**Содержание**

Введение

1.Энергетический и кинематический расчет привода

1.1 Определение общего передаточного числа и разбивка его по ступеням

1.2 Определение мощности на валах ,частоты вращения валов и крутящих моментов на валах

2.Расчет передач

2.1 Расчет прямозубой цилиндрической передачи тихоходной ступени

2.2 Расчет закрытой ортогональной конической передачи

2.3 Расчет закрытой косозубой цилиндрической передачи быстроходной ступени

3.Расчет валов

3.1 Расчет быстроходного вала

3.1.1 Материалы и термообработка валов

3.1.2 Проектный расчет валов

3.1.3 Проверочный расчет валов

3.2.Расчет промежуточного вала

3.2.1 Материалы и термообработка валов

3.2.2 Проектный расчет валов

3.2.3 Проверочный расчет валов

3.3.Расчет промежуточного вала

3.3.1 Материалы и термообработка валов

3.3.2 Проектный расчет валов

3.3.3 Проверочный расчет валов

3.4.Расчет тихоходного вала

3.4.1 Материалы и термообработка валов

3.4.2 Проектный расчет валов

3.4.3 Проверочный расчет валов

4.Расчет и подбор подшипников

4.1.Расчет подшипников быстроходного вала

4.1.1 Выбор типа подшипников

4.1.2 Расчет подшипника

4.2.Расчет подшипников промежуточного вала

4.2.1 Выбор типа подшипников

4.2.2 Расчет подшипников

4.3.Расчет подшипников промежуточного вала

4.3.1 Выбор типа подшипников

4.3.2 Расчет подшипника

4.4.Расчет подшипников тихоходного вала

4.4.1 Выбор типа подшипников

4.4.2 Расчет подшипника

5.Расчет шпоночных соединений

5.1 Расчет шпоночного соединения промежуточного вала

5.2 Расчет шпоночного соединения промежуточного вала

5.3 Расчет шпоночных соединений тихоходного вала

5.3.1 Расчет соединения вал-ступица колеса

5.4 Расчет соединения вал-муфта

5.4.1 Расчет соединения вал-муфта на быстроходном валу

5.4.2 Расчет соединения вал-муфта на тихоходном валу

6.Подбор муфты

6.1 Подбор муфты на тихоходный вал

6.2 Подбор муфты на быстроходный вал

7.Выбор и обоснование способа смазки передач и подшипников

Литература

**Введение**

Проектный расчет цепного конвейера включает в себя электродвигатель АИР 71В2 ТУ 16-525.564-84 исполнение 1081, крутящий момент которого передается через муфту упругую со звездочкой 31,5-18-1-22-1 УЗ ГОСТ 14084-76 на редуктор. С помощью редуктора увеличивается крутящий момент и уменьшается частота вращения на приводном валу. От редуктора крутящий момент передается через муфту цепную 250-40-1,1 ГОСТ 20742-75 на тяговую звездочку. Электродвигатель с редуктором устанавливаются на раму изготовленной из швеллеров.

Станция приводная служит для привода цепного конвейера.

**1. Энергетический и кинематический расчёт привода**

Исходные данные

Рэд - мощность электродвигателя, кВт

nэд-частота вращения вала электродвигателя, мин-1

Uобщ – передаточное число редуктора

Рэд = 1,1 кВт

nэд = 2805 мин-1

Uобщ = 50

**1.1 Разбивка общего передаточного числа по ступеням**

Рассмотрим коническо-цилиндрическую часть как редуктор.

Uт= 1,1√Uред=1,1 = 7,78

Согласуем со стандартными значением по СТ СЭВ 229-75

Uт = 8 [1]

Uб = 2,5 [1]

Uк.ц. = 8⋅2,5=20= Uт

Uб = Uред/Uт = 50/20 = 2,5

Согласуем со стандартными значением по СТ СЭВ 229-75

Uбст = 2,5

Назначим электродвигатель 71В2 ТУ16-525.564-84. Исполнение 1081. Рэд=1,1кВт, n=2805мин-1

**1.2 Определение мощности на валах, частоты вращения валов и крутящих моментов на валах**

Мощности на валах определяют через мощность электродвигателя

P1 = Pэ ⋅ ףм =1,1 ⋅ 0,98 = 0,98 кВт

P2 = P1 ⋅ ףц.п. = 1,078 ⋅ 0,97 = 1,046 кВт

P3 = P2 ⋅ ףк.п. = 1,046 ⋅ 0,96 = 1,004 кВт

P4 = P3 ⋅ ףц.п. = 1,004 ⋅ 0,97 = 0,974 кВт

Частоты вращения валов могут быть определены через частоту вращения вала электродвигателя. Если вал редуктора непосредственно соединяется с валом электродвигателя, то

n1 = nэ =2805 мин-1

n2 = n1 /u2 = 2805/2.5 = 1122 мин-1

n3 = n2 /u3 = 1122/2,5 = 448,8 мин-1

n4 = n3 /u4 = 448,8/8 = 56,1 мин-1

Крутящие моменты определяются по формуле:

Ti = 9550 ⋅ Pi/ni, Н⋅м

где Ti - крутящий момент на i-том валу, Н • м;

Рi - мощность на i-том валу, кВт;

n - частота вращения i-того вала, мин-1

T1 = 9550 ⋅ P1/n1 = 9550 ⋅1,078/2805 = 3,67. Н⋅м

T2 = 9550 ⋅ P2/n2 = 9550 ⋅11,046/1122 =8,9 Н⋅м

T3 = 9550 ⋅ P3/n3 = 9550 ⋅1,004/448,8 = 21,364. Н⋅м

T4 = 9550 ⋅ P4/n4 = 9550 ⋅0,974/56,1 = 165,806 Н⋅м

Результаты произведенных расчетов, в соответствии с таблицей 1, являются исходными данными для последующих расчетов передач.

Таблица 1. Результаты расчётов.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Валы | Мощности на валах, кВт | Частоты вращения валов, мин-1 | Крутящие моменты на валах, Нм | Передаточные числа передач |
| 1234 | 1,0781,0461,0040,974 | 28051122448,856,1 | 3,678,921,364165,806 | 502,52,58 |

**2. Расчёт передач**

**2.1 Расчёт прямозубой цилиндрической передачи тихоходной ступени**

Исходные данные:

T1 = 21,36 Н⋅м;

Тг = 165,81 Н⋅м;

n1 = 448,8 мин-1

n2 = 56,1 мин-1

u = 8

L = 5 лет

Кс = 0,33 [1]

KГ = 0,5 [1]

Выбор материала и термической обработки колес.

Шестерня -Сталь 45 -улучшение, Н = 269-302 НВ

Колесо -Сталь 45 - улучшение, Н =235-262НВ

Определение допускаемых напряжений

Определяем срок службы передачи

Срок службы передачи tΣ, ч, определяют по формуле:

tΣ = L ⋅ 365 ⋅ Kг ⋅ 24 ⋅ Кс = 5⋅365⋅0,5⋅24⋅0,33 = 7227 часов

Определение допускаемых напряжений на контактную прочность

[σ]HO допускаемое напряжение, МПа, определяется по формуле:

[σ]H = [σ]HO ⋅ ZN

где [σ]HO базовое допускаемое напряжение, МПа;

ZN -коэффициент долговечности

Базовые допускаемые напряжения [σ]HO для зубчатых колес, работающих при постоянном режиме в зоне горизонтального участка кривой усталости, определяются по формуле:

[σ]HO =σHlim ⋅ ZR ⋅ ZV/SH,

где σHlim - длительный предел контактной выносливости, определяемый в зависимости от термообработки и группы материалов, МПа;

ZR - коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей ZR= 0,95;

ZV - коэффициент, учитывающий влияние скорости,ZV *= 1* [1]

SH *-* коэффициент запаса прочности, SH =1,2 - при однородной структуре материала;

Коэффициент долговечности ZN определяется по формуле:

ZN = √ NHO/NHE>1,

где NHO - базовое число циклов нагружения;

NHE - эквивалентное число циклов нагружения;

*т -* показатель степени кривой усталости поверхностныхслоев зубьев, *т=6.*

Базовое число циклов нагружения *NHO* принимается равным

NHO = HB3 < 12⋅107

Эквивалентное число циклов нагружения NHE определяется по зависимости:

NHE = 60 ⋅ n ⋅ tΣ ⋅Σ ( Ti /TH)m/2 ⋅ ti/t =60 ⋅ n ⋅ tΣ Σ(a1b13 + a2b23 + a3b33)

где a, b - коэффициенты с графика нагрузки

Шестерня

[σ]HO = (2⋅285,5+70)⋅0,95⋅1/1,2 = 507,5МПа

NHO = 285,53 = 2,33⋅107

NHЕ = 60⋅448,8⋅7227(0,25⋅13+0,25⋅0,73+0,25⋅0,53+0,25⋅0,33) = 7,27⋅107МПа

ZN = 1,т.к. NHЕ>NHО

[σ]H1 = 507,5Мпа

Колесо

[σ]HO = (2⋅248,5+70)⋅0,95⋅1/1,2 = 448,9Мпа

NHO = 248,53 = 1,53⋅107

NHE =60⋅56,1⋅7227(0,25⋅13+0,25⋅0,73+0,25⋅0,53+0,25⋅0,33) =8,27⋅106

ZN = =1,36

[σ]H2 = 448,9⋅1,36 = 610,5Мпа

За расчётное принимаем наименьшее

[σ]H1 = 507,5Мпа

Определение допускаемых напряжений при расчёте зуба на изгиб допускаемое напряжение на изгиб [σ]F, МПа, определяется по формуле:

[σ]F = [σ]FО ⋅ YA⋅ YN

где [σ]FО *-* базовые допускаемые напряжения изгиба при нереверсивной нагрузке, МПа;

*YA -* коэффициент, вводимый при двустороннем приложении нагрузки: *YA=1*[1]

Базовые допускаемые напряжения на изгиб [σ]FО для зубчатых колес, работающих в зоне горизонтальной ветви кривой усталости при нереверсивной нагрузке, определяются по формуле:

[σ]FО = σFim⋅YR⋅YX⋅Yб/SF

где σFim - предел выносливости, определяемый на зубьях при отнулевом цикле, МПа;

Коэффициент долговечности *YN* определяют как:

*YN= √NFO/NFE>1*

где *NFO* *-* базовое число циклов нагружения, *NFO* =4⋅106

*NFЕ -* эквивалентное число циклов нагружения;

*т ~* показатель степени кривой выносливости;

*т=6-*улучшение, нормализация, азотирование;

Эквивалентное число циклов нагружения *NFЕ* определяются по формуле:

*NFЕ =* 60⋅ n ⋅ tΣ Σ(Ti/TH)m ⋅ ti/t =

60 ⋅ n ⋅ tΣ Σ(a1b1m+ a2b2m+ a3b3m}

Шестерня

[σ]FО =1,75⋅285,5⋅1⋅1⋅1/1,7 =293,9МПа

*NFЕ =* 60⋅448.8⋅7227(0,25⋅16+0,25⋅0,76+0,25⋅0,56+0,25⋅0,36) = 5.52⋅107

YN = 1, т.к. NFE > NFO [1]

[σ]F1 =293,9⋅1⋅1=293,1Мпа

Колесо

[σ]FО =1,75⋅248,5⋅1⋅1⋅1/1,7 =255,8Мпа

NFЕ = 60⋅56.1⋅7227(0,25⋅16+0,25⋅0,76+0,25⋅0,56+0,25⋅0,36) = 6.81⋅106

YN = 1, т.к. NFE > NFO [1]

[σ]F2 = 255.8⋅1⋅1.0 = 255.8МПа

Расчёт закрытых зубчатых цилиндрических передач

Определение межосевого расстояния

aw = Ka ⋅(u+1)⋅√KH⋅T1/ ψa ⋅u⋅[σ]H2,

где aw- межосевое расстояние, мм;

Ka - вспомогательный коэффициент, Ka = 450 [1];

ψa- коэффициент ширины;

Коэффициент нагрузки определяется как произведвние трёх коэффициентов:

KH = KHα⋅KHβ⋅KHV,

где KHα – коэффициент распределения нагрузки между зубьями;

KHβ - коэффициент концентрации нагрузки;

KHV – коэффициент динамичности нагрузки.

Коэффициент распределения нагрузки между зубьями для прямозубых колес,

*КНа* =1[1] ,

Ψbd = 0.5 Ψba(u+1) =0.5⋅0.315(8+1) = 1.42

KHβ = 1.13 [1]

KHV = 1.2 [1]

KH =1⋅1.13⋅1.2 = 1.36

aw = 450\*(8+1) мм

Согласуем со значением нормального ряда чисел: aw = 140мм

Определение модуля передачи

m = (0.01-0.02) aw; m = 1.4 …2,8мм

m1 = 1.5m2 = 1.75 m3 = 2m4 = 2.25 m5 = 2.5

Выбираем стандартный модуль (по ГОСТ 9563-80) m = 1.75мм

Определение суммарного числа зубьев для прямозубых передач

zΣ = 2⋅aw/m = 2⋅140/1.75 =160

Определение числа зубьев шестерне

z1 = zΣ/u+1 =160/9 = 17,8 = 18

Определение числа зубьев колеса для внешнего зацепления

z2 = zΣ- z1 = 160-18 = 142

Определение геометрических размеров колес

Шестерня Колесо

Делительные диаметры

d1 = m⋅z1 = 1.75⋅18 = 31.5mm

d2 = m⋅z2 = 1.75⋅142 = 248.5mm

Hачальные диаметры

dw1 = d1 = 31.5мм

 dw2 = d2 = 248.5мм

Диаметры вершин зубьев

da1 = d1 +2m = 31.5+2⋅1.75 = 35mm

da2 = d2 +2m =248.5+2⋅1.75 = 252mm

Диаметры впадин зубьев

df1 = d1-2.5m = 31.5-2.5⋅1.75 = 27.125mm

df2 = d1-2.5m = 248.5-2.5⋅1.75 =224,125мм

Ширины

b1 =b2 +5 = 50

b2 = Ψa⋅aw = 0.315⋅140 = 44.1;

b2 = 45mm

Определение усилий в зацеплении

Окружное усилие

Ft = 2⋅T/d

где Ft- окружное усилие, кН

T - крутящий момент на зубчатом колесе, Н • м;

d - делительных диаметр колеса, мм;

Ft = 2⋅21,36/31,5 = 1,35кН

Радиальное усилие для прямозубой передачи

Fr=F⋅tgaw,

где aw - угол зацепления, aw =20° для стандартной и равносмещенной передачи.

Радиальное усилие для косозубой передачи определяют по формуле

Fr = 1,35⋅tg200 =0,49кН

Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Для этого производят оценку изгибной прочности, т.е. находят отношения

[σ]F1/YF1 и [σ]F2/ YF2

YF1 = 4,25 YF2 = 3,75

293,9/4,25 < 255,8/3.65

69.2<70,1

Проверочный расчёт на изгиб ведётся по шестерне

σF = 2⋅103⋅ YF⋅KFβ⋅KFV⋅T/(m2⋅2⋅b)< [σ]F,

где σF *-* рабочее напряжение изгиба, МПа;

KFβ *-* коэффициент концентрации нагрузки;

KFV *-* коэффициент динамичности нагрузки.

Ψbd = 45/31.5 = 1.43 ⇒ KFβ = 1.28 [1]

Для определения коэффициента динамичности нагрузки предварительно необходимо определить окружную скорость колеса

V= π⋅d⋅n/6⋅104,

где *V -* скорость колеса, м/с;

*d-* делительный диаметр, мм;

*π -* частота вращения колеса, мин-1

V =3.14⋅31.5⋅448,8/6⋅104 = 0.74м/с ⇒

KFV = 1,1

σF = 2⋅108⋅4,25⋅1,28⋅1,1⋅21,36/(1,752⋅18⋅50) = 81,5МПа

σF =81,5МПа < [σ]F = 293.9МПа

Проверка зубьев колес на контактную прочность

σH = K√(KHα⋅KHβ⋅ KHV⋅Ft(u+1))/(d1⋅b2⋅u)< [σ]H,

где σH-контактные напряжения, Мпа;

К- вспомогательный коэффициент, К =458 [1];

KHα- коэффициент распределения нагрузки между зубьями, К = 1[1] ;

KHβ- коэффициент концентрации нагрузки;

KHV- коэффициент динамичности нагрузки;

Ft- окружное усилие, Н;

d1- делительный диаметр шестерни, мм;

b2- ширина колеса, мм.

σH = 428√1,13⋅1,04⋅1350(8+1)/(31,5⋅45⋅8) = 480,3МПа

σH = 480,3МПа < [σ]H = 507,5МПа

**2.2 Расчет закрытой ортогональной конической передачи**

Исходные данные

T1 =8.9 T2 = 21,36 n1 = 1122мин-1

n2 = 448,8мин-1 u = 2,5 L = 5лет

Kc = 0.33 Kг = 0.5

**Выбор материала и термической обработки колес**

Шестерня -Сталь 40, Н = 45-50- НRC-улучшение и закалка т.в.ч.

Колесо - Сталь 40, Н = 45-50- НRC -улучшение и закалка т.в.ч

Определение допускаемых напряжений

Определяем срок службы передачи

Срок службы передачи tΣ, ч, определяют по формуле:

tΣ = L ⋅ 365 ⋅ Kг ⋅ 24 ⋅ Кс = 5⋅365⋅0,5⋅24⋅0,33 = 7227 часов

Определение допускаемых напряжений на контактную прочность

[σ]H = [σ]HO ⋅ ZN

[σ]HO =σHlim ⋅ ZR ⋅ ZV/SH,

где σHlim - длительный предел контактной выносливости, определяемый в зависимости от термообработки и группы материалов, МПа;

ZR - коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей ZR= 0,95[1] ;

ZV - коэффициент, учитывающий влияние скорости,ZV *= 1* [1]

SH *-* коэффициент запаса прочности, SH =1,2 - при однородной структуре материала;

Коэффициент долговечности ZN определяется по формуле:

ZN = √ NHO/NHE>1,

где NHO - базовое число циклов нагружения;

NHE - эквивалентное число циклов нагружения;

*т -* показатель степени кривой усталости поверхностныхслоев зубьев, *т=6.*

Базовое число циклов нагружения *NHO* принимается равным

NHO =(10⋅HRC)3<12⋅107

NHO =(10⋅47.5)3<1.07⋅108

Шестерня

NHO =(10⋅HRC)3 < 12⋅107

NHO =(10⋅47.5)3 = 1.07⋅108

NHE = 60⋅ n ⋅ tΣ Σ(a1b13 + a2b23 + a3b33+ a4b44) =

60⋅1122⋅7227(0,25⋅13+0,25⋅0,73+0,25⋅0,53+0,25⋅0,33)= 1,8⋅108

ZN = 1 т.к. NНE > NНO [1]

[σ]HO = (17⋅47.5+200)⋅1⋅1/1.3 = 775МПа

[σ]H1 = 775⋅1 = 755МПа

[σ]HO = (17⋅47.5+200)⋅1⋅1/1.3 = 775МПа

**Колесо**

NHE = 60⋅448,8⋅7227(0,25⋅13+0,25⋅0,73+0,25⋅0,53+0,25⋅0,33)= 7,5⋅107

ZN = √10.7/7,2=1,21

[σ]H2 = 775⋅1,21 = 944,8МПа

[σ]HР = 775МПа

Определение допускаемых напряжений при расчёте зуба на изгиб допускаемое напряжение на изгиб [σ]F, МПа, определяется по формуле

[σ]F = [σ]FО ⋅ YA⋅ YN

[σ]FО = σFim⋅YR⋅YX⋅Yб/SF= 550⋅1,2⋅1⋅1/1,7 = 388,28МПа

*YN= √NFO/NFE>1*

где *NFO* *-* базовое число циклов нагружения, *NFO* =4⋅106 [1]

*NFЕ -* эквивалентное число циклов нагружения;

*т ~* показатель степени кривой выносливости:*т=9*;

*NFЕ =* 60⋅ n ⋅ tΣ (a1b1m+ a2b2m+ a3b3m+a4b4m)

Шестерня

*NFЕ =*60⋅1122⋅7227(0,25⋅19+0,25⋅0,79+0,25⋅0,59+0,25⋅0,39)=1.26⋅108

*YN=1,т.к. NFO<NFE*

[σ]F1 = 388.2⋅1⋅1 = 388.2 МПа

**Колесо**

*NFЕ* =60⋅448,8⋅7227(0,25⋅19+0,25⋅0,79+0,25⋅0,59+0,25⋅0,39)=5,06⋅107

*YN=1,т.к. NFO<NFE*

[σ]F2 = 388.2⋅1⋅1 = 388.2 МПа

Расчет закрытой ортогональной конической передачи

Определение диаметра внешней делительной окружности колеса

de2= 1650\*,

где *de2 -* диаметр внешней делительной окружности колеса, мм;

*KH -* коэффициент нагрузки;

*Т2 -* крутящий момент на колесе, Н • м;

[σ]H2- допускаемые напряжения на контактную прочность МПа;

*V*H *-* коэффициент понижения контактной прочности конической передачи.

Коэффициент нагрузки *KH* определяют как произведение коэффициентов

*KH = KHβ⋅ KHV*

kbe⋅u/(2- kbe) = 0.28⋅2.5/(2-0.285) = 0.42 = *KHβ = 1.27*

kbe= 0.285

de2 = 1650= 84,5мм

Согласуем со стандартными значениями

de2ст = 80мм

Назначение числа зубьев шестерни

zmin = 13

z1/ = 21

z1 = z1/ = 21

de1 = de2/u = 80/2.5 = 32

Определение числа зубьев колеса

Z2 =Z1⋅*и = 21⋅2,5 = 52,5*

Полученное число зубьев округляем до целого числа **-** Z2 = 53

Определение торцевого модуля

mte = de2ст./Z2 = 80/53 = 1.5мм

Согласуем со стандартными значениями

mteст = 1.5мм

Уточнение диаметра делительной окружности колеса

de2 = mteст⋅Z2 = 1,5⋅53 = 79,5мм

∆de2 =│ de2 - de2ст/ de2ст│⋅100% = 0,61% < 4%

Определение внешнего конусного расстояния

Re = 0.5⋅mte ⋅√z12+z22,

где z 1и z2 - фактические числа зубьев шестерни и колеса.

Re = 0.5⋅1,5⋅√212⋅532 = 42,8мм

Определение ширины колес

b = kbe⋅Rbe

и = 0,285⋅42,8 = 12,2мм

Определение углов наклона образующих делительных конусов

δ2 = arctg uфакт. = arctg 2,5 = 680

δ1= 900- δ2 = 900-680 = 220

Определение диаметров колес

**шестерня**

**колесо**

Делительные диаметры

de1 = mte ⋅ z1 = 1.5⋅21 =31.5mm

de2 = mte ⋅ z2 = 1.5⋅53 = 79.5mm

Внешние диаметры

dae1 = de1+2(1+x1)⋅mte⋅cos δ1 =31.5+2⋅(1+0)⋅1.5cos220 = 34.3mm

dae2 = de2+2(1+x2)⋅mte⋅cos δ2 =79.5+2(1+0)1.5cos680 = 80.5mm

Определение усилий в зацеплении

Окружные усилия на шестерне и колесе

Ft1 = Ft2 = 2⋅T1/de1(1-0.5kbe)

где Ft1, Ft2 - окружные усилия, кН;

T1- крутящий момент на шестерне, Н • м ;

de1- делительный диаметр шестерни, мм .

Ft1 = Ft2 = 2⋅8,9/31,5(1-0.5⋅0.285) =0,66кН

Осевое усилие на шестерне

Fa1 = Ft⋅tgα⋅ sinδ1 = 6,6⋅tg200⋅sin220 = 0,09кН

Радиальное усилие на шестерне

Fr1 = Fttgα cos δ1 = 0,66tg200 cos δ1 = 0,22 кН

Осевое усилие на колесе

Fa2 = Fr1 =0,22 кН

Радиальное усилие на колесе

Fr2 = Fa1 = 0.09 кН

Проверка прочности зубьев на изгиб

zv1 = z1/cos δ1 = 21/cos220 = 22.6 = YF1 = 4.86

zv = z2/cos δ2=53/cos680 = 141.5 = YF2 = 4.45

Далее производят оценку изгибной прочности, т.е. находят отношения

σF1 / YF1 < [σ]F2/ YF2

388.2/4.86 < 388.2/4.46

Расчёт ведём по шестерне

σF = 2.7⋅103⋅ YF⋅KFβ⋅ KFV ⋅T/(b⋅ KFV ⋅mte⋅VF) <[σ]F

*где* VF- коэффициент понижения изгибной прочности конической передачи по сравнению с цилиндрической:

VF = 0,85; KFβ = 1+ (KHβ-1)⋅1.5 = 1+(1.27-1)⋅1.5 = 1.41

V = π⋅ de2(1-0.5⋅ kbe) ⋅n2/6⋅104

где n2 – частота вращения колеса, мин-1.

V =3,14⋅79,5⋅(1-0.5⋅0.285)⋅448,8/6⋅104 = 1.6м/с.

8 степень точности

KFV = 1.1 [1];

σF = 2.7⋅103⋅4,86⋅1,41⋅1,1⋅8,9/(12,2⋅31,5⋅1,5⋅0,85) = 369,7МПа

σF = 362Мпа < [σ]F = 388.2 МПа

Проверка

σH = 6.7⋅104 √ KHβ⋅ KHV⋅u⋅T 2/(VH⋅de23) < [σ]H

σH = 6.7⋅104 √1.27⋅1.08⋅2.5⋅21,36/(0.85⋅79.53) = 877,4 МПа

σH = 828.8 Мпа < [σ]H = 852.5 МПа

Считаем перегрузку

ΔσH = ⏐([σ]Н – σН)/ [σ]Н ⏐⋅100% = 4,47%

**2.3 Расчёт закрытой косозубой цилиндрической передачи быстроходной ступени**

Исходные данные

T1 = 3,67 Н•м;

Тг = 7,99 Н•м;

n1 = 2805мин-1

n2 = 1122мин-1

u = 2,5; L = 5 лет

Кс = 0,33

*KГ = 0,5*

**Выбор материала и термической обработки колес**

Шестерня -Сталь 40Х- улучшение, Н = 269-302 НВ

Колесо -Сталь 40Х- улучшение, Н =235-262НВ

Определение допускаемых напряжений

Определяем срок службы передачи

Срок службы передачи tΣ, ч, определяют по формуле

tΣ = L ⋅ 365 ⋅ Kг ⋅ 24 ⋅ Кс = 5⋅365⋅0,5⋅24⋅0,33 = 7227 часов

Определение допускаемых напряжений на контактную прочность [σ]HO допускаемое напряжение, МПа, определяется по формуле

[σ]H = [σ]HO ⋅ ZN

где [σ]HO базовое допускаемое напряжение, МПа;

ZN -коэффициент долговечности

ZN = √ NHO/NHE>1,

где NHO - базовое число циклов нагружения;

NHE - эквивалентное число циклов нагружения;

NHE = 60 ⋅ n ⋅ tΣ (a1b13 + a2b23 + a3b33+ a4b43)

где a, b - коэффициенты с графика нагрузки

**Шестерня**

[σ]HO = (17⋅47.5+200)⋅0.9⋅1/1,3 = 775МПа

NHO =(HВ)3 < 12⋅107; NHO = 285,53 = 2,3⋅107

NHO = 60⋅2805⋅7227(0,25⋅13+0,25⋅0,73+0,25⋅0,53+0,25⋅0,33) = 4.5⋅108

ZN = 1,т.к. NHO<NHE

[σ]H1 = 775⋅1 = 775 МПа

**Колесо**

[σ]HO = (2⋅285,5+70)⋅0,9⋅1/1,2 = 480,8МПа

NHO = НВ3 < 12⋅107

NHO = 248,53 = 1,53⋅107

NHE =60⋅1122⋅7227(0,25⋅13+0,25⋅0,73+0,25⋅0,53+0,25⋅0,33) =1.8⋅108

ZN = 1,т.к. NHO<NHE

[σ]H2 = 480.8⋅1 = 480,8Мпа

Определяем расчётное допускаемое напряжение:

[σ]HР = 0,45([σ]H1+ [σ]H2) = 0,45⋅(775+480,75) = 565,1 МПа

565.1 МПа <1.25⋅480.75 МПа

565.1 МПа <600.1 МПа

Определение допускаемых напряжений при расчёте зуба на изгиб

допускаемое напряжение на изгиб [σ]F, МПа, определяется по формуле:

[σ]F = [σ]FО ⋅ YA ⋅ YN

[σ]FО = σFim⋅YR⋅YX⋅Yб/SF

где [σ]FО *-* базовые допускаемые напряжения изгиба при

нереверсивной нагрузке, МПа;

YA - коэффициент, вводимый при двустороннем

приложении нагрузки: YA=1

YN= √NFO/NFE>1

NFO = 4⋅106

NFЕ =60⋅ n ⋅ tΣ (a1b1m+ a2b2m+ a3b3m+a4b4m)

Шестерня

[σ]FО =550⋅2850⋅1⋅1⋅1/1,7 =323.5МПа

NFЕ = 60⋅2805⋅7227(0,25⋅16+0,25⋅0,76+0,25⋅0,56+0,25⋅0,36) = 3.4⋅108

[σ]F1 =323.5⋅1⋅1=323.5МПа

YN=1т.к. NFO<NFE

**Колесо**

[σ]FО =1,75⋅285,5⋅1⋅1⋅1/1,7 =293.9МПа

NFЕ = 60⋅1122⋅7227(0,25⋅16+0,25⋅0,76+0,25⋅0,56+0,25⋅0,36) = 1.4⋅108

YN=1т.к. NFO<NFE

[σ]F2 = 293.9⋅1⋅1 = 293.9МПа

Расчёт закрытых зубчатых цилиндрических передач

Определение межосевого расстояния

aw = Ka ⋅(u+1),

где aw- межосевое расстояние, мм;

Ka - вспомогательный коэффициент, Ka = 410 [1];

ψa- коэффициент ширины;

KH при симмитричном расположении колес относительно опор =1,3 [1]

aw = 410⋅(2,5+1)мм

Согласуем из значений нормального ряда чисел: aw = 63мм

Определение модуля передачи

mn= (0.016-0.0315) aw

Выбираем стандартный модуль (по ГОСТ 9563-80) mn= 2

Определение суммарного числа зубьев для прямозубых передач

zΣ = 2⋅awcosβ/mn= 2⋅63⋅cos100/2 =62

β =arccos zΣ⋅m/2 aw = arcos 63⋅2/2⋅62= 11,360

Определение числа зубьев шестерне

z1 = zΣ/u+1=62/(2.5+1) = 18

zmin = 17⋅cos10.140 = 16.7

z1 = 18 > zmin= 16.7

Определение числа зубьев колеса для внешнего зацепления

z2 = zΣ- z1 = 62-18 = 44

Определение геометрических размеров колес

**Шестерня Колесо**

Делительные диаметры

d1 = mn⋅z1/ = 2⋅18/ cos11,36=36

d2 = m⋅z2 / cos11,360=2⋅44/ cos11,360 = 89,8мм

Hачальные диаметры

dw1 = d1 = 36мм

dw2 = d2 = 89,8мм

Диаметры вершин зубьев

da1 = d1 +2mn= 36+2⋅2 = 44мм

da2 = d2 +2mn= 89,8+2⋅2 = 93,8мм

Диаметры впадин зубьев

df1 = d1-2.5mn= 36-2.5⋅2 = 31мм

df2 = d2-2.5mn= 89,8-2.5⋅2 = 84,8мм

Ширины

b1 =b2 +5 = 24,8+5 = 29,8мм

b2 = Ψa⋅aw = 0.4⋅62 = 24,8

Определение усилий в зацеплении

Окружное усилие

Ft = 2⋅T/d = 2⋅3,67/36 = 0,204кН

где Ft- окружное усилие, кН. T - крутящий момент на зубчатом колесе, Н • м; d - делительных диаметр колеса, мм;

Радиальное усилие для прямозубой передачи

Fr=Ft⋅tgaw/cosβ = 0.31⋅tg200/ cos11,360 = 0.11 кН

где aw - угол зацепления,

aw =20° для стандартной и равносмещенной передачи.

Осевое усилие

Fa = Ft⋅tgβ = 0.29⋅tg11,360 = 0.04 кН

Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Для этого производят оценку изгибной прочности, т.е. находят отношения

[σ]F1/YF1 и [σ]F2/ YF2

zV1 = z1/ cos3β= 18/ cos311,360 = YF1=4.18

zV2= z2 cos3β= 44/ cos311,360 = YF2= 3.65

323.5/4.18<293.9/3.65

77.4<80.5

Проверочный расчёт на изгиб ведётся по шестерне

σF = 2⋅103⋅ YF⋅ KFα⋅KFβ⋅KFV⋅T⋅Yε⋅ Yβ ⋅cosβ/(m2n⋅z1⋅ b1) <[σ]F,

где σF - рабочее напряжение изгиба, МПа;

KFβ - коэффициент концентрации нагрузки;

KFV - коэффициент динамичности нагрузки.

KFα - коэффициент распределения нагрузки между зубьями

Yε - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев;

Yβ - коэффициент угла наклона зубьев.

Ψbd = b2/d1 = 24,8/36 = 0.7 = KFβ = 1.06 [1]

V= π⋅d1⋅n1⋅n/6⋅104 = 3.14⋅36⋅2805/6⋅104 = 5,3м/с = KFV = 1,11

KFα = 1,22 [1]

Yε = 1/εα

εα = (1,88-3,2(1/z1+1/z2))cosβ = 1.6 > 1.2

Yε = 1/1.6 = 0.62

Yβ = 1-β/140 = 1-10.14/140 = 0.93

σF = 2⋅103⋅4.18⋅1.22⋅1.05⋅0.93⋅1.11⋅3.67⋅0.62⋅ cos310.140/(1.252⋅18⋅21) =42Мпа

σF = 42 Мпа <[σ]F = 323.5 Мпа

Проверка зубьев колес на контактную прочность

σH = K√KHα⋅KHβ⋅ KHV⋅Ft(u+1)/(d1⋅b2⋅u)< [σ]H,

где σH-контактные напряжения, Мпа;

К - вспомогательный коэффициент, К =376;

KHα- коэффициент распределения нагрузки между зубьями, KHα = 1,07 [1]

KHβ- коэффициент концентрации нагрузки; KHβ = 1,03 [1]

KHV- коэффициент динамичности нагрузки; KHV = 1,04 [1]

Ft- окружное усилие, Н;

d1- делительный диаметр шестерни, мм;

b2- ширина колеса, мм.

σH = 376√1,07⋅1,03⋅1,04⋅310⋅(2,5+1)/(22,9⋅16⋅2,5) = 227,4Мпа

σH = 438.1Мпа < [σ]H = 227,4Мпа

Контактная прочность зубьев обеспечена.

**3. Расчет валов**

**3.1 Расчет быстроходного вала**

**3.1.1 Материалы и термообработка валов**

Основными материалами для валов и осей служат углеродистые легированные стали благодаря высоким механическим характеристикам, способности к упрочнению и легкости получения цилиндрических заготовок прокаткой.

Назначаем сталь 40Х, ТО- улучшение. [σв]=900МПа, [στ]=750МПа.

**3.1.2 Проектный расчет валов**

Проектный (приближенный) расчет валов производят на стадии эскизного проекта, т.е. при компоновке редуктора на миллиметровке. Целью этого расчета является предварительное определение размеров отдельных ступеней вала. Диаметры различных участков валов редуктора определяют по формулам:

d = (0,8-1,2)dэ , (3.1)

dп ≥ d +2t , (3.2)

dБп ≥ dп +3r , (3.3)

где d, dп, dБп – диаметры отдельных участков вала, мм;

t – высота буртика, мм;

r – координата фаски подшипника, мм.

Высоту буртика t и координату фаски подшипника r принимают в зависимости от диаметра d посадочной поверхности [1].

d = (0,8-1,2) ּ16= 12,8-19,2 мм. Назначаем d = 14 мм.

Полученное значение подставляем в выражение (3.2)

dп ≥ 14+2 ּ 3 = 20мм. Назначаем dп = 20 мм.

Полученное значение подставляем в выражение (3.3)

dБп ≥ 20+3 ּ 1,5= 24,5 мм. Назначаем dБп = 24 мм.

**3.1.3 Проверочный расчет валов**

Проверочный расчет валов производят после того как окончательно разработана их конструкция и уточнены размеры.

По чертежу вала составляем расчётную схему, т.е. вал заменяем балкой на двух опорах. К балке прикладываем все внешние, силы нагружающие вал, приводя плоскость их действия к двум взаимно перпендикулярным плоскостям (горизонтальной и вертикальной). При расчете принимаем, что насаженные на вал зубчатые колеса передают силы и моменты валу на серединах ступиц. Численное значение усилий берем из расчета передач.

После составления расчетной схемы определяем реакции в опорах и строим эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях и эпюру крутящего момента. По этим эпюрам предположительно намечаем опасные сечения. Обычно таковыми являются сечения с максимально суммарным сгибающим моментом. Опасными являются сечения с наименьшими диаметрами и места с неблагоприятными концентратами напряжений.

Плоскость YOZ(вертикальная). Определяем реакции в опорах

ΣМА=0; (3.4)

+Fr ּ 39 - RB ּ 74- Fa ּ 18=0;

RB=

Подставляя радиальное усилие Fr=0,068кН и Fa=0.040кН получим

RB=0,026кН.

ΣМb = 0, (3.5)

RА ּ 74-Fr ּ 35-Fa ּ 18=0;

RА =

Подставляя радиальное усилие Fr = 0,49 b Fa=0.040кН получим RА = 0,042 кН.

Строим эпюру изгибающих моментов Мх (Z).

Сечение1-1: Мх = RА ּ Z, (3.7)

Точка А: Z= 0, Мх = 0.

Точка С: Z= 39 мм, Мх = 0,096 ּ 39 = 1,638 Нм.

Сечение 2-2: Мх = RВ ּ Z, (3.8)

Точка В: Z= 0, Мх = 0

Точка С: Z= 35 мм, Мх = 0,108 ּ 35 = 0,91

Плоскость XOZ (горизонтальная).

Определяем реакции в опорах.

Реакцию Rв определяем по формуле (3.4)

Ft ּ 39- Rв ּ 74 =0

Подставляя окружное усилие Ft = 0,204 кН получим

Rв = =0,108кН

Реакцию RА определяем по формуле (3.5)

Ft ּ 35- RА ּ 74 =0

RА = =0,096 кН

Строим эпюру изгибающих моментов МY (Z).

Сечение 1-1: изгибающий момент МY определяется по формуле (3.7)

Точка А: Z= 0, МY = 0

ТочкаС: Z= 39, МY= 0,096 ּ 39=3,7Нм

Сечение 2-2: МY = RВ ּ Z, (3.9)

Точка В: Z= 0, МY = 0

Точка С: Z= 35, МY=3,7Нм.

Опасным является сечение по шестерне (рис.3.1).

На прокатке установлено, что для валов основным видом разрушения является усталостное разрушение. Статическое разрушение наблюдается в основном от действия случайных кратковременных перегрузок. Поэтому расчет валов на усталостную прочность является основным.

Проверочный расчет на усталостную прочность является наиболее точным, но одновременно и очень трудоемким если еще проверяется не одно, а несколько опасных сечений. Поэтому в практике проектирования часто применяют упрощенный расчет. Суть этого расчета состоит в том, что по известным номинальным напряжениям в опасном сечении можно установить будет ли удовлетворяться условие усталостной прочности.

Уточненный расчет производить нет необходимости если выполняется условие

σэ ≤ , (3.10)

где σэ – эквивалентное напряжение, МПа;

σ-1 – предел выносливости, МПа;

ε – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

S – коэффициент запаса сопротивления усталости;

Kv- коэффициент влияния упрочнений, вводимый для валов с поверхностными упрочнением;

Кσ – коэффициент концентрации напряжения.

Эквивалентное напряжение согласно энергетической теории прочности определяют по выражению:

σэ = , (3.11)

где σ – номинальные напряжения изгиба;

τ – напряжения кручения.

σ = , (3.12)

τ = = , (3.13)

Подставляя изгибающий момент Мх = 1,638 Нм, Му = 3,70 Нм и диаметр d = 18,56 мм в выражение (3.12) получим

σ = =0,86 МПа.

Подставляя крутящий момент Т= 3,67 Нм и диаметр d = 36 мм в выражение (3.13) получим

τ = = 0,39 МПа.

Полученные напряжения подставляем в выражение (3.11)

σэ = = 1,09 МПа.

Предел выносливости для Ст. 45 σ-1 = 410МПа [2].

Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения ε= 0,86 [1].

Коэффициент запаса сопротивления усталости назначаем S = 2.

Коэффициент концентрации напряжения Кσ = 1,7 (табл.6.4) [1].

Kv=2, [1] для закалки ТВЧ

Проверяем условие (3.10)

1,09≤

1,09≤207.МПа

Условие выполняется, поэтому уточненный расчет производить нет необходимости.

**3.2 Расчет промежуточного вала**

**3.2.1 Материалы и термообработка валов**

Для изготовления промежуточного вала назначаем Ст. 45, улучшение. [σв]=900МПа, [στ]=750МПа

**3.2.2 Проектный расчет валов**

Диаметры различных участков вала определяют по формулам:

dк ≥ (6-7) , (3.14)

dбк ≥ dк +3 ּ f , (3.15)

dп = dк –3 ּ r , (3.16)

dбп ≥d п +3 ּ r , (3.17)

где Тпр – крутящий моментна промежуточном вале, Нм;

dк, dбк, dп, dп – диаметры отдельных участков вала, мм.

Подставляя крутящий момент Тпр = 35,01 Нм в выражение (3.14) получим

dк ≥(6-7) = 12,4-14,5 мм.

Назначаем dк = 25 мм. dбк ≥ 25+3 ּ 1 = 28 мм.

Назначаем dбк = 28 мм. dп = 25-3 ּ 1,5 = 21,5 мм.

Назначаем dп = 20 мм. dбп ≥ 20+3 ּ 1,5 = 24,5 мм.

Назначаем dбп = 25 мм.

**3.2.3 Проверочный расчет валов**

Плоскость YOZ (вертикальная).

Для определения реакции Rb воспользуемся уравнением (3.4)

- Fr1 ּ 28+Fa2 ּ 45+Fr2 ּ 39+Fa1 ּ 13+Rb ּ 82 = 0;

Подставляя радиальные усилия Fr1 = 0,22 кН, Fr2 = 0,068 кН, Fa1=0.09, Fa2=0.4 получим Rb = 0.007 кН.

Для определения реакции RА воспользуемся уравнением (3.5)

Fa1 ּ 13-Fr1 ּ 110-Fr2 ּ 43+ Fa2 ּ45 +RA ּ 82 = 0;

RA = 0,295 кН.

Строим эпюру изгибающих моментов Мх (z).

Сечение 1-1: Мх определяется по формуле (3.7).

-Fr2 ּ z+Fa ּ13

Точка А: z =0, Мх = 1,17.

Точка С: z =28 мм, Мх = 4,99 Нм.

Сечение 2-2: Мх =-Fr2 ּ z + Fa ּ13+Ra ּ( z -28), (3.18)

Точка В: z =0, Мх = -2.065.

Точка Д: z = 67мм, Мх = -2.065 Нм.

Сечение 3-3 Mx= Rby ּz

Точка А: z =0, Мх = 0.

Точка С: z =43 мм, Мх = 0.301 Нм.

Плоскость XOZ (горизонтальная).

Определяем реакции в опорах .

Реакцию Rb определяем по формуле (3.4)

- Fr1 ּ 28 – Ft2 ּ 39 -Rb ּ 82 = 0;

Подставляя окружные усилия Ft2 = 0,204 кН и Ft1 = 0.66 кН получим Rb = 0.128кН.

Реакцию RА определяем по формуле (3.5)

Ft1 ּ 110 + Ft2 ּ 43 - RАx ּ 82 = 0;

RАx = 0.992 кН.

Строим эпюру изгибающих моментов МY (z).

Сечение 1-1: МY определяется по формуле (3.7)

Точка А: z =0, МY = 0.

Точка С: z = 28мм, МY 18,48 Нм.

Сечение 2-2:

МY = Ft1 ּz-Ra ּ(z-36)

Точка B: z = 28, МY =18.48, z = 28, MY = 275.9

Сечение 3-3 MY = Rb ּz; z = 0, МY =0; z = 43, MY = 81.5

Опасным являются сечения в т.А (рис.3.2)

Проверяем сечение А.

Находим напряжение изгиба по формуле (3.12)

σ = = 23.9 МПа.,

Находим напряжение кручения по формуле (3.13)

τ = = 5.6 МПа.

Полученные напряжения подставляем в выражение (3.11)

σэ = 25.8 МПа.

Предел выносливости для Ст.45 σ-1 = 410 МПа [2].

Коэффициент запаса сопротивления усталости назначаем S=2

Напрессованные на вал детали создают концентрацию напряжений. Влияние на сопротивление усталости напрессовки деталей существенно зависит от размеров. Поэтому ее влияние и влияние размера учитывают общим коэффициентом

 (3.18)

где ζ’-коэффициент , учитывающий предел прочности материала вала;

ζ’’- коэффициент , учитывающий давление в посадке.

ζ’=0,305+0,0014ּσв (3.19)

ζ’’=0,65+0,014ּp (3.20)

ζ’’=1(при p>25МПа) наихудший вариант

ζ’=0,305+0,0014ּ900=1,565

=2,9[1]

Проверяем условие (3.10)

25,8≤

25,8<45,6МПа

Условие выполняется, поэтому уточненный расчет производить нет необходимости.

**3.3 Расчет промежуточного вала**

**3.3.1 Материалы и термообработка валов**

Для изготовления промежуточного вала назначаем Ст. 45, улучшение. [σв]=900МПа, [στ]=380МПа

**3.3.2 Проектный расчет валов**

Подставляя крутящий момент Тпр = 153,1 Нм в выражение (3.14) получим

dк ≥(6-7) = 16,7-19,4 мм.

Назначаем dк = 18 мм. dбк ≥ 18+3 ּ 1 = 21 мм.

Назначаем dбк = 22 мм. dп = 18-3 ּ 1,5 = 13,5мм.

Назначаем dп = 17 мм. dбп ≥ 17+3 ּ1,5 = 20,5мм.

Назначаем dбп = 20 мм.

**3.3.3 Проверочный расчет валов**

Плоскость YOZ (вертикальная).

Для определения реакции Rb воспользуемся уравнением (3.4)

-Fa2 ּ de2/2+Ft2 ּ 40-Fr1 ּ 77-Rb ּ 127= 0;

Rb =.=

Подставляя радиальные усилия Fr1 = 0.49 кН, Ft2 = 0.66, Fa2=0.22кН получим Rb = -0,118кН.

Для определения реакции RА воспользуемся уравнением (3.5)

- Fa2 ּ de2/2- Fr2 ּ87-Fr1 ּ 50 +RA ּ 127 = 0;

RA = = 0,428кН.

Строим эпюру изгибающих моментов Мх (z).

Сечение 1-1: Мх определяется по формуле (3.7).

Точка А: z =0, Мх = 0.

Точка С: z =40 мм, Мх = 17,12 Нм.

Сечение 2-2: Мх =Rа ּ z –Fr2(z-40),

Точка В: z =0, Мх = 17,12.

Точка Д: z = 37мм, Мх = 3,356 Нм.

Сечение 3-3: Мх = -RБ ּ z,

Точка В: z =0, Мх = 17,12.

Точка Д: z = 50мм, Мх = -5,9 Нм

Плоскость XOZ (горизонтальная).

Определяем реакции в опорах .

Реакцию Rb определяем по формуле (3.4)

Ft2 ּ 40 +Ft1 ּ 77 + Rb ּ 127 = 0;

Подставляя окружные усилия Ft2 = 0,66 кН и Ft1 = 1,35 кН получим Rb = -1,02 кН.

Реакцию RА определяем по формуле (3.5)

Ft1 ּ 50 + Ft2 ּ 87+ RА ּ 127 = 0; RА =0,99кН.

Строим эпюру изгибающих моментов МY (z).

Сечение 1-1: МY определяется по формуле (3.7)

Точка А: z =0, МY = 0.

Точка С: z = 40мм, МY = -39,6 Нм.

Сечение 2-2: МY = -Rа ּ40+Ft2(z-40)

Точка B: z = 40, МY =-39.6

Точка С: z = 37 мм, МY =-52,0Нм.

Сечение 3-3: МY = -Rb ּ z

Точка D: z = 40, МY =0

Точка С: z = 50 мм, МY =-52,0Нм

Опасным являются сечения С и Д (рис.3.2)

Проверяем сечение С.

Находим напряжение изгиба по формуле (3.12)

σ = = 53.92 МПа.,

Находим напряжение кручения по формуле (3.13)

τ = = 13,35 МПа.

Полученные напряжения подставляем в выражение (3.11)

σэ = = 78,39 МПа.

σэ = = 58,67 МПа.

Предел выносливости для стали 40Х σ-1 = 387 МПа [2].

Коэффициент запаса сопротивления усталости назначаем S=2

Напрессованные на вал детали создают концентрацию напряжений. Влияние на сопротивление усталости напрессовки деталей существенно зависит от размеров. Поэтому ее влияние и влияние размера учитывают общим коэффициентом ζ’’=1(при p>25МПа) наихудший вариант

Полученные напряжения подставляем в выражение (3.19)

ζ’=0,305+0,0014ּ900=1,565

=3,13[1]

Полученные значения подставляем в выражение (3.18)

Проверяем условие (3.10)

58,08≤

58,08<61,82

Проверяем сечение Д.

Находим напряжение изгиба по формуле (3.12)

σ = 38,12 МПа.,

Находим напряжение кручения по формуле (3.13)

τ = = 5,43 МПа.

Полученные напряжения подставляем в выражение (3.11)

σэ = = 39,26 МПа

Предел выносливости для стали 40Х σ-1 = 387 МПа [2].

Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения ε= 0,72 [1].

Коэффициент запаса сопротивления усталости назначаем S = 2.

Коэффициент концентрации напряжения Кσ = 1,72 [1].

Kv=2, [1] для закалки ТВЧ

Проверяем условие (3.10)

39,26≤

39,26≤88,87МПа

Условие выполняется, поэтому уточненный расчет производить нет необходимости.

**3.4 Расчет тихоходного вала**

**3.4.1 Материалы и термообработка валов**

Для изготовления тихоходного вала назначаем Ст. 45, улучшение.

[σв]=580МПа, [στ]=320МПа.

**3.4.2 Проектный расчет валов**

Диаметры различных участков вала определяют по формулам:

d ≥(5-6) (3.21)

dn ≥d+2ּt (3.22)

dбп ≥ dn +3ּr (3.23)

dк ≥ dбп (3.24)

где Tmux - крутящий момент на тихоходном вале, Нм;

d, dn, dбп, dк, – диаметры отдельных участков вала, мм.

Подставляя крутящий момент Tmux = 671 Нм в выражение (3.21) получим

d ≥ (5-6) = 27.47-32.95 мм.

Согласуем полученный диапазон размеров с муфтой, выбранной по моменту на тихоходном валу

Назначаем d = 50 мм. dn ≥ 50+2ּ4= 58 мм.

Назначаем dn = 50 мм. dбп ≥ 50 +3ּ3 = 59 мм.

Назначаем dбп = 55 мм. Назначаем dк = 55 мм.

**3.4.3 Проверочный расчет валов**

Плоскость YOZ (вертикальная).

Для определения реакции Rb используем уравнение (3.4)

-Fr2 ּ80 -Rb ּ133=0;

Rb =.

Подставляя радиальное усилие Fr2 = 0,49 кН получим

Rb = = 0,295 кН.

Для определения реакции RА используем уравнение (3.5)

ּ85 +RА ּ133-Fr2 ּ 53 = 0

RА = = 0,195 кН.

Строим опору изгибающих моментов Мх (z).

Сечение 1-1: Мх определяется по формуле (3.7).

Точка А: z =0, Мх = 0

Точка С: z = 80 мм, Мх = 15,6 Нм.

Сечение 2-2: Мх = Rbּz

Точка В: z =0, Мх = 0 Нм.

Точка С: z = 53 мм, Мх =15,63 Нм

Плоскость XOZ (горизонтальная).

Реакцию Rb определяем по формуле (3.4)

Ft2 ּ80 -Rb ּ133 =0;

Rb =

Подставляя окружное усилие Ft2 =1,35 кН получим

Rb = 0,812 кН.

Реакцию RА определяем по формуле (3.5)

-Ft2ּ 53 +RА ּ133 =0

RА =

RA=0,538кН

Строим эпюру изгибающих моментов МY (z).

Сечение 1-1: МY определяется по формуле (3.7).

Точка А: z =0, МY = 0.

Точка С: z = 80 мм, МY = 43,04 Нм.

Сечение 2-2: Мy = Rbּz

Точка В: z = 0, МY = 0Нм

Точка С: z = 53мм, МY =43,03Нм.

Опасным является сечение в месте посадки колеса на вал (рис.3.3).

Напряжение изгиба находим по формуле (3.12)

σ = = 2,91МПа.

Находим напряжение кручения по формуле (3.13)

τ = = 4,99 МПа.

Полученные напряжения подставляем в выражение (3.11)

σэ = = 9,12МПа.

Предел выносливости для Ст. 45 σ-1 = 249,4 МПа [2].

Коэффициент запаса сопротивления усталости назначаем S = 2.

Напрессованные на вал детали создают концентрацию напряжений. Влияние на сопротивление усталости напрессовки деталей существенно зависит от размеров. Поэтому ее влияние и влияние размера учитывают общим коэффициентом

ζ’’=1(при p>25МПа) наихудший вариант

Полученные напряжения подставляем в выражение (3.19)

ζ’=0,305+0,0014ּ580=1,11

=3,2[1]

Полученные значения подставляем в выражение (3.18)

Проверяем условие (3.10)

9,12≤

9,12<36,46

Проверяем выходной конец тихоходного вала

Находим напряжение кручения по формуле (3.13)

τ = = 12,95 МПа.

στ ≤ ,

τ-1=162,4МПа;

Коэффициент запаса сопротивления усталости назначаем S = 2.

Коэффициент влияния абсолютных размеров ε=0,70[1]

Эффективные коэффициенты концентраций касательных напряжений Кτ=2[1]

26,84 ≤

26,84≤ 28,42

Условие выполняется, поэтому уточненный расчет производить нет необходимости.

**4. Расчет и подбор подшипников**

**4.1 Расчет подшипников быстроходного вала**

**4.1.1 Выбор типа подшипников**

В соответствии с установившейся практикой проектирования и эксплуатации машин тип подшипника выбирают по следующим рекомендациям.

Для опор валов цилиндрических прямозубых и косозубых колес редукторов и коробок передач применяют чаще всего шариковые радиальные подшипники.

Назначаем подшипник 204 ГОСТ 8338-75.

**4.1.2 Расчет подшипника**

Основными критериями работоспособности подшипников качения является долговечность по усталостному выкрашиванию и статическая грузоподъемность по пластическим деформациям.

Расчет на долговечность выполняют для подшипников, вращающихся с частотой n ≥ 10 об/мин . При n от 1 до 10 об/мин в расчет принимают n = 10 об/мин .

Невращающиеся подшипники или медленно вращающиеся (n < 1 об/мин ) рассчитывают на статическую грузоподъемность.

Расчет подшипников на долговечность производят по формуле

Lh= , (4.1)

где Lh- расчетная долговечность подшипника ;

n- частота вращения вала, об/мин;

Cr- динамическая грузоподъёмность подшипника (берётся из справочных данных по подшипникам), кН;

Pr- эквивалентная нагрузка, кН;

Р- показатель степени, равный в соответствии с результатами экспериментов для шарикоподшипников p=3;

а1- коэффициент, учитывающий надежность работы подшипника;

а23- коэффициент, учитывающий качество металла подшипника и условия эксплуатации;

[Lh]- требуемая долговечность подшипника (для редуктора она равна сроку службы передач t∑), ч.

Нормальной надежностью подшипника считается величина, равная 0,9. Значение коэффициента а1 для такой надежности будет а1 = 1 [1].

Коэффициент а23 зависит от условий работы подшипника. Для обычных условий отсутствие повышенных перекосов и наличие масляной плёнки в контактах назначаем коэффициент а23 = 1[1].

Эквивалентную радиальную нагрузку для радиальных шарикоподшипников определяют по формуле.

Pr = (X ּV ּ Fr +Y ּ Fa) ּ Кδ ּ Кt, (4.2)

где Pr – радиальная нагрузка (суммарная реакция в опоре) ,кН;

Fa – осевая нагрузка, кН;

X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок [1];

V – коэффициент вращения, равный 1 при вращении внутреннего кольца относительно направления нагрузки;

Кδ – коэффициент безопасности, для редукторов и коробок переда Кδ = 1,3 –1,5;

Кt – температурный коэффициент, вводимый при t >100º С.

Рассчитываем опору В и опору А до долговечности, выявляем наиболее нагруженную и по ней производим расчет на долговечность.

Радиальную нагрузку определяем по формуле

FA =, (4.3)

где RAX, RAY- реакция в опоре А, кН.

Осевая нагрузка Fа = 0,04 кН. Сor =6,2

Коэффициенты X и Y зависят от отношения составляющих Fа / V ּ Fr и их уровня, который задается отношением Fа / Сor (табл. 7.1) [1].

Fа / Сor = 0,04 /6,2 = 0,006е=0,27; Fа / V ּ Fr = 0,04 /0,111 = 0,36 > е;

Х = 0,56; Y =2,30; V=1; Kб=1,3; Kt=1.

Полученные значения подставляем в выражение (4.2)

Pr = (0,56 ּ 1 ּ 0,111 + 2,30 ּ 0,04) ּ 1,3 ּ 1 = 0,20

a1=1, a23=0.9, n=2805

L==7227ч.

Требуемая долговечность обеспечивается.

**4.2 Расчет подшипников промежуточного вала**

**4.2.1 Выбор типа подшипников**

Назначаем для промежуточного вала подшипник 204 ГОСТ 8338-75 и 2204 ГОСТ 8328-75.

**4.2.2 Расчет подшипников**

Рассчитываем опору А .

RBy=0.007

RBx=0.1282

RB=0.128

RAy=0.295

RAx=0.993

RA=1.03

Kб=1,3; V=1; Kt=1; a23=0.8; Cr=14.7.

Pr = 1.03 ּ 1.3 ּ 1 ּ 1 = 1.339

L==7227ч.

Требуемая долговечность обеспечивается.

Рассчитываем опору В.

d=20мм; D=47мм; Cr=20.6[1] кН; Cor=10.075[1] кН; Fa=0.13кН.

Pr=(V⋅X⋅Rb+Y⋅Fa) ⋅Kб⋅Kt

Fa/Cor=0.047; e=0.19

==1.014

Pr = (1 ּ 0.56 ּ 0,128 + 2,30 ּ 0,13) ּ 1,3 ּ 1 = 0,48

L =,1056759 ч > 7227 ч.

Требуемая долговечность обеспечивается.

**4.3 Расчет подшипников промежуточного вала**

**4.3.1 Выбор типа подшипников**

Назначаем для промежуточного вала подшипник 7203 ГОСТ 27365-87.

**4.3.2 Расчет подшипника**

Рассчитываем опору В и А

Радиальная нагрузка определяется из выражения (4.3)

Ra = 1.078кН.

Rb = 1.027 кН

e = 0.43

Sa = 0.83 ּ 0.45 ּ 2.5 =0.385

Sb = 0.83 ּ 0.43 ּ 1.027 = 0.233

Sa >Sb

Fa>S2-S1

Fa1=0.366

Fa2=0.983

0.083/Vּ 1.078 =0.912>e

X=0.4; Y= 1.4

Эквивалентная нагрузка определится из выражения:

Pr =(1 ּ 0.4 ּ 1.078 +1,4 ּ 0,938 )1,3 = 2,35 кН.

0.083/1.027 =0.457>e

X=0.4

Y= 1.4

Pr =(1 ּ 0.4 ּ 1.027 +1,4 ּ 0,938 )1,3 = 2,24 кН.

Сr=17,9кН

Наиболее нагружена т.А

Долговечность подшипника определяем по формуле (4.1)

L= 28865,76 ч > 3810 ч.

Требуемая долговечность обеспечивается.

**4.4 Расчет подшипников тихоходного вала**

**4.4.1 Выбор типа подшипников**

Назначаем для тихоходного вала подшипник 210 ГОСТ 8338-75.

**4.4.2 Расчет подшипника**

Рассчитываем опору А и В

Ra=0,572кН

Rb=0,864кН

Cr=27,5кН

Соr=20,2кН

V=1; Kб=1,4

Кt=1

Fa/V ּFr=0<e X=1, Y=0

Эквивалентная нагрузка определится из выражения (4.5)

Pr = (1 ּ 1 ּ 0.864 +0 ּ 0 ) ּ 1,4 ּ 1 = 1.21 кН.

Долговечность подшипника определяем по формуле (4.1)

Lh = = ,3487609 ч > 7227 ч.

Требуемая долговечность обеспечивается.

**5. Расчет шпоночных соединений**

**5.1 Расчет шпоночного соединения промежуточного вала**

Шпоночные соединения нагружаются в основном вращающим моментом.

В данном редукторе применяются призматические шпонки.

Соединение призматическими шпонками ненапряженное. Оно требует изготовления вала и отверстия с большой точностью. Момент передается с вала на ступицу боковыми узкими гранями шпонки. При этом на них возникают напряжения сжатия σСМ , а в продольном сечении шпонки – напряжения среза τ.

Для упрощения расчета допускают, что шпонка врезана в вал на половину своей высоты, напряжения σСМ распределяются равномерно по высоте и длине шпонки, а плечо равнодействующей этих напряжений равно ~ d/2. Рассматривая равновесие вала или ступицы при этих допущениях, получаем условия прочности в виде

σСМ = ≤ [σсм] (5.1)

где σСМ -напряжение смятия, МПа;

Т-вращающий момент, Нм;

d- диаметр вала, м;

lp- рабочая длина шпонки, м;

k-глубина врезания шпонки в ступицу, м;

[ σСМ ]-допускаемое напряжение на смятие, МПа.

Для диаметра вала d =26 мм выбираем шпонку сечением 8х7 и из выражения (5.1) определяем рабочую длину шпонки

lp= (5.2)

Подставляя крутящий момент Т= 8,9 Нм, диаметр вала d =26 мм, глубина врезания k=2,8мм и допускаемое напряжение смятия [σcм] = 125 МПа [3] получим

lp ≥ = 1,9 мм.

Назначаем: шпонка 8х7х18 ГОСТ 23360-78.

Для диаметра вала d = 14 мм выбираем шпонку сечением 5х5 и из выражения (5.2) определяем рабочую длину шпонки Подставляя крутящий момент Т= 21,36 Нм, глубина врезания k=2мм и допускаемое напряжение смятия [σcм] = 125 МПа [3] получим

lp ≥ = 11,8 мм.

Назначаем: шпонка 5х5х12 ГОСТ 23360-78.

**5.2 Расчет шпоночного соединения промежуточного вала**

Для диаметра вала d = 18 мм выбираем шпонку сечением 16х10 и из выражения (5.2) определяем рабочую длину шпонки Подставляя крутящий момент Т= 21,36 Нм, глубина врезания k=2,4мм и допускаемое напряжение смятия [σcм] = 125 МПа [3] получим

lp ≥ = 7,9 мм.

Назначаем: шпонка 6х6х18 ГОСТ 23360-78.

**5.3 Расчет шпоночных соединений тихоходного вала**

**5.3.1 Расчет соединения вал-ступица колеса**

Для диаметра вала d = 55 мм выбираем шпонку сечением 6х6 и из выражения (5.2) определяем рабочую длину шпонки Подставляя крутящий момент Т= 165,8 Нм, глубина врезания k=4мм и допускаемое напряжение смятия [σcм] = 125 МПа [3] получим получим

lp ≥ = 12 мм.

Назначаем: шпонка 16х10х45 ГОСТ 23360-78.

**5.4 Расчет соединения вал-муфта**

**5.4.1 Расчет соединения вал-муфта на быстроходном валу**

Для диаметра вала d = 16 мм выбираем шпонку сечением 6х6 и из выражения (5.2) определяем рабочую длину шпонки. Подставляя крутящий момент Т= 3,67 Нм, глубина врезания k=2мм и допускаемое напряжение смятия [σcм] = 125 МПа [3] получим получим

lp ≥ = 1,8 мм.

Назначаем: шпонка 6х6х35 ГОСТ 23360-78.

**5.4.2 Расчет соединения вал-муфта на тихоходном валу**

Для диаметра вала d = 40 мм выбираем шпонку сечением 12х8 и из выражения (5.3) определяем рабочую длину шпонки. Подставляя крутящий момент Т= 165,8Нм, глубина врезания k=3,2мм и допускаемое напряжение смятия [σcм] = 125 МПа [3] получим

lp ≥ = 20,7 мм.

Назначаем: шпонка 12х8х100 ГОСТ 23360-78.

**6. Подбор муфт**

**6.1 Подбор муфты на тихоходный вал**

Для приближенного расчета вращающего момента Тк, нагружающего муфту в приводе, используют зависимость

Тк = Тн + Тд =КТн, (6.1)

где Тн – номинальный длительно действующий момент, Нм;

Тд – динамическая составляющая момента, Нм;

К – коэффициент режима работы.

Подставляя момент Тн = 165,8 Нм и коэффициент режима работы К = 1,5 в выражение (6.1) получим

Тк = 1,5 ּ165,8 = 248,7 Нм.

По полученному моменту Тк = 248,7Нм и диаметру тихоходного вала dб = 40 мм назначаем муфту

Муфта цепная 250-40-1,1 ГОСТ 20742-75

**6.2 Подбор муфты на быстроходный вал**

Определяем момент Тк по формуле (6.1)

Тк = 1,5 ּ3,67 = 5,5Нм.

По полученному моменту Тк = 5,5Нм и диаметрам электродвигателя

dэ =19 мм и быстроходного вала dб = 16 мм назначаем муфту

Муфта упругая со звездочкой 31,5-16-1-19-1 УЗ ГОСТ 14084-76

**7. Выбор и обоснование способа смазки передач и подшипников**

Для уменьшения потерь мощности на трение, снижения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения и очистки от продуктов износа, а также для предохранения от заедания, задиров, коррозии должно быть обеспеченно надежное смазывание трущихся поверхностей.

Для смазывания зубчатых передач широко применяют картерную смазку. Этот способ смазывания применяют для зубчатых передач при окружных скоростях от 0,3до 12,5м/с. Скорость колеса быстроходной ступени v=5,3м/с, промежуточной v=1,6м/с, тихоходной- v=0,74м/с. При вращении колес масло увлекается зубьями, разбрызгивается, попадает на внутренние стенки корпуса, оттуда стекает в нижнюю его часть, внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе (масленый туман). Которая накрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей. Для смазывания конической передачи используется брызговик, а для косозубой цилиндрической – паразитная шестерня.

Уровень погружения колес цилиндрических редукторов в масляную ванну колеблется в пределах hм ≈ 2m –0,25d2т. В масло погружают колеса промежуточной и тихоходной ступеней.

Важное значение при смазывании передач имеет объем масляной ванны.

V=BּLּH (7.1)

где V- объем масляной ванны, л;

B-ширина редуктора, дм;

L-длина редуктора, дм;

H-высота уровня масла, дм.

V=1,18ּ4,0ּ 0,64=3,0 л

Vуд=V/Рэдв=3,0/1,1=2,7>0.35 л/кВт

От количества залитого масла зависит его старение и частота замены. Емкость масляной ванны, обычно назначают из расчета 0,35-0,7 л/кВт. Для разрабатываемого редуктора – 2,7л/кВт.

Выбор смазочного материала основан на опыте эксплуатации машин. При назначении сорта масла руководствуются следующими соображениями: чем выше окружная скорость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла, чем больше контактные давления на зубья, тем большей вязкостью должно обладать масло.

[σH1]=480,3МПа; V1=0,74м/с;

[σH2]=877,4МПа ; V2=1,6м/с;

[σH3]=227,3МПа ; V3= 5,3м/с.

Назначаем марку масла И-Г-А-46: индустриальное, для гидравлических систем, без присадок, с кинематической вязкостью 41-51мм²/с (сСт).

Для смазывания подшипников качения в проектируемых редукторах применяют масла и пластичные смазочные материалы.

При окружной скорости колес υ ≥ 1 м/с брызгами масла покрываются внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее со стенок масло попадает в подшипники.

**Литература**

1. Черемисинов В.И. Курсовое проектирование деталей машин. Киров:РИО ВГСХА,2002. –163с.,ил.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн.спец.вузов.-5-е изд.,перераб. и доп. М.:Высшая школа, 1998. –447с.,ил.
3. ЧеремисиновВ.И. Расчет деталей машин. Киров:РИО ВГСХА,2001. –233с.,ил.
4. Савченко Ю.А. Стандарт предприятия. Киров:РИО ВГСХА, 2000. –72с.