Кинематическая схема редуктора

II

I

2

III

3

4

1

IV

3

5

И.М.

Позиции:

1. Электродвигатель;
2. Плоскоременная передача;
3. Соединительные муфты;
4. Зубчатый редуктор;
5. Исполнительный механизм;
6. Ведущий вал привода и ременной передачи;
7. Ведомый вал ременной передачи;
8. Ведущий вал зубчатой передачи;
9. Ведомый вал зубчатой передачи и привода.

**Задание на проект:**

= 4,2 кВт,  = 78 об/мин, тип - K*,* Т=20000 ч., режим-const.

Содержание

[Кинематическая схема редуктора 1](#_Toc165366985)

[Введение. 3](#_Toc165366986)

[1.Выбор электродвигателя и расчет кинематических параметров привода 4](#_Toc165366987)

[1.1 Расчет мощности электродвигателя 4](#_Toc165366988)

[1.2 Расчет синхронной частоты вращения вала электродвигателя 4](#_Toc165366989)

[1.3 Выбор марки электродвигателя, расчет номинальной частоты вращения вала электродвигателя, суммарного передаточного отношения привода, передаточного отношения ременной передачи 4](#_Toc165366990)

[1.4 Расчет частоты вращения валов. 5](#_Toc165366991)

[1.5 Расчет мощностей и крутящих моментов на валах редуктора 5](#_Toc165366992)

[2. Расчет зубчатой передачи 5](#_Toc165366993)

[2.1 Выбор материалов и способов термообработки зубчатых колес. Расчет допускаемых напряжений. 5](#_Toc165366994)

[2.2 Расчет параметров зубчатой передачи…………………………………………….. 8](#_Toc165366998)

[2.3 Проверочный расчет косозубой передачи 9](#_Toc165366999)

[3. Первый этап эскизной компоновки редуктора 12](#_Toc165367000)

[3.1 Компоновка передачи в корпусе редуктора 12](#_Toc165367001)

[3.2 Компоновка валов 13](#_Toc165367002)

[3.3 Предварительный выбор подшипников 14](#_Toc165367003)

[3.4 Компоновка подшипников в корпусе редуктора 15](#_Toc165367004)

[4. Расчет валов 15](#_Toc165367005)

[4.1 Определение усилий зацепления 15](#_Toc165367006)

[4.2 Построение расчетных схем валов, определение опорных реакций, построение эпюр изгибающих и крутящих моментов 16](#_Toc165367007)

[4.3 Определение конструкции быстроходного вала](#_Toc165367008)

[4.4 Уточненный расчет валов. Расчет запаса прочности в опасных сечениях. 18](#_Toc165367009)

[5. Расчет шпоночных соединений 21](#_Toc165367010)

[5.1 Быстроходный вал 21](#_Toc165367011)

[5.2 Тихоходный вал 21](#_Toc165367012)

[6. Расчет теоретической долговечности подшипниковых опор 22](#_Toc165367013)

[6.1 Быстроходный вал 22](#_Toc165367014)

[6.2 Тихоходный вал 23](#_Toc165367015)

[7. Расчет элементов корпуса редуктора для второго этапа эскизной компоновки 24](#_Toc165367016)

[7.1. Разрез редуктора по плоскости разъёма.](#_Toc165367017)

[7.2 Фронтальная проекция 26](#_Toc165367018)

[Библиографический список. 27](#_Toc165367019)

[Приложение 29](#_Toc165367020)

Введение.

В курсовом проекте выполнены расчеты:

* Основных кинематических и энергетических параметров привода;
* Проектный и проверочный расчет зубчатых передач;
* Расчет валов;
* Расчет шпоночных соединений;
* Расчет теоретической долговечности подшипниковых опор.

На основе теоретических расчетов выполнены сборочные чертежи редуктора со спецификацией и рабочие чертежи нескольких деталей.

1.Выбор электродвигателя; расчет основных кинематических и энергетических параметров

1.1 Расчет мощности электродвигателя

*P*дв = ,

где *P* - мощность на валу исполнительного механизма, *P* =4,2 кВт;

ηΣ – суммарный КПД привода,

ηΣ = 

где  - КПД ременной передачи, = 0,97

 - КПД зубчатой передачи, =0,98

-КПД одной пары подшипников качения,  = 0,99

р – количество пар подшипников качения, р=3

ηΣ=

Тогда *P*дв=4,2 ∕ 0,922=4,55 кВт

1.2 Расчет частоты вращения вала электродвигателя

*n*дв = *nIV ∙u∑ ,*

где nIV – частота вращения ведомого вала привода, nIV=78 об/мин

*u∑ -* суммарное передаточное отношение привода

,

где u1=2…5 – передаточное отношение ременной передачи

u2=2…5 – передаточное отношение зубчатой передачи



*nдв=*78∙4…78∙25=312…1950об/мин

Электродвигатель является стандартным изделием, nc выбираем из ряда: 750, 1000, 1500, 3000 об/мин

nc=1000 об/мин

1.3 Выбор марки электродвигателя, расчет номинальной частоты вращения вала электродвигателя, суммарного передаточного отношения ременной и зубчатой передачи.

*Рн*=5,5 кВт

*nc*=1000 об/мин

Марка электродвидагеля 4A132S2Y3 [1, с 390, т. П1]

S- скольжение электродвигателя, S=3,3%

Номинальная частота вращения

*nH*= *n*с (1 – ) = 1000 (1-0,033)=967 об/мин

*uΣ*= *nH* / nIV= 967/78= 12,39

Передаточное отношение зубчатой передачи *и2* регламентируется стандартом [1, с.36]

*и2=*3,55

*u1*= 

1.4 Расчет частот вращения валов привода

*n*I=nH=967 об/мин

*n*II=об/мин

*n*III=nII=nI=277,07 об/мин

n2=nIV= об/мин

1.5 Расчет мощностей и крутящих моментов, передаваемых валами редуктора

*P*1=кВт

*P2=Р1∙∙*=4,32∙0,98∙0,99= 4,19 кВт

### Крутящие моменты, передаваемые валами, определяется по формуле

*Ti*=9550.

T1= H⋅м

T2 =Н∙м

2. Расчет зубчатой передачи

2.1 Выбор материалов и способов термообработки шестерни и колеса. Расчет допускаемых напряжений.

Выбираем для шестерни и колеса сталь 45 с термообработкой улучшения для шестерни, с нормализацией – для колеса

НВ1=210 НВ2=190 [1, c.34, т. 3.3]

2.1.1 Расчет допускаемых контактных напряжения

[σн]=

где i=1 для шестерни, i=2 для колеса;

σ*Hi*limB − предел контактной выносливости при симметричном цикле нагружения; Мпа

σ*Hi*limB = 

σ*H1*limB =  МПа

σ*H2*limB=  МПа

*[SHj]* − коэффициент безопасности, определяется способом термообработки; [1, с.33]

*[SH]*= 1.1..1.2 *SH*= 1.15

*KHLj*- коэффициент долговечности;

*KHLj* =1,

где *NH*0*j* – базовое число циклов, определяемое твердостью боков поверхности зубьев;

NH0j=

*NH0*1= 

*NH0*2 = 

*N*HE*j* – эквивалентное число циклов, определяемое сроком службы передачи, числом оборотов вала шестерни и валов колеса, коэффициентом использования;

*N*HE*j* = T∑ ∙k∙ni∙60,

где T∑ – срок службы зубчатой передачи; T∑=20000 часов

k - коэффициент использования передачи; k=0,8;

*ni*– частота вращениявалов редуктора, *n*1= 277,07 об/мин, *n*2= 78,05 об/мин;

*N*HE1 = 20000∙0,8∙277,07∙60=2,6 ∙108

*N*HE2 = 20000∙0,8∙78,05∙60=0,7 ∙108

Поскольку  

Допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса

[σ*H*1]=  МПа

[σ*H2*]=  МПа

Для косозубой передачи принимается наименьшее из значений, полученных по зависимости

1. [σн]=0,45∙([σн1]+[σн2])= 0,45 (426+391)= 367 Мпа
2. [σн]=1,23∙ [σнi]min= 1,23∙391=481 Мпа

[σн]=367 Мпа

2.1.2. Расчет допускаемых напряжений изгиба

,

где − предел изгибной выносливости при отнулевом цикле нагружения; МПа

 [1, c. 44, т.3.9]

 МПа

МПа

[SF] − коэффициент безопасности

[SF]= [SF]΄∙ [SF]΄΄,

где [SF]΄ - коэффициент, учитывающий механические свойства и твердость зубьев;

[SF]΄΄- коэффициент, учитывающий способ получения заготовки для шестерни или для колеса

[SF]΄=1,75 [1, с.44, т.3.9]

[SF]΄΄=1 [1, с.44]

[SF]=1,75

Допускаемые напряжения изгиба:

 МПа

 МПа

 МПа

2.2 Расчет параметров зубчатой передачи

2.2.1 Расчет межосевого расстояния

=(*u*+1),

где  - коэффициент, учитывающий тип передачи;= 43

 - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине зуба,  [1, c.32, т. 3.1]

 - коэффициент ширины; = 0,25…0,5=0,4

u – стандартное передаточное отношение, u=u2=3,55;

T2 – крутящий момент на валу колеса, Т2 = 512,7 Н⋅м

αw =43∙(3,55+1) =178 мм



Округлим  до ближайшего большего стандартного значения [1, с. 36] мм.

αw=180 мм

2.2.2 Расчет ширины колеса (расчетной ширины зубчатой передачи)

bw2=bw=ψba∙ αw=0,4∙180=72 мм

bw= 71 мм [1, с. 36]

2.2.3 Расчет модуля зацепления

*m*=(0,01…0,02) αw=1,8…3,6 мм

Округлим *m* до стандартного значения [1, с. 36]: *m*= 3 мм

2.2.4 Расчет суммарного числа зубьев шестерни и колеса, угла наклона зуба  в косозубой передаче

Z∑=,



где β – угол наклона зуба

β= 8…15°=10°

Z∑==118,08



*Z*=118

β = arcos=arcos=arcos(0,9833)=10,4858=10°29`8``



Z1=25,9



Z1=26



Z2= Z-Z1=118-26=92

2.2.5 Расчет фактического передаточного отношения

*иф*=3,538



****

[∆*и*]=±3,3%

∆*и*=∙100=0,33% < 3,3%



2.3 Проверочный расчет зубчатой передачи

2.3.1 Расчет по контактным напряжениям

Контактные напряжения равны

,

где с – коэффициент, учитывающий тип передачи; с= 270

aw - межосевое расстояние; мм

bw - расчетная ширина зубчатой передачи; мм

T2 - крутящий момент на валу колеса; н∙мм

uф - фактическое передаточное отношение;

*KН* - коэффициент нагрузки,

KН = KHα KHβ KНV.

v=ω1∙r1,

где ω1- угловая скорость шестерни, рад/м

ω1=



r1- радиус делительной окружности шестерни; мм

r1=



v==1130,9 мм/с=1,13 м/с



степень точности - 8

*KH*α – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, *KH*α=1,09 [1, с. 39, т. 3.4]

*KH*β  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине зуба,

*KH*β =1,0 [1, с. 39, т. 3.5]

*KНV -* динамический коэффициент, определяемый степенью точности изготовления передачи,

*KНV=1,0* [1, с. 40, т. 3.6]

KH=1,09⋅1,0⋅1,0=1,09

σн= 363,61 Мпа





∆σн=∙100=0,92% <|±5%|





2.3.2 Расчет по напряжению изгиба



*KF*- коэффициент нагрузки;

*YF* − коэффициент формы зуба;

*Y*β − коэффициент, учитывающий влияние осевой силы в косозубой передаче на напряжение изгиба в основании зуба;

 - коэффициент, учитывающий распределения нагрузки между зубьями;

m – модуль зацепления; мм

bw –ширина колеса; мм

 - окружное усилие, Н

*Ft =Ft1=Ft2*= 

где T2 - крутящий момент на валу колеса;

 - диаметр начальной окружности колеса, мм



где  - диаметр начальной окружности шестерни, мм

dw1==79,33 мм



dw2=79,33∙3,538=280,67 мм

*Ft*=3653,4 н



KF = KFβ ⋅KFV,

где *KF*β - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине зуба;

*KFV* - динамический коэффициент,

*KFV=*1,1[1, c. 43, т.3.8]

Ψbd= - коэффициент диаметра



Ψbd=0,89



*KF*β = 1,1 [1, c. 43, т.3.7]



KF = 1,1⋅1,1=1,21

*YF=*3,8[1, c. 42]

Yb=1- 0,926



KFα [1, c. 46]

*Еβ*= 1,39 > 1



=0,92

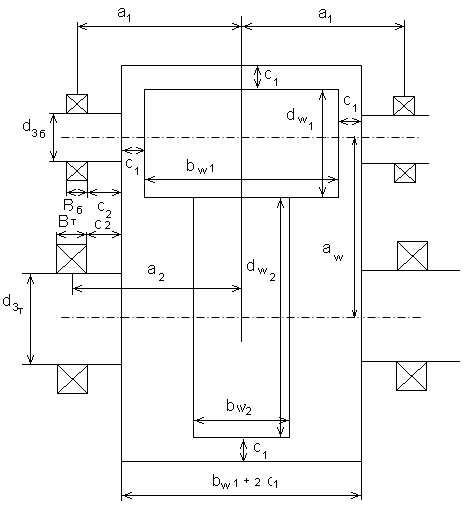
σw=67,2 МПа>[GF]=195 Мпа



Условия изгибной прочности передачи выполняются

3. Первый этап эскизной компоновки редуктора

3.1 Компоновка зубчатой передачи в корпусе редуктора



dw1=79,33 мм

dw2=280,67 мм

bw1= bw2+3…5=75 мм

bw2=71 мм

 мм

3.2 Компоновка валов

**3.2.1 Расчет диаметров хвостовиков валов**

d1i=



где  - диаметр хвостовиков

 - для быстроходного вала

 - для тихоходного вала

 - крутящие моменты на валах,

Т1=148,9∙103 Н⋅м

Т2=512,7∙ 103 Н⋅м

[τ]- допускаемое заниженное касательное напряжение

[τ]=15…20 МПа=18 МПа

d1Б=34,58 мм



[1, с. 161] =36 мм

d1Т=52,22 мм

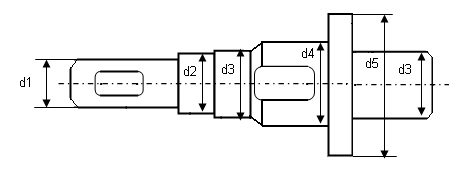


d1Т=55 мм



d1Б =36 мм d2Б =45 мм d3Б =50 мм

d1Т =55 мм d2Т =60 мм d3Т =65 мм d4Т =70 мм d5Т = d4Т +10 d5Т = 80 мм



1 – участок для установки полумуфты, соединительной муфты

2 – участок, контактирующий с уплотнением в сквозной крышке подшипника

3 – участки для установки внутренних колец подшипников качения

4 – участок для установки ступицы колеса

5 – буртосевой фиксации ступицы колеса и внутреннего кольца подшипника

6 – конус центрирования шпоночного паза на ступице относительно шпонки, установленной на валу

3.3 Предварительный выбор подшипников

Предварительно выбираем радиальные шариковые однорядные подшипники легкой серии [1, c. 393, т. П.3]

**3.3.1 Быстроходный вал**

d=d3Б =50 мм N210 

c=35,1 кН с0=19,8 кН

**3.3.2 Тихоходный вал**

d=d3Т =65 мм N213 

c=56 кН с0=34 кН

3.4 Компоновка подшипников в корпусе редуктора

**3.4.1. Выбор способа смазки подшипника**

При v=1,2 м/с >1 м/с смазка подшипников жидкая

Заглубления подшипников в подшипниковые гнезда

с2=3..5 мм=4 мм

**3.5. Расчет расстояния между точкой приложения усилий зацеплений и опорами валов**

a1=66,5 мм



a2=68 мм



4. Расчет валов

4.1 Определение усилий зацепления



Ft1= Ft2= Ft=3653,4 Н

Fr1= Fr2= Ft∙1352,3 Н



Fa1= Fa2= Ft∙ tgβ= 3653,4∙tg10,4858=676,18 Н

4.2 Построение расчетных схем валов, определение опорных реакций, построение эпюр изгибающих и крутящих моментов

**4.2.1 Быстроходный вал**

**4.2.1.1 Вертикальная плоскость**



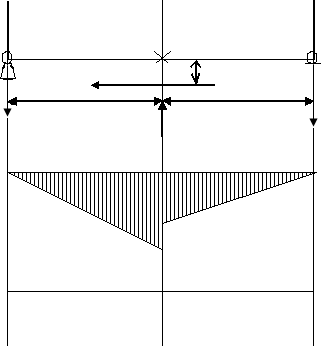
RAB=RBB==1826,7 Н



М1В=RAB∙a1=1826,7∙66,5∙10-3=121,5 Н⋅м

T=T1=148,9 Н⋅м

**4.2.1.2 Горизонтальная плоскость**





RАГ== -877,8 Н





RВГ== - 474,5 Н



М1Г= RАГ∙а1= -877,8∙66,5∙10-3= -58,37 Н∙м

**4.2.1.3 Расчет максимальных значений суммарной реакции в опорах и суммарного изгибающего момента**

R max=R1=RA==2026,6 Н



M 1==134,8 Н⋅м



**4.2.2 Тихоходный вал**

**4.2.2.1 Вертикальная плоскость**

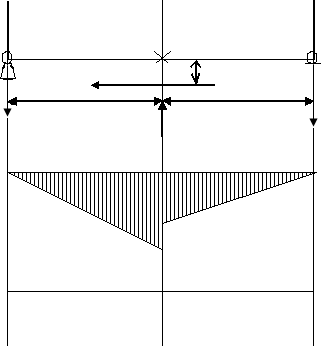
RCB=RDB=1826,7 Н



M2B=RCB∙a2=1826,7∙68∙10-3=124,2 Н∙м

T=T2=512,7 Н⋅м

**4.2.2.2 Горизонтальная плоскость**





RСГ= - 21,5 Н





RDГ=1373,8





М2г=RDГ∙а2=1373,8∙68∙10-3=93,4 Н∙м

**4.2.2.3 Суммарные значения**

R2max=RD= 2285,6 Н



М2=155,4 Н∙м



4.3. Уточненный расчет валов

**4.3.1 Быстроходный вал**

Материалом вала является материал шестерни, т. е. сталь 45 с термообработкой улучшение. Предел прочности определяется диаметром заготовки вала, который является диаметром окружности вершин зубьев шестерни

da1 ≈ dw1 + 2m = 79,33 + 2∙3 = 85,33 мм;

σв = 780 [1, с.34, т. 3.3]

S = Sτ = , где:



τ-1 – предел выносливости материала вала при симметричном цикле напряжения, МПа

τ-1 = 0,58∙σ-1;

σ-1 = 0,43∙σв = 0,43∙780 = 335,4 МПа;

τ-1 = 0,58∙335,4 = 194,532 МПа;

Kτ – коэффициент концентрации напряжения,

Kτ = 1,7 [1, с. 165, т. 8.5];

ετ – масштабный фактор,

ετ = 0,75 [1, с. 166, т. 8.8];

β – фактор поверхности,

β = 0,94 [1, с. 162];

τV – амплитуда цикла напряжения, МПа;

τm – среднее значение цикла напряжения, МПа;

τV = τm = = =



τV= 7,98 МПа



ψτ – коэффициент чувствительности материала,

ψτ = 0,1 [1, с. 166];

S = Sτ = 9,7 > [S]=3,3



**4.3.2 Тихоходный вал**

Выбираем для вала сталь 45 с термообработкой улучшение.

Диаметр заготовки d5Т = 80 мм

σв = 780 МПа [1, с. 34, т. 3.3]

d4Т = 70 мм

S = , где:



Sσ – запас прочности по нормальным напряжениям;

Sτ – запас прочности по касательным напряжениям

Sσ =



σ-1 – предел выносливости материала вала при симметричном цикле напряжения, МПа

σ-1 = 0,43∙σВ = 0,43∙780 = 335,4 МПа;

Kσ – коэффициент концентрации напряжения,

Kσ = 1,8 [1, с. 165, т. 8.5];

εσ – масштабный фактор,

εσ = 0,76 [1, с. 166, т. 8.8];

β – фактор поверхности,

β = 0,94 [1, с. 162];

σV – амплитуда цикла напряжения, МПа

σV = =



σV=4,53МПа



ψσ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла,

ψσ = 0,2 [1, с. 166];

σm – среднее значение цикла напряжения,

σm=0,17 МПа



Sτ=29,3



S = Sτ =



da2=dw2+2∙m=280,67+2∙3=286,67 мм

σв = 690 [1, с.34, т. 3.3]

τ-1 = 0,58∙σ-1;

σ-1 = 0,43∙σв = 0,43∙690 = 296,7 МПа;

τ-1 = 0,58∙296,7 = 172 МПа;

τV = τm = = =



τV= 3,7 МПа



Kτ = 1,6 [1, с. 165, т. 8.5];

ετ = 0,65 [1, с. 166, т. 8.8];

β = 0,94 [1, с. 162];

ψτ = 0,1 [1, с. 166];

Sτ=17,09



S = 14,7 > [S]=3,3



5. Расчет шпоночных соединений

5.1 Быстроходный вал

Примем муфты МУВП [1, c. 277, т. 11.5]

d1Б=36 мм

[Т]=250 н∙м > Т1=148,9 н∙м Тип I исполнение 2

 мм

Размеры шпоночного соединения [1, c.169, т. 8.9]



 мм

=45-10=35 мм





где T1 - момент сопротивления на быстроходном валу, Н⋅м

d1Б - диаметр

h - высота шпонки, мм

lp - рабочая длина шпонки, мм

t1 - глубина шпоночного паза на валу, мм

σсм= 78,8 МПа < [σсм]=100 МПа



5.2 Тихоходный вал

**5.2.1 Шпоночные соединения на хвостовике**

Выбираем муфту [1, c. 277, т. 11.5] Муфта МУВП

[Т]=710 н∙м, Т2=512,7 н∙м Тип I исполнение 2

*L1T*=82мм

Размеры шпоночного соединения [1, c.169, т. 8.9]



 мм

мм

σсм= 86,3 МПа < [σсм]=100 МПа



**5.2.2 Шпоночные соединения на ступице колеса**

d4T=70 мм

*l4T*=*bw2*=71 мм

Размеры шпоночного соединения [1, c.169, т. 8.9]

b=20 мм, h=12 мм, t1=7,5 мм, t2=4,9 мм

*l=l4T*-10…15=61…56=60 мм

*lp=l-b=*60-20=40мм

σсм=81,38 МПа < [σсм]=100 МПа



6. Расчет теоретической долговечности подшипниковых опор

6.1 Быстроходный вал

Подшипник шариковый радиальный однорядный N 210

c=35,1 кН c0=19,8 кН

Долговечность подшипника при максимальной нагрузке, ч:

*Lh*=≥ Lhmin,

где n1 - частота вращения быстроходного вала,

n1=277,07 об/мин

c - динамичная грузоподъемность подшипника, с=35,1 кН

m – показатель степени

m=3 (подшипники шариковые)

Lhmin – минимальная теоретическая долговечность;

Lhmin=10000 часов

p - эквивалентная динамичная нагрузка, кН

P= Kб ∙KТ (X∙V∙Fr + Y∙Fa),

где *X -* коэффициент радиальной нагрузки;

*Y* - коэффициент осевой нагрузки;

Kб– коэффициент безопасности

Kб =1,4 [1, с.214, т.9.19];

KТ - температурный коэффициент,

*K*Т=1 [1, с.214, т.9.20]

V – коэффициент кольца

V=1 (вращается внутреннее кольцо)

Fr – радиальнаянагрузка на наиболее нагруженный подшипник; н

Fr=RA=R1=2026,6 H=2 кН

Fa – осевая нагрузка на подшипник, кН

Fa = Fa1=676,18 Н=0,67 кН

X, Y[1, с.212, т.9.18]

0,034 0,335



X=0,56 Y=1,99

P= 1,4∙ 1∙(0,56∙1∙2+ 1,99⋅0,67)=3,43 кН

Lh = ∙ = 64400 часов > Lh min



6.2 Тихоходный вал

Подшипник шариковый радиальный однорядный N 213

c=56 кН c0=34 кН

*Lh*=≥ Lhmin,

n1=277,07 об/мин

m=3

P= Kб ∙KТ (X∙V∙Fr + Y∙Fa)

Fr=RD=R2=2285,6 H=2,2 кН

Fa = Fa1=676,18 Н=0,67 кН

V=1

0,3 0,019



X=0,56 Y=1,99

*K*Т=1 [1, с.214, т.9.20]

Kб =1,4 [1, с.214, т.9.19];

P= 1,4∙ 1∙(0,56∙1∙2,2+ 1,99⋅0,67)=3,59 кН

Lh = ∙ = 228279 час > Lh min



7. Расчет элементов корпуса редуктора

7.1. Расчет глубины подшипниковых гнезд.

[1 с 240 рис. 10.18 вид к]

*l2=K2+δ+4*

где δ - толщина стенки основания корпуса редуктора, мм

Ci, Ki [1, с.242, т. 10.3]

В редукторе имеется 3 группы болтов:

* фундаментные болты ;
* болты , установленные в подшипниковых гнездах;
* фланцевые болты 

## = 0,025+ 18,

=0,025⋅aw+1=0,025⋅180+1=5,5 мм =6 мм

d1=0,036∙aw+12=0,036∙180+12=18,48 мм

[1, с.242 т.10.3]

=М 20

=М 16

=М 12

49 мм

**7.2 Расстояние от осей валов и контура внутренней стенки корпуса редуктора до центров болтов** **d2**

**7.2.1 Быстроходный вал**

****мм

где DБ – диаметр наружного кольца подшипника быстроходного вала

**7.2.2 Тихоходный вал.**

****мм

где DT – диаметр наружного кольца подшипника тихоходного вала

n2=δ+c2=6+21=27 мм

**7.3 Расчет ширины фланцев, соединительного основания и крышки корпуса редуктора.**

3=K3+δ=33+6=39 мм

**7.4. Расстояние от осей валов и контура до внутренней стенки корпуса редуктора до центров болтов d3**

n3=c3+δ=18+6=24 мм

**7.5 Расчет ширины опорного фланца (лапы)**

[1 с 240 рис. 10.18 вариант лапы без бобышки]

1=K1+δ=48+6=54 мм

7.6 Расчет толщины фланцев под болты .

7.6.1 Нижний фланец.

Расчет фланцев под болты d3 [1,c.240, p. 10.18, сеч.Б-Б]

b=1,5⋅δ=1.5⋅6=9 мм

**7.6.2 Верхний фланец.**

b1=1,5⋅δ1 ,

где δ1 – толщина крышки стенки редуктора

=0,02⋅aw+1=0,02⋅180+1=4,6 мм =5 мм

b1=1,5⋅5=7,5 мм

Толщина фланца

мм

**Заключение**

В курсовом проекте были выполнены расчеты:

* Основных кинематических и энергетических параметров привода;
* Проектный и проверочный расчет зубчатых передач;
* Расчет валов;
* Расчет шпоночных соединений;
* Расчет теоретической долговечности подшипниковых опор.

На основе теоретических расчетов выполнены сборочные чертежи редуктора со спецификацией и рабочие чертежи зубчатого колеса и тихоходного вала.

**Библиографический список**

1. Баранов Г.Л. Расчет зубчатой цилиндрической передачи / Г.Л. Баранов. Екатеринбург: УГТУ, 2005. 31 с.
2. Баранов Г.Л. Проектирование одноступенчатого цилиндрического редуктора / Г.Л. Баранов. Екатеринбург: УГТУ, 2005. 47 с.
3. Баранов Г.Л. Расчет деталей машин: учебное пособие / Г.Л. Баранов. Екатеринбург ИВТОБ УГТУ-УПИ, 2007. 220 с.
4. Баранов Г.Л. Расчет валов, подшипников и муфт / Г.Л. Баранов. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2005. 45 с.
5. Вешкурцев В.И. Посадки основных деталей редукторов: учебное электронное текстовое издание / В.И. Вешкурцев, Л.П. Вязкова, Л.В. Мальцев. Информационный портал ВПО УГТУ-УПИ, 1995. Режим доступа: http//www/ustu.ru.
6. Зиомковский В.М. Детали машин, основы конструирования: учебное пособие для немашиностроительных специальностей вузов / В.М. Зиомковский. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2005. 47 с.
7. Расчет зубчатых передач: методические указания по курсам «Детали машин» и «Механика» / Г.И. Казанский и др. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2002. 36 с.
8. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин / С.А. Чернавский. М.: Машиностроение, 2005. 415 с.

Приложение