Федеральное агентство по образованию

ГОУ ВПО «Уральский государственный технический университет – УПИ»

имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

Кафедра «Детали машин»

ПРИВОД

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ

**Контрольная работа**

Пояснительная записка  
  
1408.020113.000 ПЗ

Студент Фт-220002 Д. А. Тарасов

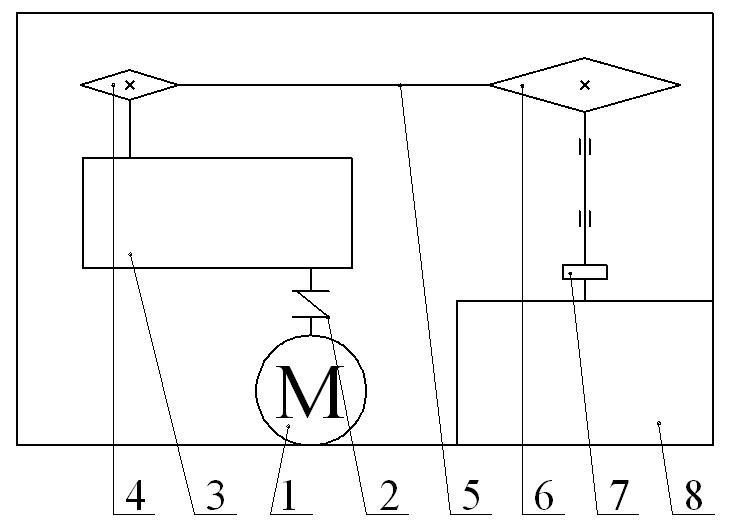
Руководитель В. М. Душкин

Екатеринбург

2014

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Мощность на ведомом валу, кВт | Вид передачи | Частота вращения ведомого вала об/мин | Режим работы | Реверси–вность | Продолжи–тельность включения ПВ, % | Срок службы в годах L | Коэффициент использования привода | |
| в течении года Кг | в течении суток Кс |
| 9 | прямозубая | 40 | средний | рев. | 20 | 8 | 0,8 | 0,5 |

Исходные данные

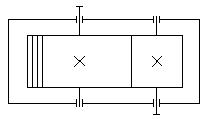
1. – электродвигатель
2. – упругая муфта
3. – редуктор
4. – ведущая звездочка
5. – цепная передача
6. – ведомая звездочка

7 – муфта зубчатая

8– исполнительный механизм

Рисунок 1 – Кинематическая схема привода

Рисунок 2 **–** Схема редуктора



**Содержание**

Исходные данные\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_2  
  
Содержание\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_3

Введение\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_5

1. Выбор электродвигателя и расчет основных параметров привода

1.1. Выбор электродвигателя\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_6

1.2. Частота вращения вала двигателя\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_6

1.3. Общее передаточное число привода\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_6

1.4. Передаточное число зубчатой передачи…………………….…………………6

1.5. Частоты вращения валов……………………………………………..………………….7

1.6. Мощности на валах………………………………………………….………………………7

1.7. Крутящие моменты, передаваемые валами……………………….………….7

2. Расчет зубчатой передачи

2.1 Выбор материалов зубчатых колёс..…………………………........……………….8

3. Расчёт допускаемых напряжений

3.1 Допускаемыеконтактные напряжения……………………………………………………………………………………...……8

3.2 Допускаемые напряжения изгиба……………………………………………………..…………………………………………....10

4. Проектный расчёт передачи

4.1 Межосевое расстояние………………………………………………….…………………………………….….11

4.2 Модуль, числа зубьев колёс и коэффициенты смещения………….………11

4.3 Ширина зубчатых венцов и диаметры колёс……………………………………….12

4.4 Окружная скорость в зацеплении и степень точности передачи..12

5. Проверочный расчет передачи

5.1 Проверка по контактным напряжениям…………………………………………..……..13

5.2 Проверка по напряжениям изгиба…………………………………………………………..14

5.3 Силы в зацеплении………………………………………………………………………………………15

6. Расчёт и проектирование валов

6.1 Проектный расчет валов……………………………………………………………………………15

6.2 Определение опорных реакций…………………………………………………………………17

6.3 Построение эпюр крутящих и изгибающих моментов………………….18

6.4 Уточнённый расчёт валов……………………………………………………………………18

7. Выбор подшипников качения и их расчёт………………………………………………………20

8. Проверка шпонок на смятие……………………………………………………………………………….21

9. Определение размеров корпуса редуктора…………………………………………………….22

10. Смазка

10.1 Смазка зубчатых колёс, выбор сорта масла……………………………………….25

10.2 Смазка подшипников………………………………………………………………………………….25

11. Уплотнительные устройства……………………………………………………………………………25

Заключение………………………………………………………………………………………………………………….26

Список литературы…………………………………………………………………………………………………..27

**Введение**

Объектом расчетов является привод технологического оборудования, состоящий из двигателя и редуктора. В данной работе мы определили:

-электродвигатель (рассчитали основные параметры): рассчитали мощность электродвигателя, общее передаточное число привода, частоту вращения валов, мощности, передаваемые валами, крутящие моменты на валах.

- Расчет зубчатой передачи: Выбор материалов зубчатых колес, расчет допускаемых напряжений, проектный расчет передачи, проверочный расчет передачи, силы в зацеплении.

- Расчет и проектирование валов: Проектный расчет валов, определение опорных реакций, построение эпюр изгибающих и крутящих моментов, уточненный расчет валов

- Выбор подшипников качения

- Проверка шпонок на смятие

- Размеры корпуса редуктора

- Смазку зубчатой передачи

**1. Выбор электродвигателя и расчет основных параметров привода**

**1.1. Выбор электродвигателя**

Требуемая мощность электродвигателя

*P*тр=,

 – Мощность на ведомом валу, кВт

n – частота вращения ведомого вала, мин-1

Pвых=9 кВт

n=40 мин-1

η0 – общий КПД привода,

===0.875

здесь - КПД зубчатой передачи, - КПД цепной передачи, -КПД одной пары подшипников качения, примем =0.98, =0.92, =0.99.

Тогда *P*тр==10,286 кВт.

По требуемой мощности из табл.П.1 [1] выбираем асинхронный электродвигатель

4А 160M8 с ближайшей большей стандартной мощностью *P*э =11 кВт, синхронной частотой вращения

**1.2. Частота вращения вала двигателя**

nс = 750 мин-1 и скольжением *S* = 2.5 %.

Частота вращения вала электродвигателя

n1= nс (1 - ) = 750 = 731.25 мин-1**1.3. Общее передаточное число привода**

Общее передаточное число привода - *u*o=== 18.3

**1.4. Передаточное число зубчатой передачи**По рекомендация ГОСТ 2185-66 [1, табл.7.1] принимаем uзп =5

Передаточное число цепной передачи uцп=3.7

**1.5. Частоты вращения валов**

n1 = 731.25 мин-1 – частота на ведущем (быстроходном) валу

n2 = = = 146.25 мин-1 – частота на ведомом (тихоходном) валу

n3 = = = 39.5 мин-1 – частота, поступающая на механизм

**1.6. Мощности на валах**

P0 = Pтр= 10,286 кВт – мощность на валу двигателя

P1 = = 10.183 кВт – мощность на ведущем (быстроходном) валу

P2 = = 9.88 кВт – мощность на ведомом (тихоходном) валу

P3 = = 9 кВт – мощность, поступающая на механизм

**1.7. Крутящие моменты, передаваемые валами**

Крутящий момент на валу определяется по формуле *T*i=9550.

Тогда

*T*1 = = 132.99 Hм – крутящий момент на ведущем валу

*T*2 = = 645.16 Hм – крутящий момент на ведомом валу

*T*3 = = 2175.95 Hм – крутящий момент, поступающий на механизм

**2. Расчет зубчатой передачи**

**2.1 Выбор материалов зубчатых колёс**

Материалы выбираем по табл.1 [1]

**Шестерня**

Материал Сталь 45

Термическая обработка Улучшение

Твердость поверхности зуба 285.5

**Колесо**

Материал Сталь 45

Термическая обработка Нормализация

Твердость поверхности зуба 193

**3. Расчёт допускаемых напряжений**

**3.1 Допускаемыеконтактные напряжения**

HPj =

где j = 1 для шестерни, j = 2 для колеса;

σHlim j − предел контактной выносливости (табл.2 [1]),

σHlim1 = 641 МПа

σHlim2 = 456 МПа

SHj − коэффициент безопасности (табл.2 [1]),

SH1= 1.1 SH2= 1.1

KHLj - коэффициент долговечности;

KHLj =1,

здесь NH0j – базовое число циклов при действии контактных напряжений (табл.1 [1]),

NH01= 23.5\*106 NH02 =9.17\*106

Коэффициент эквивалентности при действии контактных напряжений определим по табл.3 [1] в зависимости от режима нагружения: h = 0.18

Суммарное время работы передачи в часах

th = 365L24KгКсПВ = 365\*8\*0.3\*0.5\*0.8\*24 = 8409.6

Суммарное число циклов нагружения

NΣj = 60 nj cth,

где с – число зацеплений колеса за один оборот, с = 1;

1408.020108.000 ПЗ

nj – частота вращенияj-го колеса, n1=731.25 мин-1, n2=146.25 мин-1;

NΣ1 = 60\*1\*731.25\*8409.6= 368971200

NΣ2 = 60\*1\*146.25\*8409.6= 73794240

Эквивалентное число циклов контактных напряжений, NHE j = h NΣj;

NHE1 = 368971200\*0.18 = 66414816

NHE2 = 73794240\*0.18 = 13282963

Коэффициенты долговечности

KHL1 = < 1. Примем KHL1=1

KHL2 = < 1. Примем KHL2=1

Допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса

σHP2 = = 414.55 МПа

σHP1 = = 582.72 МПа

Для прямозубых передач σHP=σHP2

Допускаемые контактные напряжения передачи:

σHP=σHP2= 414.55 МПа

**3.2 Допускаемые напряжения изгиба**

*FPj*=,

где σ*F* lim *j* − предел выносливости зубьев при изгибе (табл.4 [1]),

σ*F* lim 1 = 499.625 МПа σ*F* lim 2 = 337.75 МПа

*SFj* − коэффициент безопасности при изгибе (табл.4 [1]), *SF*1=1.7 , *SF*2=1.7;

*KFCj* − коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки, (табл.4 [1]) *KFC*1=0.65 , *KFC*2=0.65

*KFLj* − коэффициент долговечности при изгибе:

*KFL j=*1.

здесь qj - показатели степени кривой усталости: q1 = 6 , q2 =6 (табл.3 [1]);

NF0 – базовое число циклов при изгибе; NF0 = 4•106.

NFEj – эквивалентное число циклов напряжений при изгибе; NFE j =Fj NΣj.

Коэффициент эквивалентности при действии напряжений изгиба определяется по табл.3 [1] в зависимости от режима нагружения и способа термообработки

F1 = 0.14

F2 = 0.14

NFE1 = 368971200\*0.14= 51655968

NFE2 = 73794240\*0.14= 10331193.6

KFL1 = < 1. Примем KFL1 = 1

KFL2 = < 1. Примем KFL2 = 1

Допускаемые напряжения изгиба:

FP1 = = 191.033 МПа

FP2 = = 129.1397 МПа

**4. Проектный расчёт передачи**

**4.1 Межосевое расстояние**

Межосевое расстояние определяем из условия контактной прочности:

=(*u*+1),

где  - коэффициент вида передачи, = 450

u – Передаточное число, *u*=5

T1 - Крутящий момент на шестерне, T1=132.99 H\*м

 - Допускаемые контактные напряжения передачи, =414,55 МПа

*KН* - коэффициент контактной нагрузки, предварительно примем *KН* =1.2.

Коэффициент ширины зубчатого венца = 0,315 (ряд на с.8 [1]).

Расчетное межосевое расстояние  = 450 (5 + 1)= 226.4 мм

Примем стандартное  из ряда стандартных значений (табл.6 [1]).

= 225 мм

**4.2 Модуль, числа зубьев колёс и коэффициенты смещения**

Модуль выберем из диапазона

*m*== (0.01…0.02)\*225 = 2.25 … 4.5 мм

Округлим *m* до стандартного значения (табл.5 [1]): *m*=4 мм

Суммарное число зубьев для прямозубой передачи

*Z*==  = 112  
При расчете прямозубой передачиполучили *Z* целое число, то примем

*x*= 0, = 0.

Число зубьев шестерни *Z*1 ==  = 19.

Число зубьев колеса *Z*2 = *Z*-*Z*1 = 112-19 = 93.

Фактическое передаточное число *u*ф =  =  = 4.894

**4.3 Ширина зубчатых венцов и диаметры колёс**

Ширину зубчатых венцов и диаметр колеса определим по формуле  
bw2 = = 0.315•225 = 70.875мм.

Округлим bw2 до ближайшего числа из ряда нормальных линейных размеров bw2 = 71 мм. Ширину зубчатого венца шестерни bw1 принимают на 3…4 мм больше чем bw2. Примем bw1 = 75 мм.

Диаметры окружностей зубчатых колес:

делительные окружности dj = mZj,

d1 = 4•19 = 76 мм, d2 = 4•93 = 372 мм,

окружности вершин зубьев daj = dj+2m,

da1 = 76 + 2•4 = 84 мм, da2 = 372 + 2•4 = 380 мм,

окружности впадин зубьев dfj = dj **−** 2.25m,

df1 = 76 **−** 2.25•4= 67 мм, df2 = 372 **−** 2.25•4 = 363 мм.

**4.4 Окружная скорость в зацеплении и степень точности передачи**

*V* =  =  = 2.9 м/с.

где *n1* - Частота вращения шестерни *n*1=731.25 мин-1

Степень точности передачи выбираем по табл.8 [1] в зависимости от окружной скорости в зацеплении: *n*ст = 8

**5. Проверочный расчет передачи**

**5.1 Проверка по контактным напряжениям**

Коэффициент торцевого перекрытия  определили по приближенной формуле

= [1.88 *–* 3.2( + )] cos  = =1.677

Условие контактной прочности передачи имеет вид .

Контактные напряжения равны

=,

где Z- коэффициент вида передачи Z= 9600

*KН* - коэффициент контактной нагрузки,

*KН = KH*α *KH*β *KНV*.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями

*KH*α =1 + *A (n*ст – 5) *Кw*,

где *А* = 0.06 для прямозубых передач;

*Kw* - коэффициент, учитывающий приработку зубьев.

*Kw* = 0.002*НВ*2 + 0.036 (*V* – 9)=0.002\*193+0.036\*(2.9-9)=0.17  
тогда *KH*α =1 + *A (n*ст – 5) *Кw*=1+0.06\*(8-5)\*0.17=1.0306

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса

*KH*β = 1+ (*K* – 1)*Kw*,

где *K* - коэффициент распределения нагрузки в начальный период работы, определяемый по табл.9 [1] в зависимости от коэффициента ширины венца по диаметру.

= 0.5(*u* + 1) =0.5\*0.315\*(5+1)=0.945

*K*=1.04 *KH*β =1+(1.04-1)\*0.17=1.0068

Динамический коэффициент определим потабл.10 [1]

*KНV*=1.15

Окончательно получим

*KH=*1.0306\*1.0068\*1.15=1.19

Расчетные контактные напряжения

 = =412.03 МПа  
Допускается перегрузка по контактным напряжениям не более 5%, рекомендуемая недогрузка до 15%. Расчет перегрузки или недогрузки выполним по формуле

=100=100\*=0.6%

**5.2 Проверка по напряжениям изгиба**

Условия изгибной прочности передачи имеют вид σ*Fj*σ*FPj*.

Напряжение изгиба в зубьях шестерни

для прямозубых передач ,

где *YF*1 − коэффициент формы зуба шестерни;

*KF*- коэффициент нагрузки при изгибе;

Напряжение изгиба в зубьях колеса



где *YF*2 − коэффициент формы зуба колеса.

Коэффициенты формы зуба

*YFj*=3.47 +  + 0.092,  
=0 для шестерни и колеса

где *ZVj* - эквивалентное число зубьев, для прямозубых передач *ZVj* = *Zj*

*ZV*1=19 *ZV*2=93

*YF*1=3.47 +  =4.16 *YF*2=3.47 +  =3.61

Коэффициент нагрузки при изгибе

*KF* = *KF*α *KF*β *KFV*.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями

*KF*α =1 для прямозубых передач

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине колеса

*KF*β = 0.18 + 0.82*K*=1.0328

Динамический коэффициент при *НВ*2 < 350

*KFV* = 1+ 1.5 (*KHV*  – 1)=1,225

Тогда *KF* = 1\*1.0328\*1,225=1.265

Напряжения изгиба

= =61.39 МПа

σ*F*2= = =56.27 МПа

Допускается перегрузка по напряжениям изгиба не более 5 %, недогрузка не регламентируется.

Условия изгибной прочности передачи выполняются, поскольку σ*F*1σ*FP*1 иσ*F*2σ*FP*2.

**5.3 Силы в зацеплении**

Окружная сила *Ft* = ==3499.74 H

Распорная сила *Fr* =*Ft*  =3499.74=1273.9 H

**6. Расчёт и проектирование валов**

**6.1 Проектный расчет валов**

**Первый вал(быстроходный)**

d1 = ,

где Т1 – крутящий момент на первом валу,

[] – пониженные допускаемые напряжения на кручение, []=15 МПа для стали 45.

Тогда d1 = = 35.3 мм.

Округлим до ближайшего числа из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69: d1 = 36 мм.

l­1 = 1.5d­1 = 1.5\*36 = 54 мм. Полученное значение округлим до ближайшего числа из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69 [1]: l1 = 55 мм

d2 = d1 + 5÷8 мм = 36 + 6 = 42 мм. Округлим до ближайшего числа из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69 [1]: d2 = 42 мм.

Из табл. 11 [1] выбираем параметры манжеты, исходя из d2: Dy = 62 мм, by = 10 мм.

l2 = 15 + by + 15÷20 мм = 15 + 10 + 15 = 40 мм.

d3 = d1 +10 мм = 36 + 10 = 46 мм. Округлим до ближайшего числа из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69 [1]: d3 = 45 мм.

Отсюда по табл. 7 [1] определим тип подшипников и некоторые параметры: тип 309, D = 100 мм, B = 25 мм, r = 2,5 мм, dз.п. = 55 мм.

l3 = l7 = 26 мм

d4 = dз.п. = 45 мм

l4 – конструктивно

d5 = d4 + 5÷10 мм = 45 + 7 = 52 мм

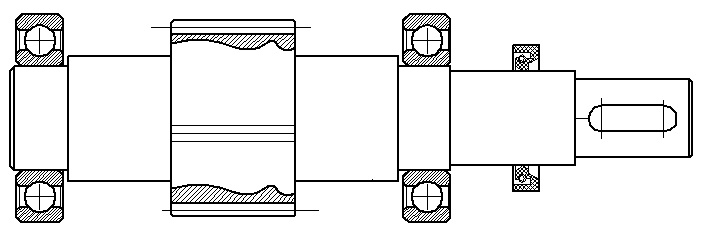
l5 = bw1 = 75 мм

d7 = d3 = 45 мм

l7 = B +1÷2 мм = 26 мм

d6 = dз.п. = 55 мм

l6 – конструктивно

****

**Второй вал(тихоходный)**

d1 = ,

где ТT – крутящий момент на втором валу,

[] – пониженные допускаемые напряжения на кручение, []=15 МПа для стали 45.

Тогда d1 = = 59.9 мм.

Округлим до ближайшего числа из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69: d1 = 60 мм.

l­1 = 1.5d­1 = 1.5\*60 = 90 Полученное значение округлим до ближайшего числа из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69 [1]: l1 = 90 мм.

d2 = d1 + 5÷8 мм = 60 + 5 = 65 мм. Округлим до ближайшего числа из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69 [1]: d2 = 65 мм.

Из табл. 11 [1] выбираем параметры манжеты, исходя из d2: Dy = 80 мм, by = 10 мм.

l2 = 15 + by + 15÷20 мм = 15 + 10 + 15 = 40 мм.

d3 = d2 +5÷8 мм = 65 + 5 = 70 мм. Отсюда по табл. 7 [1] определим тип подшипников и некоторые параметры: тип 314, D = 150 мм, B = 35 мм, r = 3,5 мм, dз.п. = 84 мм.

l3 = (1…2) + B+(15…20) = 2+35+15 = 52 мм

d4 = d3 + 5÷8 мм = 70 + 5 = 75 мм

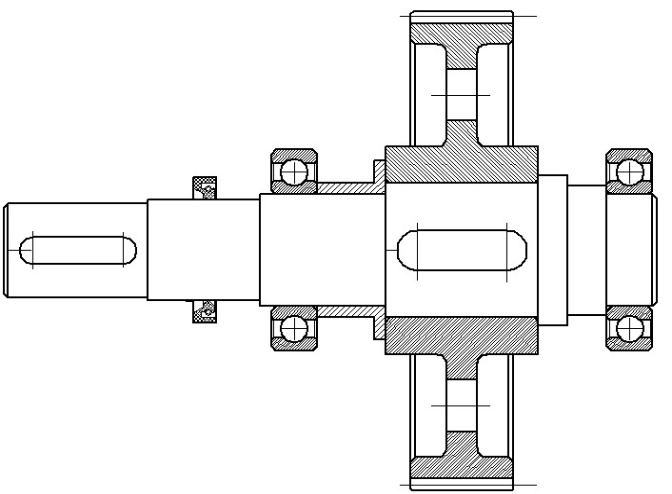
l4 = lс = 1,2\* d2 = 78 мм

d5 = d4 + 5÷10 мм = 75 + 5 = 80 мм

l5 = 10÷15 мм.

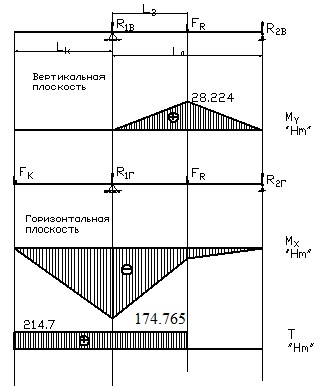
d6 = dз.п. = 84 мм

l6 = 10÷15 мм.

d7 = d3 = 75 мм

l7 = B +1÷2 мм = 36 мм

**6.2 Определение опорных реакций**



**Тихоходный вал:**

Опорные реакции в вертикальной плоскости:

R2В  = , где Fr – распорная сила Fr = 767.52 H, Fa – осевая сила (в прямозубых передачах Fa = 0), L3 – расстояние от точки приложения усилия со стороны зубчатого венца до левой опоры, L0 – расстояние между опорами, d2 – диаметр зубчатого колеса.

L0 = 147 мм

L3 = 0.5\*L0 = 0,5\*147 = 73.5 мм

R2В =  кН

R1В = Fr - R2В = 0,767 – 0,384 = 0,384 кН

Опорные реакции в горизонтальной плоскости:

R2Г =, где Ft = 2.1 кH – окружная сила, Fk – консольная нагрузка от муфты, Lk –расстояние от точки приложения консольной нагрузки до левой опоры.

Fk= 0.125 = 0.125 \*√214.7 = 1.83 кH

Lk = 95.5 мм

R2Г =  кН

R1Г = Ft + Fk - R2Г = 2.11 + 1,83 + 0,114 = 4.054 кН

Fr1 = = = 4,07 кH

Fr2 = = = 0.4 кH

**6.3 Построение эпюр крутящих и изгибающих моментов**

Изгибающие моменты в сечении А (Вертикальная плоскость):

MyA1 = L3\*R1В = 73.5\*0.384 = 28.224 Н\*м

MyA2 = MxA1 = 28.224

Изгибающий момент в сечении А (вертикальная плоскость):

Mx1 = - Lk\*Fk = - 95.5\*1.83 = - 174.765 Н\*м

MxА = - (Lk + L3)\*Fk + L3\*R1B = - (95.5+73.5)\*1.83 + 73.5\*4.054 = -11.3 Н\*м

**6.4 Уточнённый расчёт валов**

Расчет вала в сечении 1:

В сечении действуют М = 174.765 Н\*м, крутящий момент Т = 214,7 Н\*м.

Осевой момент сопротивления: Wx === 12271.846 мм3

Полярный момент сопротивления: Wp === 24543.69 мм3

Площадь сечения 1: A = – bt1 =  = 1963,5 мм2

Определение напряжений:

Напряжения изгиба: σa =  =  = 14,24 МПа

Средние нормальные напряжения: σm =  = 0 МПа

Касательные напряжения: τa = τm === 4,37 МПа

Пределы выносливости:

σ-1 = 0,43\*σb = 0,43\*600 = 258 МПа; τ-1 = 0,58\*σ-1 = 0,58\*258 = 150 МПа.

здесь σb - предел прочности материала вала (табл. 1.5 [1]), σb = 600 МПа.

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений и коэффициенты влияния размера поперечного сечения:

= 0,6+ 0,4 = 0,6\*3,7 + 0,4 = 2,62

Коэффициент влияния шероховатости поверхности:

Примем, что поверхность вала под подшипник получена чистовым шлифованием с Ra = 0,8 мкм. По величине Ra найдем KF по табл. 5.5 [1]: KF = 1,15.

Коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла:

ψσ = 0,02(1+0,01σb) = 0,02(1+0,01\*600) = 0,14

ψτ = 0,5 ψσ = 0,5\*0,14 = 0,07

Коэффициент влияния упрочнения:

Примем, что на участке вала с опасным сечением отсутствует упрочнение.

Тогда KV =1.

Коэффициенты перехода от пределов выносливости образца к пределам выносливости детали:

= (+KF -1)/KV = (3.7+1.15-1)/1 = 3.85

= (+KF -1)/KV = (2.62+1.15-1)/1 = 2.77

Коэффициенты запаса прочности:

== = 12,086

== = 4,71

Общий коэффициент запаса прочности:

S == = 4.388 ≥ [S] = 2 => Усталостная прочность в сечении 1 обеспечена.

1408.020108.000 ПЗ

**7. Выбор подшипников качения и их расчёт**

Эквивалентная динамическая нагрузка

P= Kб KТ (XVFr + YFa),

где X - коэффициент радиальной нагрузки; Y - коэффициент осевой нагрузки; Kб=1.3 – коэффициент безопасности (табл.1.6. [1]); KТ - температурный коэффициент, KТ=1 при температуре подшипникового узла T <105; V – коэффициент вращения, V=1 при вращении внутреннего кольца подшипника.

Для шарикоподшипников радиальных однорядных параметр осевого нагружения e определяют по формуле из табл. 2.6. [1]

е =0.518=0 ≥ 0,19

Если e следует принять X=1, Y=0.

Окончательно получим = 0,

X =1 Y =0 P = 4.07\*1.3 = 5.291

Долговечность подшипника при максимальной нагрузке, ч:

Lh=,где m=3 показатель степени кривой усталости для шарикоподшипников.

C0 = 23.2 кН – динамическая грузоподъёмность

n= 243.75 мин-1 – частота на ведомом (тихоходном) валу

Lh== = 5764.41 ч

Если задан типовой режим нагружения, то эквивалентная долговечность подшипника

LE = , где h - коэффициент эквивалентности, определяемый по табл.4.6 [1] в зависимости от типового режима нагружения:

h= 0.125 (лёгкий режим нагружения)

LE = 5764.41/0.125 =46115.28

Для подшипников зубчатых редукторов должно выполняться условие LE 10000 ч.

Поскольку условие выполняется, то подшипник удовлетворяет заданным условиям работы.

**8. Проверка шпонок на смятие**

Тихоходный вал

Расчет выполняется как проверочный на смятие по формуле

=[],

где T – крутящий момент на участке вала со шпоночным пазом, Н⋅м; d - диаметр вала;

h – высота шпонки; t1 – глубина паза на валу; lр – рабочая длина шпонки, для шпонок со скругленными торцами lр =l – b, здесь l – длина шпонки; b – ширина шпонки, [] - допускаемое напряжение смятия. Для стальных ступиц при реверсивном приводе

[]=120 МПа. Результаты расчета шпонок представлены в виде таблицы.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Размеры шпонки, мм | | | | t1, мм | T, Н⋅м | , МПа |
| b | h | l | lр |
| 12 | 8 | 50 | 38 | 5 | 214.7 | 89.68 |

= = 89.68 МПа 120 МПа

Быстроходный вал

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Размеры шпонки, мм | | | | t1, мм | T, Н⋅м | , МПа |
| b | h | l | lр |
| 10 | 8 | 32 | 24 | 5 | 73.8 | 68.33 |

= = 68.33 МПа 120 МПа

Все вышеуказанные шпонки проходят по расчету на смятие.

**9. Определение размеров корпуса редуктора**

δ = 0.025aw + 1 = 0.025\*225+1 = 6.625 < 8. δ ≥ 8 мм – толщина стенки корпуса, δ = 8 мм.

dб1­ = 0.036aw +12 = 0.036\*225+12 = 20.1 мм – диаметр фундаментального болта. Округлим по табл.5 [2] до 20 мм (М20).

dб2 = (0.7…0.75)dб1 = 0.7\*20 = 14 мм – диаметр болтов крепления крышки корпуса к основанию у подшипника. По табл.5 [2] округлим до 12 мм (М12).

dб3 = (0.5…0.6)dб1 = 0.5\*20 = 10 – диаметр болтов крепления крышки корпуса к основанию на фланцах. По табл.5 [2] округлим до 10 мм (М10).

L1 = 3 + δ + b1 = 3 + 8 + 48 = 59 мм – расстояние от внутренней стенки корпуса до лапы, b1 ­= 48 мм по табл.5. [2]

P1 = 3 + δ + a1  = 3 + 8 + 25 = 36 мм - расстояние от внутренней стенки корпуса до фундаментального болта, a1 = 25 мм по табл.5. [2]

L2 = 3 + δ + b2 + t = 3 + 8 + 33 + 4 = 48 – ширина фланцев у подшипников, t = 4 мм – высота бобышки, b2 = 33 по табл.5. [2]

P2 = 3 + δ + a2 = 3 + 8 + 18 = 29 мм – расстояние от внутренней стенки корпуса до оси болта с диаметром dб2, a2 = 18 мм по табл.5. [2]

L3 = 3 + δ + b3 = 3 + 8 + 28 = 39 мм – ширина фланцев у подшипников,

b3 = 28 мм по табл. 5. [2]

P3 = 3 + δ + a3 = 3 + 8 + 15 = 26 мм – расстояние от внутренней стенки корпуса до оси болта с диаметром dб3, a3 = 15 мм по табл.5. [2]

Lb1 = 0.5D + (1…1.25)dб2 = 0.5\*100 + 1\*12 = 62 мм – расстояние от оси болта dб2 до оси первого вала, D – наружный диаметр подшипников первого вала.

Lb2 = 0.5D + (1…1.25)dб2 = 0.5\*150 + 1\*12 = 87 мм – расстояние от оси болта dб2 до оси второго вала, D – наружный диаметр подшипников второго вала.

y = 5…12 = 5 мм – расстояние от головки болта крепления крышки подшипника до границы хвостовика вала.

f = 1.2 δ = 9.6 мм – расстояние от окружности вершин зубчатого колеса до стенки корпуса редуктора

Глухая крышка быстроходного вала

В соответствии с табл. 8 [2] при D = 100 мм принимаются следующие параметры крышек:

dб = 10 мм. – диаметр болта крепления крышки.

n0 = 6 – число отверстий для крепления крышки.

d0 = 11 мм. – диаметр отверстия в крышке

d1 = D - 1.5 = 98.5 мм.

d2 = 0,85D = 85 мм.

d3 = D + 2dб = 120 мм.

d4 = D + 4.5dб =145 мм.

E = 10 мм.

e1 = 12 мм.

C = 2 мм.

R = 0,6 мм.

Глухая крышка тихоходного вала

В соответствии с табл. 8 [2] при D = 150 мм принимаются следующие параметры крышек:

dб = 12 мм. – диаметр болта крепления крышки.

n0 = 6 – число отверстий для крепления крышки.

d0 = 13 мм. – диаметр отверстия в крышке

d1 = D - 1.5 = 148 мм.

d2 = 0,85D = 127,5 мм.

d3 = D + 2dб = 174 мм.

d4 = D + 4.5dб =204 мм.

E = 12 мм.

e1 = 15 мм.

C = 2 мм.

R = 0,8 мм.

Сквозная крышка быстроходного вала

В соответствии с табл. 8 [2] при D = 80 мм принимаются следующие параметры крышек:

dб = 10 мм. – диаметр болта крепления крышки.

n0 = 6 – число отверстий для крепления крышки.

d0 = 11 мм. – диаметр отверстия в крышке

d1 = D - 1.5 = 98.5 мм.

d2 = 0,85D = 85 мм.

d3 = D + 2dб = 120 мм.

d4 = D + 4.5dб =145 мм.

E = 10 мм.

e1 = 12 мм.

C = 2 мм.

R = 0,6 мм.

d5 = d + 1 = 43 мм.

d6 = Dy = 62 мм.

d = d2 = 42 мм.

b = by + (1...2) = 11мм.

S = 3 мм.

Сквозная крышка тихоходного вала

В соответствии с табл. 8 [2] при D = 90 мм принимаются следующие параметры крышек:

dб = 12 мм. – диаметр болта крепления крышки.

n0 = 6 – число отверстий для крепления крышки.

d0 = 13 мм. – диаметр отверстия в крышке

d1 = D - 1.5 = 148 мм.

d2 = 0,85D = 127,5 мм.

d3 = D + 2dб = 174 мм.

d4 = D + 4.5dб =204 мм.

E = 12 мм.

e1 = 15 мм.

C = 2 мм.

R = 0,8 мм.

d5 = d + 1 = 66 мм.

d6 = Dy = 80 мм.

d = d2 = 65 мм.

b = by + (1...2) = 11мм.

S = 3.5 мм.

**10. Смазка**

**10.1 Смазка зубчатых колёс, выбор сорта масла**

Выберем кинематическую вязкость масла в соответствии с таблицей 3 [2].

Так как σHP = 414.55 МПа < 600 МПА. В соответствии со скоростью

*V* = 2.68 м/с выбираем жидкие масла. Используем картерный способ окунания. (окунание колеса в масляную ванну)

Кинематическая вязкость равна 28 мм2/с.  
Принимаем сорт масла – И-Г-А-32.

**10.2 Смазка подшипников**

Т. к. V = 2.68 м/с ≥ 1 м/с, то для подшипников качения будет использоваться жидкое масло И-Г-А-32.

**11. Уплотнительные устройства**

Манжеты резиновые армированные выбираются из табл. 11 [2] в соответствии с

ГОСТ 8752-79 по диаметру вала.

**Первый вал**

d2 = 36 мм. Dy = 55 мм. by = 10 мм.

**Второй вал**

d2 = 45 мм. Dy = 65 мм. by = 10 мм.

Где Dy – наружный диаметр, а by – ширина манжет.

Для крышек возьмём прокладку поранит в соответствии с ГОСТ 481-80

**Заключение**

В данном курсовом проекте спроектирован привод, состоящий из электродвигателя, соединенный посредством муфты с быстроходным валом одноступенчатого цилиндрического прямозубого редуктора. Рассчитали зубчатую передачу, выбрали двигатель, спроектировали валы, корпус редуктора. Проверены на прочность передачи, валы и шпонки. Определена долговечность подшипников редуктора, выбран способ смазки и смазочный материал.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

* + 1. Баранов Г.Л. Расчет деталей машин. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2005. – 172 с.
    2. Баранов Г.Л. проектирование одноступенчатого цилиндрического редуктора: учебное пособие / Г.Л. Баранов. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2007. 48 с.