Министерство общего и профессионального образования

Российской Федерации

# Томский политехнический университет

#### Кафедра теоретической

#### и прикладной механики

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА К ЛЕНТОЧНОМУ КОНВЕЙЕРУ

Пояснительная записка к курсовому проекту

Выполнил: ст-т гр.2Б01

Герасимов А.

Преподаватель:

Снегирёв Д. П.

2004

**Задание на проектирование**

Спроектировать привод к ленточному конвейеру. Окружное усилие на барабане Fб; окружная скорость барабана Vб; диаметр барабана Dб; срок службы привода h.

**Исходные данные**

Fб=4 кН;

Vб=60 м/мин;

Dб=0,3 м;

h=8 лет.

**Расчет и конструирование**



Т

0,5Т

ТП=1,8Т

t

tп= 0.003t

0.3t

0.7t

Т



1 – электродвигатель;

2 – муфта;

3 – редуктор зубчатый цилиндрический двухступенчатый горизонтальный;

4 – муфта;

5 – барабан.

I – вал электродвигателя;

II – быстроходный вал;

III – промежуточный вал;

IV – тихоходный вал;

V – вал конвейера.

(Z1 – Z2) – быстроходная пара;

(Z3 – Z4) – тихоходная пара.

**1 Выбор стандартного электродвигателя**

Выбор стандартного электродвигателя проводят по трём признакам:

1. требуемой мощности;
2. типу;
3. частоте вращения.

**1.1 Определение требуемой мощности электродвигателя**

При выборе мощности электродвигателя необходимо соблюдать следующее неравенство:

 (1.1)

где N – паспортная мощность электродвигателя;

Nтр.ЭД – требуемая мощность электродвигателя.

 (1.2)

где Nраб.зв. – мощность на рабочем звене;

ηпр – коэффициент полезного действия (КПД) привода.

В нашем случае Nраб.зв. = Nv.

Определим мощность на рабочем звене по выражению:

 Вт (1.3)

где F – усилие натяжения ленты конвейера, Н;

 – линейная скорость перемещения ленты конвейера, м/с.

 Вт.

Определим КПД привода:

 (1.4)

где  - КПД муфты, связывающей I и II валы;

 - КПД редуктора;

 - КПД муфты, связывающей IV и V валы;

 - КПД опор звёздочки.

КПД редуктора рассчитываем по следующей формуле:

 (1.5)

где  - КПД пары подшипников качения;

 - КПД зубчатой передачи.

Определим КПД редуктора:

.

Определим КПД привода, принимая КПД муфт  и , равными 1:

.

Зная мощность на рабочем звене и КПД привода, определим требуемую мощность электродвигателя:

 Вт.

На основании выражения 1.1 принимаем ближайшее стандартное значение мощности электродвигателя:

N = 5,5 кН.

**1.2 Выбор типа электродвигателя**

Учитывая условия работы конвейера (большие пусковые нагрузки, запыленность рабочей среды), среди основных типов асинхронных электродвигателей трёхфазного тока выбираем двигатель типа АОП2 – электродвигатель закрытый обдуваемый с повышенным пусковым моментом. Исполнение закрытое, на лапах, без фланца.

**1.3 Выбор частоты вращения вала электродвигателя**

Выбор частоты вращения вала электродвигателя производят с учетом средних значений передаточных отношений отдельных передач. Определим передаточное отношение привода по разрешающей способности:

 (1.6)

где ,  - передаточные отношения зубчатых передач.

На основании рекомендаций [1,7] принимаем:

==3...6.

В нашем случае:

.

Тогда

  (1.7)

где  - частота вращения рабочего звена, об/мин. Она равна:

= (1.8)

где - окружная скорость барабана, м/с;

 - делительный барабана, мм.

= об/мин.

Зная частоту вращения рабочего звена и передаточное отношение редуктора по разрешающей способности, определим возможные частоты вращения вала ЭД:

 об/мин.

Принимаем частоту вращения вала двигателя при известной мощности и типе двигателя, равной 965 об/мин.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Габаритные размеры, мм | | | | | Установочные размеры, мм | | | | | | |
| *L* | *B1* | *B4* | *B5* | *H* | *L3* | *l* | *2C* | *2G* | *d* | *d4* | *h* |
| 468 | 318 | 238 | 165 | 361 | 108 | 80 | 254 | 178 | 38 | 14 | 160 |

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Типо-размер АОП2 | Nном,  кВт | n, об/мин при Nном | Мпуск/Мном |
| 51-6 | 5,5 | 965 | 1,8 |

**2 Кинематический расчёт**

**2.1 Определение общего передаточного отношения привода и разбивка его по ступеням**

По известным частотам вращения электродвигателя и вала рабочего звена определим передаточное отношение редуктора:

.

По имеющимся рекомендациям в литературе разбиваем передаточное отношение по ступеням. Для зубчатого цилиндрического двухступенчатого редуктора:

. (2.1)

Найдем передаточное отношение для первой (быстроходной) ступени:



Найдем передаточное отношение для второй ступени:



**2.2 Определение частот вращения на валах двигателя**

 об/мин;

 об/мин;

 об/мин;

 об/мин;

 об/мин.

**3 Определение крутящих моментов на валах привода**

Крутящий момент на валу I рассчитываем по следующей формуле:

 (3.1)

где  - угловая скорость вала двигателя, 1/с.

Переход от частоты вращения вала к его угловой скорости осуществляется по нижеприведенной формуле, если частота имеет размерность об/мин, а угловая скорость – 1/c:

 (3.2)

В нашем случае угловая скорость вала двигателя равна:

1/c.

Определим крутящий момент на валу I:

 .

При определении крутящего момента на валу II следует учитывать потери мощности на муфте и паре подшипников качения на втором валу. Таким образом, рассчитыавть крутящий момент на валу II следует по формуле:

 (3.3)

где  - КПД пары подшипников качения на втором валу.

 .

Крутящий момент на валу III рассчитываем по нижеприведенной формуле:

 (3.4)

где  - КПД зубчатой передачи первой ступени;

 - КПД пары подшипников качения на третьем валу.

 .

 (3.5)

где  - КПД зубчатой передачи второй ступени;

 - КПД пары подшипников качения на четвертом валу.

 .

 (3.6)

где  - КПД опор пятого вала.

 .

**4 Расчёт цилиндрических косозубых передач редуктора**

**4.1 Расчёт быстроходной ступени**

**4.1.1 Определение межосевого расстояния для быстроходной ступени**

Межосевое расстояние определяется по следующей формуле, см. [1,стр. ]:

, (4.1)

где  - коэффициент нагрузки; при несимметричном расположении колёс относительно опор коэффициент нагрузки заключён в интервале 1,11,3;

 - коэффициент ширины венцов по межосевому расстоянию; для косозубых передач принимаем  равным 0,25, см. [1, стр. 27].

**4.1.2 Выбор материалов**

Выбираем материалы со средними механическими характеристиками: согласно [1, стр.28] принимаем для шестерни сталь 45 улучшенную с твёрдостью НВ 260; для колеса – сталь 45 улучшенную с твёрдостью НВ 280.

**4.1.3 Определение допускаемых контактных напряжений**

Допускаемые контактные напряжения определяются при проектном расчёте по формуле [1, стр.27]:

 (4.2)

где  - предел контактной выносливости при базовом числе циклов. Значения  определяются в зависимости от твердости поверхностей зубьев и способа термохимической обработки. Согласно [1, стр.27] при средней твёрдости поверхностей зубьев после улучшения меньше НВ350 предел контактной выносливости рассчитывается по формуле:

; (4.3)

 - коэффициент долговечности; если число циклов нагружения каждого зуба колеса больше базового, то принимают =1. В других условиях, когда эквивалентное число циклов перемены напряжений  меньше базового , то, согласно [1, стр.28] вычисляют  по формуле:

. (4.4)

Базовое число циклов  определяют в зависимости от твёрдости стали: по [1, стр.27] при твёрдости стали НВ 200-500 значение  возрастает по линейному закону от 107 до . Т.е. для НВ = 260  =, а для НВ = 280 =;

 - коэффициент безопасности; согласно [1, стр.29] для колёс из улучшенной стали принимают =. В данной работе предлагаю использовать среднеарифметическое =1,15.

**4.1.4 Определение эквивалентного числа циклов перемены напряжений**

Эквивалентное число циклов перемены напряжений будем рассчитывать по формуле:

, (4.5)

где  - частота вращения вала, мин-1;

t – общее календарное время работы привода с учётом коэффициента загрузки привода в сутки Kсут = 0,5 и год Kгод = 0,7, а также срока службы привода h = 8 лет;

 часов;

T – момент, развиваемый на валу.

Применительно к нашему графику нагрузки: Т1 = Т при t1 = ;

Т2 =  при t2 = 0,7t.

Определим по формуле 4.4 эквивалентные числа циклов перемены напряжений для валов II, III, IV:



=;



=;



=.

Так как во всех трёх случаях число циклов нагружения каждого зуба колеса больше базового, то принимаем =1.

**4.1.5 Определение допускаемых напряжений для шестерни**

Определяем допускаемые напряжения для шестерни Z1 по выражению 4.2:

 Н/мм2.

**4.1.6 Определение допускаемых напряжений для колеса**

Определяем допускаемые напряжения для колеса Z2 по выражению 4.2:

 Н/мм2.

**4.1.7 Определение расчётного допускаемого контактного напряжения для косозубых** **колёс**

Согласно [1, стр. 29] для непрямозубых колёс расчётное допускаемое контактное напряжение определяют по формуле:

, (4.6)

где  и  - допускаемые контактные напряжения соответственно для шестерни Z1 и колеса Z2.

Найдём расчётное допускаемое контактное напряжение, после чего стоит проверить выполняемость условия 1,23, см [1, стр. 29]:

 Н/мм2;

так как 507,26 Н/мм2 <  Н/мм2, то проверочное условие выполняется.

**4.1.8 Расчёт межосевого расстояния для быстроходной ступени**

По выражению 4.1 рассчитаем межосевое расстояние, принимая :

=

= мм.

Округляем до стандартного значения по СТ СЭВ 229-75  = 125 мм, см. [1, стр. 30].

**4.1.9 Определение модуля**

Согласно [1, стр. 30] модуль следует выбирать в интервале :

= мм;

по СТ СЭВ 310-76, см. [1, стр. 30], принимаем 1,5.

**4.1.10 Определение числа зубьев шестерни Z1 и колеса Z2**

Определим суммарное число зубьев шестерни и колеса по формуле, предложенной в [1, стр. 30]:

, (4.7)

где  - угол наклона линии зуба; для косозубых передач  принимают в интервале , см. [1, стр. 30].

Принимаем предварительно =100 и рассчитываем число зубьев шестерни и колеса:

;

принимаем =164.

Определяем число зубьев шестерни по формуле [1, стр. 30]:

; (4.8)



Принимаем =33.

Рассчитаем :



По полученным значениям оределяем передаточное отношение:

;

расхождение с ранее принятым не должно превышать 2,5%. Вычислим погрешность:

, что меньше 2,5%.

Определим уточнённое значение угла наклона зуба:



отсюда  = 10,260.

После всех округлений проверим значение межосевого расстояния по следующей формуле, см. [1, стр. 31]:

; (4.9)

 мм.

**4.1.11 Определение основных размеров шестерни и колеса**

Диаметры делительные рассчитываются по следующим выражениям, см. [1, стр. 38]:

; (4.10)

. (4.11)

 мм;

 мм.

Проверка:  мм.

Вычислим диаметры вершин зубьев:

; (4.12)

; (4.13)

 мм;

 мм.

Диаметры впадин зубьев:

; (4.14)

; (4.15)

 мм;

 мм.

Ширина колеса:

; (4.16)

 мм.

Ширина шестерни:

мм; (4.17)

мм= мм:

принимаем =35 мм.

**4.1.12 Определение коэффициента ширины шестерни по диаметру**

; (4.18)

.

**4.1.13 Определение окружной скорости колёс и степени точности**

; (4.19)

 м/c.

Согласно [1, стр. 27] для косозубых колёс при до 10 м/с назначают 8-ю степень точности по ГОСТ 1643-72.

**4.1.14 Определение коэффициента нагрузки для проверки контактных напряжений**

Коэффициент КН, учитывающий динамическую нагрузку и неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по ширине венца, определяется следующим выражением, см. [1, стр. 26]:

, (4.20)

где  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

 - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;

 - динамический коэффициент.

По [1, стр. 32] находим:

 = 1,07;  = 1, 06;  = 1,0.



**4.1.15 Проверка контактных напряжений**

Условие для проверочного расчёта косозубых передач, см. [1, стр. 26]:

; (4.21)

 Н/мм2 <  = 499 Н/мм2.

**4.1.16 Расчёт зубьев на выносливость при изгибе**

Проверка зубьев быстроходной ступени на выносливость по напряжениям изгиба проводится по следующему выражению, см. [1, стр. 38]:

, (4.22)

где Ft  - окружная сила, действующая в зацеплении;

, (4.23)

Н;

KF – коэффициент нагрузки;

, (4.24)

пользуясь таблицами 3.7 и 3.8 из [1, стр. 35-36], находим = 1,14 и = 1,1;

.

Коэффициент прочности зуба по местным напряжениям  выбираем в зависимости от эквивалентных чисел зубьев:

для шестерни ; ;

для колеса ; .

Допускаемое напряжение вычисляем по формуле, см. [1, стр. 36]:

. (4.25)

По таблице 3.9 из [1, стр. 37] для стали 45 улучшенной предел выносливости при отнулевом цикле изгиба

 = 1,8 НВ;

для шестерни  Н/мм2;

для колеса  Н/мм2.

Коэффициент запаса прочности . По таблице 3.9 =1,75; =1.

Допускаемые напряжения и отношения :

для шестерни  Н/мм2;  Н/мм2;

для колеса  Н/мм2;  Н/мм2.

Найденное отношение меньше для шестерни, следовательно, дальнейшую проверку мы будем проводить для зубьев шестерни.

Определим коэффициент, учитывающий повышение прочности косых зубьев по сравнению с прямыми, см. [1, стр. 39]:

, (4.26)

где  - угол наклона линии зуба;

.

 = 0,75.

Проверяем зуб колеса по формуле 4.22:

 Н/мм2,

что значительно меньше  Н/мм2.

**4.2 Расчёт тихоходной ступени**

**4.2.1 Определение межосевого расстояния для тихоходной ступени**

Межосевое расстояние тихоходной ступени определяем по той же формуле 4.1, что и для быстроходной, принимая  = 1,14,  = 0,4,  Н/мм2:

=

= мм.

Округляем до ближайшего значения по СТ СЭВ 229-75  = 160 мм, см. [1, стр. 30].

**4.2.2 Выбор материалов**

Для тихоходной ступени выбираем аналогичные материалы, что и для быстроходнодной: сталь легированную 30ХГС улучшенную с твердостью НВ 250 для шестерни с твёрдостью НВ 220 для колеса.

**4.2.3 Определение расчётного допускаемого контактного напряжения для тихоходной ступени**

Значения расчётных допускаемых напряжений для тихоходной и бястроходной ступеней совпадают, т. е.:

 Н/мм2;

**4.2.4 Определение модуля**

Согласно [1, стр. 30], модуль следует выбирать в интервале :

= мм;

по СТ СЭВ 310-76, см. [1, стр. 30], принимаем 2,5.

**4.2.5 Определение числа зубьев шестерни Z3 и колеса Z4**

Определим суммарное число зубьев шестерни и колеса по формуле, предложенной в [1, стр. 30]:

, (4.22)

Принимаем предварительно =100 и рассчитываем число зубьев шестерни и колеса:

;

принимаем =126.

Определяем число зубьев шестерни по формуле [1, стр. 30]:

; (4.23)



Принимаем =27.

Рассчитаем :



По полученным значениям оределяем передаточное отношение:

;

расхождение с ранее принятым не должно превышать 2,5%. Вычислим погрешность:

, что меньше 2,5%.

Определим уточнённое значение угла наклона зуба:



отсюда  = 10,260.

После всех округлений проверим значение межосевого расстояния по следующей формуле, см. [1, стр. 31]:

; (4.24)

 мм.

**4.2.6 Определение основных размеров шестерни и колеса**

Диаметры делительные рассчитываются по следующим выражениям, см. [1, стр. 38]:

; (4.25)

. (4.26)

 мм;

 мм.

Проверка:  мм.

Вычислим диаметры вершин зубьев:

; (4.27)

; (4.28)

 мм;

 мм.

Диаметры впадин зубьев:

; (4.29)

; (4.30)

 мм;

 мм.

Ширина колеса:

; (4.31)

 мм.

Ширина шестерни:

мм; (4.32)

мм= мм:

принимаем =68 мм.

**4.2.7 Определение коэффициента ширины шестерни по диаметру**

; (4.33)

.

**4.2.8 Определение окружной скорости колёс и степени точности**

; (4.34)

 м/c.

Согласно [1, стр. 27] для косозубых колёс при до 10 м/с назначают 8-ю степень точности по ГОСТ 1643-72.

**4.2.9 Определение коэффициента нагрузки для проверки контактных напряжений**

По [1, стр. 32] находим:

 = 1,06;  = 1, 06;  = 1,0.

Используя выражение 4.20, вычисляем коэффициент нагрузки:



**4.2.10 Проверка контактных напряжений**

Для проверочного расчёта косозубой передачи тихоходной ступени воспользуемся той же формулой , что и для быстроходной:

 Н/мм2 <  = 507,2 Н/мм2.

**4.2.11 Расчёт зубьев на выносливость при изгибе**

Проверка зубьев тихоходной ступени на выносливость по напряжениям изгиба проводится по выражению 4.22 с учётом того, что окружная сила, действующая в зацеплении, равна

, (4.35)

Н;

Определим коэффициент нагрузки : пользуясь таблицами 3.7 и 3.8 из [1, стр. 35-36], находим = 1,115 и = 1,1;

.

Коэффициент прочности зуба по местным напряжениям  выбираем в зависимости от эквивалентных чисел зубьев:

для шестерни ; ;

для колеса ; .

Допускаемое напряжение вычисляем по формуле 4.25:

.

По таблице 3.9 из [1, стр. 37] для стали 45 улучшенной предел выносливости при отнулевом цикле изгиба

 = 1,8 НВ;

для шестерни  Н/мм2;

для колеса  Н/мм2.

Коэффициент запаса прочности . По таблице 3.9 =1,75; =1.

Допускаемые напряжения и отношения :

для шестерни  Н/мм2;  Н/мм2;

для колеса  Н/мм2;  Н/мм2.

Найденное отношение меньше для колеса, следовательно, дальнейшую проверку мы будем проводить для зубьев колеса.

Определим коэффициент, учитывающий повышение прочности косых зубьев по сравнению с прямыми, используя выражение 4.26:

.

 = 0,75.

Проверяем зуб колеса по формуле 4.22:

 Н/мм2,

что значительно меньше  Н/мм2.

**5 Предварительный расчёт и конструирование валов**

Условие прочности валов:

, (5.1)

где  - допустимое напряжение =15...30 Мпа (Н/мм2).

, (5.2)

, (5.3)

где d – диаметр вала, мм;

Т – крутящий момент на валу, .

**5.1 Расчёт и проектирование второго вала привода**

, (5.4)

где dII – диаметр выходного участка вала, который соединяется с валом двигателя;

 мм.

Полученное численное значение мы округлили до ближайшего большего целого числа, оканивающегося, по условию, на 0; 2; 5; 8.

Для обеспечения передачи крутящего момента с вала I на вал II стандартной муфтой, необходимо выполнсить условие:

мм, (5.5)

где  - возможные диаметры вала редуктора, соизмеримые с диаметром вала двигателя;

 - диаметр вала выбранного электродвигателя;

мм.

Учитывая, что прочность вала должна быть обеспечена (), принимаем dII = 30 мм.

Вычислим диаметр вала под подшипником:

 мм, (5.6)

 мм.

Полученную величину следует округлить до большего значения, заканчивающегося на 0 или 5.

 мм, (5.7)

где  - диаметр буртика;

 мм.

Принимаем  мм.

**5.2 Расчёт и проектирование третьего вала**

Диаметр выходного участка вала находим по формуле 5.3:

 мм;

Принимаем dIII = 34 мм;

, (5.8)

поэтому принимаем  = 35 мм.

 мм, (5.9)

где  - диаметр вала под колесом.

 мм,

принимаем  = 38 мм.

 мм; (5.10)

 мм,

принимаем  = 42 мм.

**5.3 Расчёт и проектирование четвёртого вала привода**

Диаметр выходного участка вала находим по формуле 5.3:

 мм;

учитывая, что , принимаем  = 55 мм.

 мм,

принимаем  мм.

 мм,

принимаем  мм.

,

принимаем  мм.

**6 Выбор метода смазки элементов редуктора и назначение смазочных материалов**

Смазывание зецеплений и подшипников применяется в целях защиты от коррозии, снижения коэффициента трения, уменьшения износа деталей, отвода тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей, снижения шума и вибраций.

Для цилиндрических косозубых редукторов принята картерная смазка (непрерывное смазывание жидким маслом); смазка зубчатого зацепления производится окунанием зубчатых колёс в масло.

Сорт масла назначаем по таблице 8.8 [1, стр.164] в зависимости от значения расчётного контактного напряжения и фактической окружной скорости колёс:

при  Н/мм2 и  м/с,

рекомендуемая вязкость масла по таблице 8.8 из [1, стр. 164] равна 118 сСт. По таблице 8.10 [1, стр. 165] принимаем индустрриальное масло И – 100А по ГОСТ 20799-75.

В двухступенчатых горизонтальных редукторах быстроходное колесо погружают на глубину, равную  мм; тихоходное колесо погружают на глубину на глубину не менее  мм.

Контроль уровня масла производится с помощью жезлового маслоуказателя.

Для слива масла при его замене предусмотрено сливное отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической резьбой.

Для выбора смазки подшипников служит критерий  ммоб/мин применяется пластичная смазка [1,стр.131],которую закладывают в подшипниковые камеры при сборке.

По [1,стр.131] принимаем универсальную средне-плавкую смазку марки

УС-1 по ГОСТ 1033-73.

**7 Конструктивные размеры шестерни и колеса**

**7.1 Быстроходная ступень**

Шестерня  мм;

 мм;

 мм;

=35 мм.

Колесо  мм;

 мм;

 мм;

 мм.

Определяем диаметр и длину ступицы колеса:

 ()

мм,

принимаем  мм.

мм,

принимаем мм.

Толщина обода:

 мм,

принимаем  мм.

Толщина диска:

 мм.

**7.2 Тихоходная ступень**

Шестерня  мм;

 мм;

 мм;

=68 мм.

Колесо  мм;

 мм;

 мм;

 мм.

Определяем диаметр и длину ступицы колеса:

мм,

принимаем  мм.

мм,

принимаем мм.

Толщина обода:

 мм,

принимаем  мм.

Толщина диска:

 мм.

**8 Конструктивные размеры корпуса редуктора**

Толщина стенок:

корпуса  мм;

крышки .

Принимаем  мм.

Толщина фланцев (поясков) корпуса и крышки:

 мм.

Толщина нижнего пояса корпуса при наличии бобышек:

 мм;

 мм,

принимаем  мм.

Диаметры болтов:

фундаментных  мм,

принимаем болты с резьбой М20;

у подшипников  мм,

принимаем болты с резьбой М16;

соединяющих корпус с крышкой  мм,

принимаем болты с резьбой М12.

**9 Составление расчётной схемы привода**



**Рис. 9.1**

Определим силы, действующие в зацеплении (рис.9.1):

быстроходной ступени 1) окружная  Н;

2) радиальная  Н;

3) осевая  Н;

тихоходной ступени 1) окружная  Н;

2) радиальная  Н;

3) осевая  Н;

**9.1 Вал ЕF (IV)**



Рис. 9.2

Окружная сила



радиальная сила колеса (α=20°):



осевая сила (β=10,26°):



Расчет опорных реакций, действующих в вертикальной плоскости

Составим уравнение относительно точки Е:

 





Проверка:



Расчет опорных реакций, действующих в горизонтальной плоскости

Составим уравнение относительно точки F:

****

****

Проверка:



**9.2 Вал СD (III)**

Окружная сила



радиальная сила колеса (α=20°):



осевая сила (β=10,26°):



Расчет опорных реакций, действующих в вертикальной плоскости

Составим уравнение относительно точки D:





Рис.9.3



Расчет опорных реакций, действующих в горизонтальной плоскости

Составим уравнение относительно точки C:

****

**9.3 Вал AB (II)**



Рис. 9.4

Окружная сила



радиальная сила колеса (α=20°):



осевая сила (β=10°26’):



Расчет опорных реакций, действующих в вертикальной плоскости

Составим уравнение относительно точки A:



Расчет опорных реакций, действующих в горизонтальной плоскости

Составим уравнение относительно точки B:

****

**10 Расчет долговечности подшипников**

Расчетную долговечность Lh в часах определяют по динамической грузоподъемности С и величине эквивалентной нагрузки Рэк.



где Lh – расчетный срок службы подшипника, ч;

n – частота вращения внутреннего кольца;

C – динамическая грузоподъемность;

Pэкв – эквивалентная нагрузка,



где Х – коэффициент радиальной нагрузки;

V – коэффициент учитывающий вращение колец: при вращении внутреннего кольца V = 1;

Fr – радиальная нагрузка, Н;

Y – коэффициент осевой нагрузки, Н;

Fa – осевая нагрузка, Н;

Кt – температурный коэффициент, принимаемый в соответствии с рекомендациями [5, стр 118] Кt = 1;

Kσ – коэффициент безопасности; принимаем Kσ = 1,3.

Вал IV:





По найденным соотношениям, в соответствии с [5, 119] определяем коэффициенты:

е = 0,22;

Х = 0,56;

Y = 1,99.

Тогда осевые составляющие реакции:



Суммарная осевая нагрузка:



Эквивалентная нагрузка:



Тогда долговечность подшипников на валу IV:



Вал III:



По найденным соотношениям, в соответствии с [5, 119] определяем коэффициенты:

е = 0,29;

Х = 0,45;

Y = 1,84.

Тогда осевые составляющие реакции:



Суммарная осевая нагрузка:



Эквивалентная нагрузка:



Долговечность подшипников на валу III:



Вал II:

Опора В (радиальный подшипник серии 207):



Опора А (радиальный подшипник серии 207):

е = 0,319;

Х = 0,4;

Y = 1,881.

Осевая составляющая:



Суммарная осевая нагрузка:



Эквивалентная нагрузка:



Долговечность подшипников опоры А валу II:



В соответствии с полученными данными и рекомендациями [5, стр 117] можно сделать вывод, что полученные результаты долговечности подшипников соответствуют долговечности цилиндрического редуктора.

**10 Проверка прочности шпоночных соединений**

Шпонки призматические со скругленными торцами. Размеры сечений шпонок и пазов и длины шпонок – по ГОСТ 23360 – 78, см. табл. 8.9 [2, стр. 169].

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия и условие прочности находим по следующей формуле [2, стр. 170]:

, (10.1)

где Tраб – передаваемый рабочий вращающий момент на валу, ; , где .

Для выбранного нами двигателя отношение величин пускового и номинального вращающих моментов k=1,8.

d – диаметр вала в месте установки шпонки, мм;

b, h – размеры сечения шпонки, мм;

t1 – глубина паза вала, мм;

 - допускаемое напряжение смятия.

Допускаемо напряжение смятия при стальной ступице МПа, при чугунной МПа.

Ведущий вал:  мм; ; t1 = 5,0 мм; длина шпонки l = 56 мм (при длине ступицы полумуфты МУВП 64 мм); момент на ведущем валу  ;

 МПа < 

(материал полумуфт МУВП – чугун марки СЧ 20).

Промежуточный вал:

 мм; ; t1 = 5,0 мм; длина шпонки под колесом l = 33 мм; момент на промежуточном валу  ;

 МПа < .

Ведомый вал:

проверяем шпонку под колесом:  мм; ; t1 = 5,5 мм; длина шпонки l = 53 мм; момент на промежуточном валу  ;

 МПа < .

Проверим шпонку под полумуфтой на выходном участке вала:  мм; ; t1 = 5,0 мм; длина шпонки l = 80 мм; момент на промежуточном валу  ;

МПа > , учитывая, что материал полумуфты МУВП – чугун марки СЧ 20.

Для предотвращения смятия шпонки на выходном участке вала установим вторую шпонку под углом 1800. Тогда

МПа < .

**12 Уточнённый расчёт промежуточного вала**

Уточнённые расчёт валов состоит в определении коэффициентов запаса прочности s для опасных сечений и сравнении их с требуемыми (допускаемыми) значениями [s]. Прочность соблюдена при s ≥ [s].

Будем производить расчёт для предположительно опасных сечений промежуточного вала. Расчёт остальных валов производится аналогично.

Материал промежуточного вала – сталь 45 нормализованная. По табл. 3.3 [2, стр. 34] находим механические свойства нормализованной стали 45, учитывая, что диаметр заготовки (вала) в нашем случае меньше 90 мм: МПа.

Примем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения – по отнулевому (пульсирующему).

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба

 МПа.

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений

 МПа.



**Рис. 12.1**

*Сечение А-А.*  Диаметр вала в этом сечении 32 мм. Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки (см. Рис.12.1). По таблице 8.5 [2, стр. 165] находим значения эффективных коэффициентов концентрации нормальных напряжений  и напряжений кручения :  и . Масштабные факторы, см. табл. 8.8 [2, стр. 166]: и ; коэффициенты  и  [2, стр. 163, 166].

Крутящий момент на валу  .

Крутящий момент в горизонтальной плоскости

;

изгибающий момент в вертикальной плоскости

;

суммарный изнибающий момент в сечении А-А

.

Момент сопротивления кручению (d=32 ; b=10 мм; t1=5 мм)

 мм.

Момент сопротивления изгибу

 мм.

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

 Мпа.

Амплитуда нормальных напряжений изгиба

 МПа; среднее напряжение изгиба  МПа.

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

.

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

.

Результирующий коэфициент запаса прочности для сечения А-А

.

Для обеспечения прочности коэффициент запаса должен быть не меньше [s]=1,5-1,7. Учитывая требования жёсткости, рекомендуют [s]=2,5-3,0. Полученное значение s=4,02 достаточно.

*Сечение В-В*. Концентрация напряжений обусловлена переходом от ø 32 мм к ø 37 мм: при  и  по таблице 8.2 [2, стр. 163] коэффициенты концентраций напряжений  и . Масштабные факторы и ; коэффициенты  и .

Крутящий момент в горизонтальной плоскости

;

изгибающий момент в вертикальной плоскости

;

суммарный изгибающий момент в сечении А-А

.

Осевой момент сопротивления сечения

 мм3.

Амплитуда нормальных напряжений

 МПа;  МПа.

Полярный момент сопротивления

 мм3.

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

 МПа.

Коэффициенты запаса прочности

;



Результирующий коэфициент запаса прочности для сечения В-В

.

Так как s>[s]=2,5, то прочность вала в сечении В-В обеспечена.

**13 Назначение посадок деталей редуктора**

Назначение посадок производится при разработке конструкции. Посадки указывают на чертеже общего вида, а затем на рабочих чертежах деталей проставляют предельные отклонения.

Это выполняется одним из трёх способов:

1. условным обозначением
2. числовыми значениями отклонений, мм.
3. условным обозначениями совместно с числовыми, взятыми в скобки.

Первый способ применяют, если номинальный размер включён в ГОСТ 6636-69 и отклонения приняты по системе отверстия СТ СЭВ 145.75

В других случаях оправдано применение второго или третьего способов.

Назначение посадок проводим в соответствии с данными таблицы 10.13 [2, стр.263].

Определим посадки для промежуточного вала.

Зубчатые колёса на вал напрессовываются с посадкой Н7/r6 по ГОСТ 25347-82, обеспечивающей гарантированный натяг.

Посадка с натягом

**+δ**

+50

r6

NMIN

NMAX

+34

+25

Н7

**0**

dMIN

Ø 32

DMIN

dMAX

**-δ**

DMAX

Шейки валов под подшипниками выполнены с отклонением вала k6.

Отклонение отверстий в корпусе под наружные кольца подшипников по Н7.

Переходные посадки

**+δ**

+21

+2

k6

SMAX

+15

NMAX

Н7

**0**

Ø30

dMIN

DMIN

**-δ**

dMAX

DMAX

Отклонение под распорные втулки H8/h8.

Ø 62

**0**

Н8

+46

DMAX

DMIN

SMAX

**+δ**

-46

h8

dMAX

dMIN

**-δ**

Посадка с зазором

**14 Сборка редуктора**

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса тщательно очищаем и покрываем маслостойкой краской.

Сборку производим в соответствии с чертежом общего вида редуктора, начиная с узлов валов:

на ведущий вал напрессовывают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле до 80 – 100ºС;

в промежуточный вал закладываем шпонку 12 × 8 × 75 и напрессовывают зубчатое колесо и щестерню до упора в распорные кольца, затем устанавливаем шарикоподшипники, нагретые в масле;

в ведомый вал закладываем шпонку 14 × 9 × 35, напрессовываем колесо тихоходной ступени до упора в бурт вала, устанавливаем распорную втулку и шарикоподшипники, нагретые в масле.

Собранные валы укладываем в основание корпуса редуктора, и надеваем крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливаем крышку на корпус с помощью двух конических штифтов 12 × 36 ГОСТ 3129 – 70; затягиваем болты, крепящие крышку к корпусу.

После этого в подшипниковые камеры закладываем пластичную смазку; ставим крышки подшипников с комплектом металлических прокладок. Перед постановкой сквозных крышек в проточки закладываем манжетные уплотнения. Проверяем проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников и закрепляем крышки винтами.

Затем ввёртываем пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель. Заливаем в корпус масло и закрываем смотровое отверстие крышкой с прокладкой; закрепляем крышку болтами.

Собранный редуктор обкатываем и подвергаем испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.

**Заключение**

По данным задания на курсовой проект спроектирован привод к скребковому конвейеру, представляющий собой электродвигатель, двухступенчатый цилиндрический косозубый редуктор и сварную раму.

В процессе проектирования подобран электродвигатель, произведён расчёт редуктора.

Расчёт редуктора включает в себя кинематические расчёты тихоходной и быстроходной ступеней, определение сил, действующих на звенья узлов, расчёты конструкций на прочность, процесс сборки отдельных узлов.

**Литература**

1. С. А. Чернавский, Г. М. Ицкович, К. Н. Боков и др. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для техникумов – М.: Машиностроение,1979. – 351с.

2. С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин, Т. М. Ицкович, В. П. Козинцов. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение,1979. – 351с.

3.Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие. Изд-е 2-е, перераб. и дополн. – Калининград: Янтар. сказ, 1999. – 454с.

4.Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкций редукторов,: Учебное пособие. – 2-е изд., перераб. и дополн. – К: Выща. шк.,1990. – 151с.: ил.

5.Анурьев В. И. Справочник конструктора – машиностроителя: В 3-х т. Т.1 – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение,1982. – 736с.

6.Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для технических специальностей вузов. – 6-е изд., исп. – М.: Высш. шк.,2000. – 447с.

**Оглавление**

1 Выбор стандартного электродвигателя

1.1 Определение требуемой мощности электродвигателя

1.2 Выбор типа электродвигателя

1.3 Выбор частоты вращения вала электродвигателя

2 Кинематический расчёт

2.1 Определение общего передаточного отношения привода

и разбивка его по ступеням

2.2 Определение частот вращения на валах двигателя

3 Определение крутящих моментов на валах привода

4 Расчёт цилиндрических косозубых передач редуктора

4.1 Расчёт быстроходной ступени

4.1.1 Определение межосевого расстояния для быстроходной ступени

4.1.2 Выбор материалов

4.1.3 Определение допускаемых контактных напряжений

4.1.4 Определение эквивалентного числа циклов перемены напряжений

4.1.5 Определение допускаемых напряжений для шестерни

4.1.6 Определение допускаемых напряжений для колеса

4.1.7 Определение расчётного допускаемого контактного напряжения

для косозубых колёс

4.1.8 Расчёт межосевого расстояния для быстроходной ступени

4.1.9 Определение модуля

4.1.10 Определение числа зубьев шестерни Z1 и колеса Z2

4.1.11 Определение основных размеров шестерни и колеса

4.1.12 Определение коэффициента ширины шестерни по диаметру

4.1.13 Определение окружной скорости колёс и степени точности

4.1.14 Определение коэффициента нагрузки для проверки контактных напряжений

4.1.15 Проверка контактных напряжений

4.1.16 Расчёт зубьев на выносливость при изгибе

4.2 Расчёт тихоходной ступени

4.2.1 Определение межосевого расстояния для тихоходной ступени

4.2.2 Выбор материалов

4.2.3 Определение расчётного допускаемого контактного напряжения для тихоходной ступени

4.2.4 Определение модуля

4.2.5 Определение числа зубьев шестерни Z3 и колеса Z4

4.2.6 Определение основных размеров шестерни и колеса

4.2.7 Определение коэффициента ширины шестерни по диаметру

4.2.8 Определение окружной скорости колёс и степени точности

4.2.9 Определение коэффициента нагрузки для проверки контактных напряжений

4.2.10 Проверка контактных напряжений

4.2.11 Расчёт зубьев на выносливость при изгибе

5 Предварительный расчёт и конструирование валов

5.1 Расчёт и проектирование второго вала привода

5.2 Расчёт и проектирование третьего вала

5.3 Расчёт и проектирование четвёртого вала привода

6 Выбор метода смазки элементов редуктора и назначение смазочных материалов

7 Конструктивные размеры шестерни и колеса

7.1 Быстроходная ступень

7.2 Тихоходная ступень

8 Конструктивные размеры корпуса редуктора

9 Составление расчётной схемы привода

10 Проверка долговечности подшипников промежуточного вала

11 Проверка прочности шпоночных соединений

12 Уточнённый расчёт промежуточного вала

13 Назначение посадок деталей редуктора

14 Сборка редуктора

Заключение

Литература

Оглавление