РЕФЕРАТ

Редукторы имеют наибольшее распространение благодаря их долговечности, относительной простоте, высокому КПД, большому диапазону скоростей. В данном проекте разработан цилиндрический редуктор для привода станции. В курсовом проекте произведён кинематический и эмпирический расчёт привода станции, выбран электрический двигатель для привода редуктора. Произведён расчёт параметров и нагрузок цепной и цилиндрической передач, выбрана муфта. Выбран материал для изготовления узлов и механизмов вышеуказанных передач.

Произведён расчёт входного, промежуточного и выходного валов, выбран материал для изготовления и типы подшипников. Выполнен расчёт шпоночных соединений. Был произведён выбор смазки колёс и подшипников.

**СОДЕРЖАНИЕ**

ВВЕДЕНИЕ

1 Кинематика и энергетика приводной станции

2 Расчет цепной передачи

3 Расчет цилиндрических передач

3.1 Расчет тихоходной ступени

3.2 Расчет быстроходной ступени

4 Расчет валов редуктора и выбор подшипников

4.1 Расчет входного вала

4.2 Расчет промежуточного вала

4.3 Расчет выходного вала

4.4 Выбор подшипников

5 Расчет шпонок

6 Подбор муфты

7 Определение размеров корпусных деталей, кожухов и рамы

8 Выбор системы смазки, смазочных материалов и уплотнений

9 Описание сборки основных узлов привода

Литература

**ВВЕДЕНИЕ**

Проектирование любой машины—сложная конструкторская задача, решение которой может быть найдено не только с достижением требуемого технического уровня, но и придания конструкции определенных свойств, характеризующих возможность снижения затрат материалов, энергии и труда на разработку и изготовление, ремонт и техническое обслуживание.

Задача конструктора состоит в том, что руководствуясь соображениями технической целесообразности проектируемой машины, уметь использовать инженерные методы расчета, позволяющие обеспечить достижение поставленной задачи при рациональном использовании ресурсов, выделяемых на ее создание и применение.

Курсовой проект завершает общетехнический цикл инженерной подготовки специалиста. Он является важной самостоятельной работой студента, охватывающей вопросы расчета деталей машин по критериям работоспособности, рациональном выборе материалов контактирующих пар и системы смазки с целью обеспечения максимально возможного КПД и базирующейся на знании ряда предметов : механики, теории механизмов и машин, сопротивления материалов, взаимозаменяемости и стандартизации, основ конструирования машин, технологических процессов машиностроительного производства и др.

При выполнении курсового проекта студент последовательно проходит от рационального выбора кинематической схемы механизма через многовариантность решения до претворения механического привода в графическом материале, при этом знакомясь с существующими конструкциями, приобщаясь к инженерному творчеству осмысливает взаимосвязь отдельных деталей в механизме и их функциональное предназначение.

Курсовой проект по основам конструирования машин – это технический документ, состоящий из расчетно-пояснительной записки и графического материала, в которых с необходимой полнотой приведены, в соответствии с заданием на проектирование, расчеты, схемы и чертежи.

**1 КИНЕМАТИКА И ЭНЕРГЕТИКА ПРИВОДНОЙ СТАНЦИИ**

Определяем потребную мощность двигателя и диапазон частоты его вращения:

Pэ= Рт/зобщ

зобщ= зцил зцил зм зц=0,99х0,97х0,97х0,92=0,86

Pэ=6.8/0,86=7.93 кВт

Uобщmin/max=(14,8…75)

Общее передаточное число привода

## Uобщ.=Uцил.\* Uцил\* Uцеп.=3.55\*3.15\*1.7=19.01

## Принимаем электродвигатель серии М160S6У3

Nэ=970мин-1, dэ=42 мм

Принимаем Uред>8, тогда

Uобщ.= Nэ/ Nт=970/50=19,4

Uт=2,8

Uб=3,55

Частоты вращения на валах:

N1= Nэ =970мин-1

N2= N1 / Uб=273,2 мин-1

N3= N2/ Uт=98 мин-1

Nt=49 мин-1

Мощности на валах:

P1=Pт/зцеп=7,39 кВт

P2= P1/зцеп зцил =7,62 кВт

P3=P2/зцеп зцил зцил =7,62 кВт

Рэл= P3/ зцеп зцил зцил змуф = 8,01кВт

**2 РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ**

[Pц]=29 МПа; n1=98 мин-1

Определяем коэффициент эксплуатации передачи

Kэ=Kрр Kрег K0 Kс=1,2х1.25х1х1,5=2.25

### Назначаем числа зубьев звездочек

z1=29-2u=29-2x2,18=25

z2=z1u=25x2 =50

Определяем шаг цепи из условия износостойкости шарниров и допускаемой частоты вращения звездочки, варьируя числом рядов цепи m

15x103/n1>=Pt>=69,4(P1Kэ/z1mn1[Pц])1/3

153>=Pt>=42.7

Принимаем шаг цепи равным 44.45 мм.

Цепь ПР-44.45-17240 ;Bц=25.4 мм, dn=12.7 мм, dp=25.4 мм, разрушающая нагрузка да 17240Н, масса 1 кг цепи 7.5 кг

Межосевое расстояние:

a=(30-50)Pt=44.45\*35=1555.75 мм

Число звеньев цепи:

Zц=2a/Pt+(z1+z2)/2+(((z1+z2)/2п)))2/a)Pt=112

Делительные диаметры звездочек:

d1=Pt/sin(р/z1)=31,75/sin(р/25)=354 мм

d2=Pt/sin(р/z2)=31,75/sin(р/55)=708 мм

Наружные диаметры звездочек:

da1=Pt(0,7+ctg(р/z1)-0,31dp/Pt)=383 мм

da2=Pt(0,7+ctg(р/z2)-0,31dp/Pt)=737 мм

Выполняем проверочные расчеты цепи на износостойкость по удельному давлению в шарнирах Pц и долговечность по числу ударов в секунду ui

Pц=P1 Kэx6x104/ z1 Pt n1 Bц 28.39 МПа<[Pц]29 МПа

Ui=4z1n1/60zц=1.46 с-1<[ Ui]=13.05

Определяем нагрузку на вал в цепной передаче:

Fц=[ P1x6x104+(1..6)x9,8xaxqlx10-3]=4186 H

**3 РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ**

KУH=0,5; KУF=0,3

### Твердость колеса принимаем равной НВ=250, шестерни НВ=300. Материал—сталь 45, термообработка—улучшение.

Для колеса:

KуH=2; KуF=0,9;

NHlim=30HB2,4=1,7x107

NFlim= 4x106

Для шестерни:

KуH=1,2; KуF=1,15;

NHlim=30HB2,4=0,224x108

NFlim= 4x106

**3.1 Расчет тихоходной ступени**

Расчет допускаемых напряжений:

600 ≤ [у] H1= KуH HB1(NHlim/(60 N1Lh KУH))1/6= 483,3 МПа ≤ 780

576 ≤ [у] H2= KуH HB2(NHlim/(60 N2Lh KУH))1/6= 535,2 Мпа ≤ 780

[у] H1=600 МПа

[у] H2=576 МПа

[у] H=588 Мпа

300 ≤ [у] F1= KуF HB1(NFlim/(60 N1Lh KУF))1/6= 194 МПа ≤ 520

228 ≤ [у] F2= KуF HB2(NFlim/(60 N1Lh KУF))1/6= 234 МПа ≤ 432

[у] F1=194 МПа

[у] F 2=234 МПа

шba=2,5/(u+1)=0,16

### Из ряда стандартных значений принимаем шba=0,4.

Рассчитываем межосевое расстояние передачи, удовлетворяющее контактной выносливости в пределах вариации коэффициента ширины:

aw=(u+1)cos2(в+Дв)(KHP2109/ шbaN2u2[у] H2)=225 мм

### Принимаем в учебных целях aw=225 мм

Определяем ширину поля зацепления:

bw=( шbaaw+0,5)=37 мм -- ширина колеса

Назначаем модуль зацепления, согласуя его со стандартным:

#### m=(2aw cos(в+Дв))/20(u+1)=5,9 мм

##### Принимаем m=6 мм

Назначаем числа зубьев колес, округляя их до целого числа:

z1=2aw cos(в+Дв)/m(u+1)=19,7 принимаем=20

z2= z1u=56

Определяем геометрические размеры колес:

Межосевое расстояние делительное:

a=m(z1+ z2)/ 2cosв=228 мм

Делительные диаметры:

d1=mz1=120 мм;

d2=mz2=336 мм

Внешние диаметры:

da1=mz1+ 2m(1+x)=136 мм;

da2=mz2+ 2m(1+x)=348 мм

Внутренние диаметры:

df1= da1-4,5m=109 мм;

df2= da2-4,5m=321 мм

Толщина зубьев на делительном цилиндре:

s1=m(0,5р+0,728x1)=9,4 мм;

s2= m(0,5р+0,728x2)=8,5 мм

Окружная скорость и силовые компоненты в зацеплении:

v=р d1N2/60000=1,72 м/с;

Ft=P2/v=4296,5 H;

Fr=0,364Ft=1564 H

Выполняем проверочные расчеты контактной и изгибной выносливости:

уH=1/awu(P2109KH(u+1)2 /bwd2)1/2=252 МПа;

уH=450(Ft KH(u+1)/ bwd2)1/2=246 МПа;

уF1=YFS1 Ft KH/bwm=83 МПа;

уF2=YFS2 Ft KH/bwm=102 МПа;

Перегрузка либо недогрузка находятся в пределах нормы, поэтому параметры колес оставляем без изменения.

**3.2 Расчет быстроходной ступени**

Расчет допускаемых напряжений:

600 ≤ [у] H1= KуH HB1(NHlim/(60 N1Lh KУH))1/6= 483,3 МПа ≤ 780

576 ≤ [у] H2= KуH HB2(NHlim/(60 N2Lh KУH))1/6= 535,2 Мпа ≤ 780

[у] H1=600 МПа

[у] H2=576 МПа

[у] H=588 Мпа

300 ≤ [у] F1= KуF HB1(NFlim/(60 N1Lh KУF))1/6= 194 МПа ≤ 520

228 ≤ [у] F2= KуF HB2(NFlim/(60 N1Lh KУF))1/6= 234 МПа ≤ 432

[у] F1=194 МПа

[у] F 2=234 МПа

### Из ряда стандартных значений принимаем шba=0,2. в=5◦,Дв=1є

Рассчитываем межосевое расстояние передачи, удовлетворяющее контактной выносливости в пределах вариации коэффициента ширины:

aw=(u+1)cos2(в+Дв)(KHP2109/ шbaN2u2[у] H2)=228 мм

### Принимаем в учебных целях aw=120 мм

Определяем ширину поля зацепления:

bw=( шbaaw+0,5)=46 мм -- ширина колеса

Назначаем модуль зацепления, согласуя его со стандартным:

#### m=(2aw cos(в+Дв))/20(u+1)=5 мм

##### Принимаем m=1,25 мм

Назначаем числа зубьев колес, округляя их до целого числа:

z1=2aw cos(в+Дв)/m(u+1)=20

z2= z1u=71

Уточняем угол наклона зубьев

вarccos(m(z1+z2)/2 aw ) =3.8°

Определяем геометрические размеры колес:

Межосевое расстояние делительное:

a=m(z1+ z2)/ 2cosв=228 мм

Делительные диаметры:

d1=mz1=100,2 мм;

d2=mz2=355,8мм

Внешние диаметры:

da1=mz1+ 2m(1+x)=110,2мм;

da2=mz2+ 2m(1+x)=365,8 мм

Внутренние диаметры:

df1= da1-4,5m=87,7 мм;

df2= da2-4,5m=343,3 мм

Толщина зубьев на делительном цилиндре:

s1=m(0,5р+0,728x1)=8,5 мм;

s2= m(0,5р+0,728x2)=7,2 мм

Окружная скорость и силовые компоненты в зацеплении:

v=р d1N2/60000=5,1 м/с;

Ft=P2/v=1494 H;

Fr=0,364Ft=8188,1 H

Fa= Ft tgв=99,2 H

Выполняем проверочные расчеты контактной и изгибной выносливости:

уH=cos2в/awu(P2109KH(u+1)2 /bwd2)1/2=208 МПа;

уH=450(Ft KH(u+1)/ bwd2)1/2=252 МПа;

уF1=YFS1 Ft KH/bwm=263 МПа;

уF2=YFS2 Ft KH/bwm=261,4 МПа;

Перегрузка либо недогрузка находятся в пределах нормы, поэтому параметры колес оставляем без изменения.

**4 РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА И ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ**

Материал для изготовления валов – сталь 45, термообработка—нормализация.

Твердость заготовки НВ=200

уВ=600 МПа, уТ=320 МПа

Расстояние между опорами и деталями передач выбираем из конструктивных соображений.

**4.1 Расчет входного вала**

Определяем компоненты реакций в опорах вала:

Вертикальная плоскость

Cx=-Fa=-99.2 H

УMc=0:

УMB=0:

By=(l3 \*-Ft)/ (74)=-747.05 H

cY=(-Ft\*l3)/(l3+l2)=-747.05 H

Проверка:

CY- Ft+ By=-747.05+1494.1-747.05=0

Горизонтальная плоскость

УMc=0:

УMB=0

Bz=(-Mfa-Fr\*L2)/74=-4094.12 H

CZ=(Mfa-Fr\*l2)/(l2+l3)=-4093.98H

### Проверка

CZ +Bz+Fr=-4094.12-4093.98+8188.1=0

Строим эпюры изгибающих и крутящих моментов и определяем диаметры валов:

Диаметр вала под подшипником принимаем равным 30 мм.

**4.2 Расчет промежуточного вала**

BX=-Fa=-99.2 H

Определяем компоненты реакций в опорах вала:

Вертикальная плоскость

УMc=0:

УMB=0:

By=(-Ft1 (l2+l3)-Ft2 \*l3)/(l1+l2+l3)=-2200.4 H

CY=(-FT1\*l1-Ft2\*(l1+l2))/(l1+l2+l3)=-3590.2 H

#### Проверка

#### CY +By+ Ft1 +Ft2=-3590.2-2200.4+1494.1+4296.5=0

#### Горизонтальная плоскость

УMc=0:

УMB=0:

Bz=(-Mfa1-Fr1\*(l2+l3) –Fr2\*l3)/(l1+l2+l3)=-6746.6 H

Cz=(Mfa1-Fr1\*l1–Fr2\*(l1+l2))/(l1+l2+l3)=-3005.5 H

### Проверка

Cz+ Bz +Fr1 +Fr2=-3005.5-6746.6+8188.1+1564=0

Строим эпюры изгибающих и крутящих моментов и определяем диаметры валов:

Диаметр вала под подшипником принимаем равным 45 мм

Диаметр вала под колесом принимаем равным 50 мм.

**4.3 Расчет выходного вала**

Определяем компоненты реакций в опорах вала:

Вертикальная плоскость

УMB=0:

УMc=0:

BY=Fy\*l3-Ft\*l2/84=-917.75 H

CY= Ft\*l1-Fy\*(l1+l2+l3)/84=-6338.75 H

### Проверка

BY +CY +Ft=-917.75-6338.75+4296.5=0 H

Строим эпюры изгибающих и крутящих моментов и определяем диаметры валов:

Диаметр вала под подшипником принимаем равным 60 мм

**4.4 Выбор подшипников**

Назначаем для опор валов подшипники средней серии и номер по диаметру вала и соотношению осевой и радиальной нагрузок.

*Входной вал:*

BX/(BY2+Bz2)1/2=0,41>0,35

Выбираем роликовый конический однорядный подшипник 206

Lh=(106/60n)(0,6C/(XFR+YFA))= 1,6x105час

FR=( BY2+Bz2)1/2=599,57 H

FA=BX+0,83e FR=415,81 H

*Промежуточный вал:*

BX/(BY2+Bz2)1/2=0,05 <0,35

Выбираем шариковый однорядный подшипник 209

Lh=(106/60n)(0,6C/(XFR+YFA))= 10435 час

FR=( BY2+Bz2)1/2=709,99 H

FA=BX =99.2 H

###### Выходной вал:

BX/(BY2+Bz2)1/2=0<0,35

#### Выбираем шариковый однорядный подшипник 212

Lh=(106/60n)(0,6C/(XFR+YFA))=(106/60x192)(0,6x52700/3030,58)3,33=456459 час

FR=( BY2+Bz2)1/2=(2875,382+985,65 2)1/2=303,58H

FA=BX =99.2

**5 РАСЧЕТ ШПОНОК**

Под полумуфту:

b=8 мм, h=7 мм, t1=4 мм, t2= 3,3 мм, l=45 мм

*Проверка на смятие:*

усм=2T/dlp(h-t1)=2x17,9/26x37x3=12,4 МПа<[ усм]

*Проверка на срез:*

ф ср=2T/blpd=2x17900/37x8x26=4,7 МПа<[ ф ср ]

Под ступицы колес:

b=14 мм, h= 9 мм, t1=5,5мм, t2= 3,8 мм, l=63 мм

*Проверка на смятие:*

усм=2T/dlp(h-t1)=2x75900/50x49x3,5=17,7МПа<[ усм]

*Проверка на срез:*

ф ср=2T/blpd=2x75900/14x49x50=4,4МПа<[ ф ср ]

Под звездочку:

b=12 мм, h=8 мм, t1=5 мм, t2= 3,3 мм, l=56 мм

*Проверка на смятие:*

усм=2T/dlp(h-t1)=2x250000/40x44x3=94МПа<[ усм]

*Проверка на срез:*

ф ср=2T/blpd=2x250000/12x44x40=23,6 МПа<[ ф ср ]

**6 ПОДБОР МУФТЫ**

# Для соединения входного вала с валом двигателя выбираем упругую втулочно-пальцевую муфту (МУВП). По расчётному диаметру вала и крутящему моменту принимаем по ГОСТ 21424-75 муфту с условным обозначением: МУФТА 125-28-1 (диаметр вала d=42 мм, исполнение 1).

## Выписываем данные муфты: диаметр пальца под втулкой d0=14; длина резиновой втулки lо=100 мм; длина распорной втулки s=4 мм. Число пальцев z=6.

## Упругие элементы муфты проверяют на смятие:

σсм=≤[σсм]

Передаваемый крутящий момент ТН=17,9 Н⋅м. Принимаем допускаемое напряжение [σсм]=2 МПа . Коэффициент режима работы принимаем k=2.

σсм=2⋅2⋅17900/14⋅22⋅6⋅86=0,45 МПа<[σсм]

**7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ, КОЖУХОВ И РАМЫ**

К корпусным относят детали, обеспечивающие взаимное расположение деталей узла и воспринимающие основные силы, действующие в машине. Корпусная деталь состоит из стенок, ребер, бобышек, фланцев и др. элементов, соединенных в единое целое.

Размеры корпусов определяются числом и размерами размещенных в них деталей, относительным их расположением и величиной зазоров между ними. Ориентировочно размеры корпуса определяются при составлении компоновочной схемы.

Толщину стенки, отвечающую требованиям и необходимой жесткости корпуса редуктора, рекомендуется определять как:

д=0,025aw+3=0,025x236+3=8 мм

Подшипниковые гнезда – их размеры определяются конструктивно. Так, длина гнезда зависит от ширины подшипника, высоты крышки, толщины кольца, и осевых размеров шайбы. Наружные диаметры соответствуют размерам крышки.

Размеры прижимных крышек выбирают по ГОСТ 18511 – 73 и ГОСТ 18512 – 73 .

Для заливки масла в редуктор и контроля зацепления предусматриваем люк прямоугольной формы, который закрывается крышкой из стального листа. Для того, чтобы внутрь корпуса извне не засыпалась пыль, под крышку ставим уплотняющую прокладку (из механического картона или резины).

При единичном производстве экономически выгоднее использовать рамы, сваренные из элементов сортового проката. Конструкция и размеры рамы зависят от типа и размеров редуктора и электродвигателя. Для изготовления рамы используем швеллера № 12 и №5 по ГОСТ 8240. На раму двигатель крепят болтами М10 к швеллерам, а редуктор—болтами М20.

**8 ВЫБОР СИСТЕМЫ СМАЗКИ, СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ И УПЛОТНЕНИЙ**

Для смазки зубчатых колёс применяем смазку погружением в масляную ванну.

Уровень масла располагаем выше зубчатых колёс, смазка к ним подаётся в виде масляного тумана.

Принимаем кинематическую вязкость масла 40 м2/с.

Для смазки принимаем индустриальное масло марки И-40А по ГОСТ 20799.

Для предохранения трущихся пар коробки скоростей от попадания к ним влаги, пыли, газов, а также для предотвращения вытекания смазки через крышки и по валам применяем уплотнение при помощи манжет. Для смазки подшипников качения используется тот же масляный туман. Подшипники закрываем крышками, которые крепятся с помощью болтов.

**9 ОПИСАНИЕ СБОРКИ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ПРИВОДА**

Для крепления половинок корпуса редуктора используем болты с наружной шестигранной головкой диаметра d=М16 .Крышку масло заливного люка крепим болтами d = М8.

Крепление полумуфт к валу электродвигателя и к валу редуктора осуществляется с помощью призматических шпонок.

Крепление крышек к корпусу редуктора осуществляется: для быстроходного вала - болтами М12; для тихоходного – болтами М12.

Для крепления редуктора, а также насосной станции к плите (раме) применяем – болты М20.

Для крепления рам к полу цеха применяем фундаментные болты по ГОСТ 7793.

**ЛИТЕРАТУРА**

1.Курсовое проектирование деталей машин: Справ. пособие. В 2-х частях. А.В.Кузьмин и др.-Мн.: Выш. Школа, 1982.-208 с.

2. Детали машин. Проектирование: Учеб пособие /Л.В.Курмаз, А.Т. Скойбеда.-Мн.: УП “Технопринт”, 2001.-290 с.

3.Иванов М.Н. Детали машин.—М.: Высш. Школа, 1976