710/30=74.35 с-1;

ω2=π⋅n2/30=3,14⋅284/30=29.74 с-1;

ω3=π⋅n3/30=3,14⋅71/30=7.43 с-1.

Определяем крутящие моменты на валах привода по:

Т1=Р1/ω1=2786/74.35=37.47 Н⋅м;

Т2=Р2/ω2=2633/29.74=88.53 Н⋅м;

Т3=Р3/ω3=2580/7.43=347.24 Н⋅м;

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ω1 | ω2 | ω3 | Т1 | Т2 | Т3 |
| 74.35 с-1 | 29.74 с-1 | 7.43 с-1 | 37.47 Н⋅м | 88.53 Н⋅м | 347.24 Н⋅м |

# 2. Выбор материала и определение допускаемых напряжений для зубчатых передач

Желая получить сравнительно небольшие габариты и невысокую стоимость редуктора, выбираем для изготовления шестерен и колёс сравнительно недорогую легированную сталь 40Х. По таблице 8.8 [2] назначаем термообработку: для шестерен – азотирование поверхности 50…59 HRC при твёрдости сердцевины 26…30 HRC, ,;для колеса – улучшение 230…260 HB,.

Определяем допускаемые контактные напряжения

Для колёс обеих ступеней по табл. 8.9 (с. 168, [2]):

 мПа

для шестерни обеих ступеней 

Коэффициент безопасности

Число циклов напряжений для колеса второй ступени, по формуле (8.65,[2]), при с=1:

=60\*1\*71\*10416=4,4\*

Здесь n-частота вращения выходного вала,

=5\*365\*0,29\*24\*0,82=10416 ч-срок службы передачи.

По графику (рис.8.40[2]), для 245HB =1.5\*, для 50…59 HRC =.

По таблице (8.10[2]), =0,25. По формуле (8.64[2]), для колеса второй ступени:

=\*=0,25\*4,4\*=1,7\*.

Сравнивая  и , отмечаем, что для колёс второй ступени >. Так как все другие колёса вращаются быстрей, то аналогичным расчётом получим и для них >. При этом для всех колёс передачи =1.

Допускаемые контактные напряжения определяем по формуле (8.55[2]), 

Для колёс обеих ступеней =550/1.1=509 МПа

Для шестерней =1050/1.2=875 МПа.

Допускаемое контактное напряжение для обеих ступеней у которых H1>350 HB, а H2<350 HB, по формуле (8.56[2]),



=(875+509)/2=692 МПа,

но не более чем 1.25=1.25\*509=636МПа. Принимаем =636 МПа.

Допускаемые напряжения изгиба

По таблице 8.9[2] для колёс обеих ступеней

=1.8HB=1.8\*240=432МПа;

для шестерней

=12\*HRC + 300=12\*28+300=636 МПа.

Определяем по формуле (8.67[2]),



где  - предел выносливости зубьев

SF – коэффициент безопасности

KFL – коэффициент долговечности

KFC – коэффициент учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки.

KFС=1 т.к. нагрузка односторонняя.

 число циклов (рекомендуется для всех сталей)

=0,14\*1,77\*=2.4\*

=0.14

т.к. , то KFL=1

По таблице 8.9[2] SF =1.75.

Допускаемые напряжения изгиба:

для шестерни =636/1.75=363 МПа;

для колеса =247 МПа.

3. Расчет тихоходной зубчатой передачи

# 3.1 Проектный расчет передачи

Межосевое расстояние передачи, ф. (8.13 [2])

=0.85(4+1) =125

ψba =0.4– коэффициент ширины относительно межосевого расстояния, табл. 8.4 [2].

Ψbd=0.5\*ψba (U+1)=0.5\*0.4(4+1)=1– коэффициент ширины шестерни

KHβ=1.08 – коэффициент концентрации нагрузки в зависимости от Ψbd (рис.8.15, с.130 [2])

Определяем ширину колеса:

мм

Определяем модуль:

,

где Ψm=30 – коэффициент модуля, в зависимости от жёсткости (табл. 8.4, с136, [2])

По таблице 8.1 назначаем =1.5мм

Выбираем число зубьев в рекомендуемых пределах:

β=9o

Определяем суммарное число зубьев:



Находим число зубьев:





Уточняем значения делительных диаметров:

=мм

=мм

Определяем диаметры вершин:

 мм

 мм

Определяем ширину шестерни:

 мм

3.2 Проверочный расчёт тихоходной ступени на усталость по контактным напряжениям (8.29,с.149,[2]):

,

где KH=KHVKHβ - коэффициент нагрузки

KHβ=1.03

KHV – коэффициент динамической нагрузки

 м/c

Назначаем девятую степень точности. Принимаем KHV=1,06 (табл.8.3,с.131, [2]).



-коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям (8.28,с.149,[2]):

,

где KHα=1.03 – в зависимости от v и 9-ой степени точности (табл.8.7, с.149, [2])

По формуле (8.25[2]):

=

-коэффициент торцового перекрытия.



 МПа

 мПа

Определяем недогрузку:



3.3 Проверочный расчёт тихоходной ступени по напряжениям изгиба

,

где YFS – коэффициент формы зуба

ZFβ - коэффициент повышения прочности зуба

KF – коэффициент неравномерности нагрузки

Для определения YFS определим  и :





По графику (рис.8.20, с.140, [2]) в зависимости от  и  находим  и : =3.8, =3.75

 МПа

МПа

Так как 65.8<95.5, то принимаем YF=3.75

Определяем YFβ (8.34,с.150,[1]):

,

где по таблице 8.7[2] KFα=1.35





Найдём KF:

,

где KFβ=1.3 (рис.8.15, с.130, [2])

KFV=1.04 (табл.8.3, с.131, [2])



Находим окружное усилие:

 Н

Определяем напряжение:

 мПа

 мПа

Условие прочности выполняется.

3.4 Расчет геометрических параметров тихоходной передачи

Ранее были определены мм, мм, b=50 мм.

Определяем диаметры вершин:

 мм

 мм

Диаметр впадин зубьев:

 мм

 мм

# 4. Расчет быстроходной передачи

Внешний делительный диаметр большего конического колеса определяем по формуле (9.40[3]):



Примем число зубьев шестерни =24

Число зубьев колеса:

\*U=24\*2,5=60

Внешний окружной модуль:

 мм

По таблице 9.1[3] принимаем =2,25 мм

Уточняем значения  и :

 мм

По таблице 9.4[3] принимаем =140 мм



Конусное расстояние:

мм

Ширина зубчатого венца:

 мм

По таблице 9.5[3] принимаем b=21 мм

Внешний делительный диаметр шестерни:

мм

Углы при вершине начальных конусов:

ctg;ctg2,5=; =68,198`; =90-=90-68,198=21,802`

Средний делительный диаметр шестерни:

=2(72,7-0,5\*21)\*0,371=46,2 мм

Средний окружной модуль:



4.1 Расчет геометрических параметров быстроходной передачи

Ранее были определены мм, мм, b=21 мм.

Диаметры вершин зубьев:

мм

мм

Диаметр впадин зубьев:

мм

мм

# 5. Расчет валов

# 5.1 Проектный расчет валов

Произведём расчёт быстроходного вала:

Определим выходной конец вала:

,

где T1=34.47Нм

 мм

Согласуем вычисленное значение с величиной диаметра вала электродвигателя:  мм

Принимаем: d=25 мм, диаметр вала под подшипники мм.

Рассчитаем промежуточный вал:

Диаметр ступени для установки на неё колеса:

,

где Tпр=88.53 Нм

мм

Принимаем dк=34 мм. Диаметр буртика для упора колеса dбк=40 мм. Диаметр участков для установки подшипников dп=30 мм.

Расчёт тихоходного вала.

Назначаем материал: Сталь 45.

Термообработка: улучшение.

Из таблицы 8.8 стр. 162 находим:

 МПа

 МПа

Определяем диаметр выходного конца вала:

мм, где МПа

Выбираем диаметры вала:

d=40 мм – диаметр в месте посадки муфты

dп=50 мм – диаметр в месте посадки подшипников

dк=55 мм – диаметр в месте посадки колеса

# 5.2 Проверочный расчет тихоходного вала редуктора

Определяем длины вала:

c=80 мм

,

где lст=74 – ширина ступицы (округлена)

x=10 мм

w=60 мм – толщина крышки

Получаем:

l=74+2\*10+60=154 мм

Составляем расчётную схему.

Определяем силу в месте посадки муфты:

 Н

Определяем силы в зацеплении:

 Н

 Н

 Н

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости. Сначала определим реакции опор (составим сумму моментов относительно опоры А):



 Н

Для определения реакции в опоре A составим сумму сил на вертикальную ось:



 Н

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости.

Рассмотрим горизонтальную плоскость.

Запишем сумму моментов относительно опоры А:



 Н

Запишем сумму сил на вертикальную ось:



 Н

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости.

Строим эпюру суммарных изгибающих моментов.

Строим эпюру крутящих моментов.

Опасным сечением будет, сечение I-I под шестерней. Проверим статическую прочность вала в этом сечении.

 Мпа

Крутящий момент: T=347.2МПа

Напряжение изгиба:

 МПа

Напряжение кручения:

 МПа

Определяем эквивалентное напряжение:

 МПа



Условия прочности выполняются.

Определим пределы выносливости:

 МПа

 МПа

Определим запасы на сопротивление усталости по формулам (15.3, с.299, [2]):





где  и  - амплитуды переменных составляющих

 и  - амплитуда постоянных составляющих

 и  - масштабные коэффициенты

 и  - эффектные коэффициенты концентрации напряжений

По графику 15.5, с. 301, [2], кривая 2 находим =0.72

По графику 15.6, с. 301, [2], кривая 1 находим =1 МПа

По таблице 15.1, с. 300, [2] получаем =1,7 МПа и =1.4 МПа

Принимаем

; МПа

МПа

МПа

МПа

По формуле 15.3, с.299, [2] определим суммарный коэффициент запаса:



Проверяем жёсткость вала. Для определение прогиба используем таблицу 15.2, с. 303, [2]. Средний диаметр принимаем равным dк=55 мм.

,

 мм4

Прогиб в вертикальной плоскости от силы Fr:

 мм

Прогиб в горизонтальной плоскости от сил Ft и FM:



 мм

Определяем суммарный прогиб:

 мм

Определяем допускаемый прогиб (с.302, [1]):



 мм

Вал отвечает необходимым условиям жёсткости.

# 6. Выбор подшипников качения

# 6.1 Проверочный расчет подшипников качения тихоходного вала

Необходимо подобрать подшипники для вала тихоходного редуктора используя следующие данные: диаметр в месте посадки подшипника d=50 мм, L=10416 ч.

Определяем реакции опор:

;  H

;  H

Учитывая сравнительно небольшую осевую силу Fa=494,2Н, назначаем конические подшипники лёгкой серии, условное обозначение 7210, для которых по таблице 16.9 из [3] С=56000 Н, Cо=40000 Н, e=0,37.

С- паспортная динамическая грузоподъемность, Со- паспортная статическая грузоподъемность.

Выполняем проверочный расчет. Определяем осевую составляющую нагрузки по формуле 16.38 из [2]:

,

S1=0.83\*0.37\*4269.24=1309.85 Н

S2=0,83\*0,37\*5351,41=1643,42 Н

Принимаем =1643,42 Н и по формуле (16.36[2]) находим осевую нагрузку :

 Н

Условие не раздвижения коле соблюдается  Н

Определяем эквивалентную нагрузку по формуле 16.29 из [2]:

,

где по рекомендации имеем V=1; по таблице 16.5[2] при находим X1=1, Y1=0 и при , X1=1, Y1=0, по рекомендации к формуле (16.29[2]) находим Kт=1, Kσ=1,3.

Kσ- эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе, Kт - эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении.

 Н

 Н

Так как , рассчитываем только второй подшипник.

3.68

C=6956.83\*3.68=25601.1 Н

Условие С(потребная)<=C(паспортная) выполняется.

Проверяем подшипник по статической грузоподъемности. По формуле 16.33 из [2] вычисляем, при Х=0.6, Y=1.04:

,

где Yo- коэффициент осевой статической нагрузки, Хо- коэффициент радиальной статической нагрузки, Ро- эквивалентная статическая нагрузка.

H

Условие соблюдается: паспортное значение статической грузоподъемности больше расчетного.

# 7. Расчет шпоночных соединений

Для закрепления деталей на валах редуктора используем призматические шпонки. Размеры поперечного сечения шпонок выбираем по ГОСТ 23360-78 в соответствии с диаметром вала в месте установки шпонок.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| диаметр | сечение шпонки | рабочая длина | крутящий момент |
| вала, мм | b | h | шпонки lр, мм | на валах Т, H\*м |
| 25 | 8 | 7 | 40 | 37.47 |
| 34 | 10 | 8 | 30 | 88.53 |
| 40 | 12 | 8 | 58 | 347.24 |
| 55 | 16 | 10 | 60 | 347.24 |

Расчет шпонок по допускаемым напряжениям на смятие:

. Условие прочности: 

а) 

б) 

в) 

г) 

# Все выбранные шпонки удовлетворяют напряжениям смятия.

# 8. Выбор муфт

Для соединения вала редуктора и вала электродвигателя применяем упругую втулочно-пальцевую муфту по ГОСТ21424-93.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| T, H\*м | d, мм | D, мм | L, мм |
| 63 | 25 | 100 | 104 |

Проверим муфту по напряжениям смятия (17.34[2]):

 Мпа

где  мм – диаметр окружности, на которой расположены пальцы

z=6 – число пальцев

 - диаметр пальца

 - длина резиновой втулки

 Мпа

 Мпа

Для соединения тихоходного вала редуктора с валом барабана используем зубчатую жестко-компенсирующую муфту (ГОСТ 5006-55):

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| T, кH\*м | d, мм | D0, мм | b, мм |
| 710 | 40 | 110 | 12 |

Условие прочности:

Мпа

,

# где b-длина зуба

Муфты отвечают условиям прочности.

# 9. Смазка редуктора

Для уменьшения износа зубьев, для уменьшения потерь на трение, а также для отвода тепла выделяющегося в зацеплении применяют смазку передач в редукторе.

Так как скорости колёс V<12…15м/с их смазывание производится погружением в масляную ванну. По рекомендации глубина погружение тихоходного колеса обычно не превышает 0,25 его радиуса.

Принимаем для смазки редуктора масло трансмиссионное ТМ-3-9 ГОСТ 17472-85, имеющее кинетическую вязкость .

Объём заливаемого масла определяем по формуле:

,

где  - внутренняя длина редуктора

 - внутренняя ширина редуктора

 - высота масла в редукторе

 л.

Для смазки подшипников применяем наиболее распространённую для подшипников смазку: Жировая 1-13 ГОСТ 1631-61.

# Заключение

Для изготовления шестерен и колёс, желая получить сравнительно небольшие габариты и невысокую стоимость редуктора, была выбрана легированная сталь 40Х и назначена термообработка: для шестерен – азотирование поверхности 50…59 HRC при твёрдости сердцевины 26…30 HRC, ,; для колес – улучшение 230…260 HB. Для тихоходной ступени были произведены проверочные расчёты на усталость по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. Все условия прочности соблюдаются:  мПа - по контактным напряжениям,  мПа - по напряжениям изгиба.

При расчёте тихоходного вала было установлено, что все условия прочности и жёсткости выполняются: запас сопротивления усталости , суммарный максимально возможный прогиб  мм.

Выбранные шпонки были проверены по напряжениям смятия, все они удовлетворяют допустимым значениям.

Список используемых источников

1. Курмаз Л.В.,Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование.- “Технопринт”, Минск, 2000.

2. Иванов М.Н. Детали машин. - ”Высшая школа”, М., 1984.

1. Кузьмин А.В., Чернин И.М., Козинцов Б. С. Расчеты деталей машин. ” Высшая школа”, Мн., 1986.
2. Шейнблинт A.E. Курсовое проектирование деталей машин. - ”Высшая школа”, М., 1991.
3. Анурьев B.И. Справочник конструктора- машиностроителя. - ”Машиностроение”, М., 1978.