Содержание

Техническое задание

1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет

2. Расчет конической зубчатой передачи

2.1 Материалы зубчатых колес и допускаемые напряжения

2.2 Определение параметров конической зубчатой передачи

3. Расчет цилиндрической зубчатой передачи

3.1 Материалы зубчатых колес и допускаемые напряжения

3.2 Определение основных параметров цилиндрической передачи

3.3 Геометрический расчет цилиндрической передачи

3.4 Силы в зацеплении цилиндрических передач

4. Расчет цепной передачи

5 Ориентировочный расчет валов

6. Приближенный расчет валов

7. Подбор подшипников качения

7.1 Подбор подшипников для вала I

7.2 Подбор подшипников для вала II

7.3 Подбор подшипников для вала III

8. Конструирование элементов редуктора

8.1 Конструирование зубчатых колес

8.2 Конструирование звездочек цепной передачи

8.3 Конструирование элементов корпуса

9. Подбор и проверка шпонок

10. Выбор посадок

11. Выбор муфты

12. Уточненный расчет валов

13. Выбор смазки

14. Порядок сборки и разборки редуктора

Список литературы

Техническое задание

В данной работе спроектирован привод ленточного транспортера по следующими исходными данными :

Окружное усилие на барабане: Fr = 14 кН;

Скорость ленты: V= 0,3 м/с;

Диаметр барабана: D= 350 мм;

Ширина ленты: В = 500 мм;

Тип цепной передачи: Роликовая;

Коэффициент годовой нагрузки: кгод = 0,6;

Коэффициент суточного использования: ксут = 0,6;

Класс нагрузки: Н0,8;

Относительная продолжительность включения: ПВ = 0,25;

Срок службы: L = 7 лет.

Привод ленточного транспортера работает следующим образом: крутящий момент передается с вала асинхронного электродвигателя 1 на вал-шестерню I первой ступени редуктора. Далее через коническую прямозубую передачу (включающую в себя вал-шестерню 4 и колесо 5) вращающий момент передается на промежуточный вал редуктора II, на котором закреплена цилиндрическая шестерня 11 тихоходной ступени редуктора. При помощи цилиндрической передачи (включающей в себя шестерню 11 и колесо 8) вращающий момент передается на выходной вал редуктора III, приводящий во вращение звездочку 9 открытой цепной передачи, которая, в свою очередь приводит во вращение приводной барабан 13 ленточного транспортера.

Данный транспортер может быть установлен в цеху, карьере, либо на строительной площадке, где необходима постоянная подача или отвод какого-либо мелкогабаритного материала.

1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет

В данной работе рекомендуется [2] использовать трехфазные асинхронные короткозамкнутые двигатели единой серии 4А. Для выбора двигателя необходимо знать мощность и частоту вращения на выходном валу.

Мощность на выходном валу Рвых, кВт [2]:

Рвых = FrV (1)

гдеF –окружное усилие на барабане ( F = 14 кН);

V – скорость ленты (V =0,3 м/с).

Из соотношения (1) требуемая мощность двигателя:

P=, кВт, (2)

гдеη – полный к. п. д. привода.

η = η1⋅η2⋅η3(3)

гдеη1 – к. п. д. конической зубчатой передачи (η1 = 0,95 [1]);

η2 – к. п. д. цилиндрической зубчатой передачи (η2 = 0,95 [1]);

η3 – к. п. д. открытой цепной передачи (η3 = 0,94 [1]).

η = 0,95⋅0,95⋅0,94 = 0,857.

По формуле (2) рассчитана требуемая мощность электродвигателя:

P=4,2 / 0,857 = 4,9 кВт.

Частота вращения выходного вала [2]:

n=60V / D, об/мин,(4)

n=600,3 /(3,14 0,35)=16,37 об/мин.

Ориентировочная частота вращения вала двигателя:

n = nвых⋅u, об/мин(5)

гдеu – ориентировочное передаточное отношение привода.

u = u1⋅u2⋅u3,(6)

где u1 – передаточное отношение конической зубчатой передачи (u1 = 4 [1]);

u2 – передаточное отношение цилиндрической зубчатой передачи (u2= 3,55 [1]);

u3 – передаточное отношение цепной передачи (u3 = 5,6 [1]).

u = 4⋅ 3,55⋅ 5,6 = 79,52.

По формуле (5) определена ориентировочная частота вращения двигателя:

n = 16,37 ⋅ 79,52 = 1302 об/мин.

В соответствии с требуемой мощностью и частотой вращения по табл. 2.2. [2] выбран электродвигатель АИР 112M4/1432.

Паспортные данные двигателя АИР 112MA6/950:

номинальная мощность, Рном, кВт5,5

синхронная частота вращения nс, об/мин1500

номинальная частота вращения n 1432

Уточняем общее передаточное отношение привода:

u = nном/nвых,(7)

u = 1432/16,37 = 87,47.

По ГОСТ 2185-66 приняты передаточные отношения: u1 = 4; u2 = 3,55.

Уточним передаточное отношение u3:

u3===6,16.

Принято стандартное передаточное отношение u3 = 6,3.

После разбивки передаточного отношения определены мощность, частота вращения и крутящий момент на каждом валу.

Мощности на валах:

Pi = Pi-1⋅η,(8)

гдеPi-1 – мощность на предыдущем валу, кВт;

η – к. п. д. соответствующей передачи.

Р1 = Рном = 4,9 кВт;

Р2 = 4,9⋅ 0,95 = 4,66 кВт;

Р3 = 4,655 ⋅ 0,95 = 4,42 кВт;

Р4 = 4,422 ⋅ 0,94 = 4,16 кВт;

Частоты вращения валов:

,(9)

гдеni-1 – частота вращения предыдущего вала, об/мин;

ui – передаточное число соответствующей ступени.

n1 = nном = 1432 об/мин;

n ==358 об/мин;

n =  =100,85 об/мин;

n =  =16,21 об/мин.

Крутящие моменты на валах:

Ti = Ti-1⋅ui⋅ηi,(10)

Крутящий момент на валу двигателя [2]:

,(11)

T =9550 =32,67 Н⋅м.

Крутящие моменты на валах рассчитаны по формуле (11):

Т1 = Тном. дв = 32,67 Н⋅м;

Т2 = 32,67⋅ 4⋅ 0,95 = 124,14 Н⋅м;

Т3 = 124,14⋅ 3,55⋅ 0,95 = 418,66 Н⋅м;

Т4 = 418,66⋅ 6,3⋅ 0,94 = 2479,3 Н⋅м.

2. Расчет конической зубчатой передачи

Исходные данные:

– крутящий момент на валу колеса, Т2, Н⋅м 124,14;

– передаточное отношение, u 4;

– частота вращения вала I, n1, об/мин1432.



Рисунок 1 - Кинематическая схема конической передачи.

2.1 Материалы зубчатых колес и допускаемые напряжения

При мощности двигателя 3 кВт в качестве материала зубчатых колес целесообразно применить сталь средней твердости. Для зубчатых передач принята сталь 40ХН.

Шестерня имеет большую, чем колесо частоту вращения, следовательно испытывает большие нагрузки и твердость шестерни должна быть больше твердости колеса, что достигается закалкой токами высокой частоты, колесо для снижения внутренних напряжений подвергается улучшению.

Материал колеса и шестерни представлен в табл. 1.

Таблица 1 - Материалы зубчатых колес

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | Шестерня | Колесо |
| Материал | Сталь 40 ХН | Сталь 40 ХН |
| НВ | 269-302 | 269-302 |
| HRC | 48-53 | -- -- |

Шестерня:

Допускаемое контактное напряжение σНдоп, МПа [2]:

,(12)

гдеSН – коэффициент безопасности (SН = 1,2 [2]);

 – предельное контактное напряжение, МПа.

= 17HRC + 200, МПа, (13)

гдеHRC – твердость по Виккерсу (HRC = (53 + 48)/2 = 50,5).

= 17⋅50,5 + 200 = 1058,5 МПа.

Допускаемое контактное напряжение по формуле (12):

 МПа.

Допускаемое изгибное напряжение σFдоп, МПа [2]:

,(14)

гдеSF – коэффициент безопасности (SF = 1,75 [2]);

 – предельное изгибное напряжение, МПа (= 420 МПа [2]).

Допускаемое изгибное напряжение по формуле (14):

 МПа.

Колесо:

Предельное контактное напряжение , МПа:

= 2НВ + 70, МПа,(15)

где НВ – твердость по Бринелю (НВ = (269+302)/2 = 285,5 МПа).

=2⋅285,5 + 70 = 641 МПа.

При SН = 1,1 [2], по формуле (12) получаем:



Предельное изгибное напряжение , МПа:

= 1,8⋅НВ,(16)

=1,8⋅285,5 = 513,9 МПа.

При SF = 1,75 [2] по формуле (14) получаем:

.

Расчетное допускаемое напряжение определено как меньшее из двух значений [1]:



Примем = 730 МПа.

Коэффициенты нагрузки

Шестерня:

Коэффициент долговечности:



где КНЕ – коэффициент эквивалентности (КНЕ = 0,8 [2]);

N – суммарное число циклов работы (наработка).

NHG – база контактных напряжений [2];

N = 60⋅ tΣ⋅ nб⋅ C,(17)

где nб – частота вращения быстроходного вала (nб = 1432 об/мин);

С – число потоков мощности (С = 1 [2]).

Машинное время (ресурс):

tΣ⋅ = L⋅ (365-52-9)⋅ кгод⋅ 24⋅ ксут⋅ ПВ,(18)

гдеL – срок службы привода, год (L=7);

кгод – коэффициент годовой нагрузки (K=0,6);

ксут – коэффициент суточного использования (K=0,6);

ПВ – относительная продолжительность включения (ПВ=0,25).

Ресурс по формуле (18):

tΣ = 7⋅(365-52-9)⋅0,6⋅24⋅0,6⋅0,25 = 4596,48 ч.

Наработка по формуле (17):

N = 60⋅ 1432⋅4596,48 = 3949295661,6 циклов.

Коэффициент долговечности :

K=0,8 =2,86;

Принимаем:K = 1.

Коэффициент долговечности по изгибу  :

К=K, (19)

где NFG - база изгибных напряжений ( NFG=4000000  );

K- коэффициент эквивалентности по изгибу ( K=0,845 ).

K=0,845 =1,96.

Принимаем:K = 1.

Так как, при расчете шестерни коэффициенты получились максимальными, то для колеса такие расчеты проводить нецелесообразно.

Окончательно для передачи принято: K=1 и K=1.

2.2 Определение параметров конической зубчатой передачи

Внешний делительный диаметр колеса de2, мм [5]:

, (20)

гдеТ2 – вращающий момент на валу колеса, Н⋅м (Т2 = 124,14 Н⋅м);

u – передаточное отношение конической передачи (u = 4);

θН – коэффициент, учитывающий различную несущую способность колес [1];

 = 1,21+0,21 4 =2,05;

KHα – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии (KHα = 1,08 [2]);

KHβ – коэффициент концентрации нагрузки (KHβ = 1,13 [2]);

KHυ – коэффициент динамической нагрузки (KHυ = 1,04 [2]).

КНД – коэффициент долговечности.

Внешний делительный диаметр колеса по формуле (20):

d=165 = 137,4 мм.

В соответствии с [6] принято ближайшее стандартное значение de2 = 140 мм.

Принимаем число зубьев шестерни z1 = 25 [1].

Число зубьев колеса:

z2 = z1⋅ u (21)

z2 = 25⋅ 4 = 100.

Стандартное число зубьев колеса z2 = 100 [2].

Фактическое передаточное число:

uф = z2/z1,(22)

uф = 100/25 = 4.

Отклонение передаточного числа от заданного [2]:

,(23)

 < 4 %.

Внешний торцовый модуль mte [1]:

mte = de2/z2,(24)

mte = 140/100 = 1,4 мм.

Внешнее конусное расстояние:

,(25)

R= =72,15 мм.

Ширина венца колеса и шестерни:

b = 0,285⋅ Re,(26)

b = 0,285⋅72,15 = 20,5 мм.

Принимаем b = 21 мм [2].

Угол при вершине делительного конуса:

δ 1= arctg(z1/z2),(27)

δ 1= arctg(25/100) = 15,6°.

δ 2= 90 - δ 1,(28)

δ 2= 90 - 15,6 = 74,4°.

Средний торцовый модуль mtm [1]:

mtm = mte - (b⋅sinδ 1)/z1,(29)

mtm = 1,4 - (21⋅ sin15,6°)/25 = 1,17 мм.

Среднее конусное расстояние Rm [1]:

Rm = Re - 0,5⋅b,(30)

Rm = 72,15 - 0,5⋅ 21 = 61,65 мм.

Внешний делительный диаметр шестерни [2]:

de1 = mte⋅z1,(31)

de1 = 1,4 ⋅ 25 = 35 мм.

Средние делительные диаметры [5]:

dm = mtm⋅z,(32)

dm1 = 1,17⋅ 25 = 29,25 мм;

dm2 = 1,17⋅ 100 = 117 мм;

Внешние диаметры вершин [5]:

dae = de + 2⋅cosβm⋅mte⋅cosδ,(33)

гдеβm – угол наклона линии зуба по среднему сечению (βm =0 [2]).

dae1 = 35 + 2⋅1,4⋅cos15,6° = 37,7 мм;

dae2 = 140 + 2⋅1,4⋅cos74,4° = 140,75 мм.

Внешние диаметры впадин [5]:

dfe = de - 2⋅(cosβm + 0,2)⋅mte⋅cosδ,(34)

dfe1 = 40 - 2⋅1,2⋅1,4⋅ cos15,6° = 36,46 мм;

dfe2 = 140 - 2⋅1,2⋅1,4⋅ cos74,4° = 139 мм.

Внешняя высота зуба [5]:

ha = 2⋅(cosβm + 0,2)⋅mte,(35)

he = 2⋅1,2⋅1,4 = 3,36.

Окружная толщина зуба по внешней делительной окружности [5]:

Ste = 0,5⋅π⋅mte,(36)

Ste = 0,5⋅3,14⋅1,4 = 2,2 мм.

Угол ножки зубьев [5]:

θf =,(37)

θf =arctg = 0,3°.

Углы конусов впадин [5]:

δf = δ - θf,(38)

δf1 = 15,6° - 0,3 = 15,3°;

δf2 =74,4°- 0,3 = 74,1°.

Расчетное базовое расстояние [5]:

B1 =0,5⋅de2 - cosβm⋅mte⋅sinδ1,(39)

B2 =0,5⋅de1 - cosβm⋅mte⋅sinδ2,(40)

По формулам (39) и (40):

B1 =0,5⋅140 - 1,4⋅sin15,6° = 79,6 мм;

B2 =0,5⋅35 - 1,4⋅sin74,4° = 16,15 мм.

Окружная скорость колес [5]:

,(41)

==2,19/с.

Контактное напряжение σн, МПа [2]:

,(42)

= = 709,6МПа,

Контактное напряжение достаточно: .

Биэквивалентные числа зубьев [2]:

,(43)

z= = 25,96;

z= = 371,86.

Коэффициенты формы зубьев [5]:

,(44)

Y= =3,975;

Y= =3,687.

Напряжение изгиба [2]:

,(45)

где Ft – окружная сила, Н;

θF – коэффициент, учитывающий различную несущую способность колес (θF = 2,05 [1]);

KFД – коэффициент долговечности (KFД = 1 [2]);

KF – коэффициент нагрузки.

KF = KFα⋅KFβ⋅KFυ,(46)

гдеKFα – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии (KFα = 1,08 [2]);

KFβ – коэффициент концентрации нагрузки (KFβ = 1,13 [2]);

KFυ – коэффициент динамической нагрузки (KFυ = 1,04 [2]).

По формуле (46):

KF = 1,08⋅1,13⋅1,04 = 1,269.

,(47)

F= = 2069 Н;

По формуле (45):

= = 188 МПа.

Радиальное усилие на шестерне, равное осевому усилию на колесе [5]:

Fr1 = Fa2 =Ft⋅(tgα⋅cosδ1),(48)

гдеα - угол профиля (α = 20° [5]).

Осевое усилие на шестерне, равное радиальному усилию на колесе [5]:

Fa1 =Fr2 = Ft⋅(tgα⋅sinδ1),(49)

По формуле (48):

Fr1 = Fa2 =2069(tg20°⋅cos15,6°) = 725,3 Н.

Fr2=Fa1 =2069(tg20°⋅sin15,6°) = 202,5 Н.

= = 213 МПа.

Изгибное напряжение достаточно: .

3. Расчет цилиндрической зубчатой передачи

Исходные данные:

– крутящий момент на валу колеса, Т3, Н⋅м418,66;

– передаточное отношение, u 3,55;

– частота вращения вала II, n2, об/мин358.



Рисунок 2 - Кинематическая схема цилиндрической зубчатой передачи.

3.1 Материалы зубчатых колес и допускаемые напряжения

Материал колеса и шестерни представлен в табл. 2.

Таблица 2 - Материалы зубчатых колес

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | Шестерня | Колесо |
| Материал | Сталь 35 ХМ | Сталь 35 ХМ |
| НВ | 269-302 | 269-302 |
| HRC | 48-53 | -- -- |

Расчет допускаемых напряжений приведен в п. 2.1.

3.2 Определение основных параметров цилиндрической передачи

Расчет параметров зубчатой передачи произведен на ЭВМ в программе ДМ – 1. Результаты расчета и исходные данные приведены в приложении 1.

Зубчатая передача рассчитана по приведенному ниже алгоритму.

Межосевое расстояние aw, мм [2]:

,(50)

где u – передаточное отношение;

К – вспомогательный численный коэффициент (К = 315);

Тр – расчетный момент, Н⋅мм;

[σН] – допускаемое контактное напряжение, МПа;

ψа – коэффициент ширины венца [5].

Тр = Тmax⋅ КНД⋅ КН,(51)

где КНД – коэффициент долговечности [2];

КН – коэффициент нагрузки [2].

Полученное значение межосевого расстояния округлено до ближайшего стандартного по единому ряду главных параметров [2].

Ширина колеса b2, мм [2]:

b2 = ψа⋅ aw,(52)

Ширина шестерни b1, мм [2]:

b1 =1,12b2(53)

Полученные значения округлены до стандартных.

Контактное напряжение σН, МПа [2]:

, (54)

Коэффициент нагрузки уточнен по фактической скорости υ, м/с [2]:

,(55)

где aw – межосевое расстояние, м.

Окружная сила Ft, Н [2]:

,(56)

Модуль m, мм [2]:

,(57)

где К – коэффициент (К = 5 [2]);

КFД – коэффициент долговечности по изгибу [2];

КF –коэффициент нагрузки по изгибу 2];

b – ширина зубчатого колеса, мм;

[σF] – допускаемое напряжение, МПа [2];

Полученное значение модуля округляется до ближайшего стандартного в соответствии с предпочтительным рядом модулей [2].

Суммарное число зубьев zΣ, [2]:

zΣ = z1+z2 = 2⋅aw/m⋅cosβ,(58)

гдеz1 – число зубьев шестерни;

z2 – число зубьев колеса;

β – угол наклона линии зуба (β = 10).

Полученное значение округляется до ближайшего меньшего целого числа и принимается за окончательно значение zΣ.

Число зубьев шестерни z1 [2]:

,(59)

Округленное до ближайшего целого числа z1 принимают за окончательное значение.

Число зубьев колеса z2 [2]:

z2 = zΣ - z1,(60)

Фактические изгибные напряжения σF, МПа [2]:

,(61)

где YF – коэффициент формы зуба [2].

Фактические напряжения не должны превышать допускаемых больше чем на 5 %.

3.3 Геометрический расчет цилиндрической передачи

Цель геометрического расчета – определение делительных диаметров, диаметров вершин и впадин зубьев.

Для расчета необходимо знать:

– межосевое расстояние;

– числа зубьев колеса и шестерни;

– модуль.

Расчет произведен на ЭВМ, результаты приведены в соответствующих таблицах.

Алгоритм расчета:

Делительный диаметр d, мм [2]:

d = m⋅z/cosβ,(62)

Диаметр вершин da, мм [2]:

da = d+2⋅m(1+x),(63)

где х – смещение.

Диаметр впадин df, мм [2]:

df = d - 2⋅m(1,25 - x),(64)

3.4 Силы в зацеплении цилиндрических передач

Окружная сила по формуле (60).

Осевая сила Fa, Н [2]:

Fa = Ft⋅tgβ,(65)

Радиальная сила Fr, Н [2]:

,(66)

гдеtgαn = 0,364 [2].

Нормальная сила Fn, Н [2]:

,(67)

В косозубых передачах tgβ =0,176 и cosβ = 0,984 [2].

Расчеты произведены на ЭВМ в программе ДМ-1 и приведены в таблицах.

4. Расчет цепной передачи

Исходные данные:

– крутящий момент на валу ведомой звездочки Т4, Н⋅м; 2479,3;

– передаточное отношение, u 6,3;

– частота вращения вала ведомой звездочки, n4, об/мин16.



Рисунок 3-Кинематическая схема цепной передачи.

Расчет параметров цепной передачи произведен на ЭВМ. Результаты расчета и исходные данные приведены в приложении.

Цепная передача рассчитана по приведенному ниже алгоритму.

Число зубьев ведущей звездочки [2]:

z1 =29 – 2⋅u,(68)

Число зубьев ведомой звездочки [2]:

z2 = z1⋅u,(69)

Уточняем передаточное отношение :

u = z2/z1,(70)

Определяем коэффициент Кэ [2]:

Кэ = k1⋅k2⋅k3⋅k4⋅k5⋅k6,(71)

гдеk1 – коэффициент, учитывающий характер изменения нагрузки (k1 = 1 [2]);

k2 – коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния (k2 = 1 [2]);

k3 – коэффициент, отражающий влияние угла наклона линии центров к горизонту (k3 = 1 [2]);

k4 – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения (k4 = 1,25 [2]);

k5 – коэффициент, учитывающий влияние способа смазывания цепной передачи (k5 = 1,5 [2]);

k6 – коэффициент, учитывающий продолжительность работы в сутки (k6 = 1 [2]);

Кэ = 1⋅1⋅1⋅1,25⋅1,5⋅1 = 1,875.

Шаг цепи [2]:

,(72)

Предварительно принимаем ориентировочно допускаемое среднее давление по нормам DIN 8195. [р] = 22 МПа [2]

Скорость цепи [2]:

,(73)

Расчетное давление [2]:

,(74)

Условие р[р] выполнено.

По [Табл. 10.1, 2] выбрана приводная однорядная цепь нормальной серии:

Цепь ПРЛ- 38,1 – 100 ГОСТ 13568 – 75.

Параметры цепи приведены в табл. 3.

Межосевое расстояние [2]:

a = 40⋅t,(75)

a = 40⋅50,8 = 2032 мм.

Число звеньев цепи [2]:

Lt = 2⋅at+0,5⋅zc+Δ2/at,(76)

zc = z1+z2,(77)

Δ = (z2 - z1)/2⋅π,(78)

По формуле (77):

zc = 18+101 = 119.

По формуле (78):

Δ = (101 - 18)/2⋅3,14 = 13,216.

По формуле (76):

Lt = 2⋅40+0,5⋅119+13,2162/40 = 143,8.

По рекомендации [2] Lt = 142.

Расчетная длина цепи [2]:

L = Lt⋅t,(79)

L = 142⋅38,1 = 5410,2 мм.

Проверка цепи по числу ударов [2]:

,(80)

=0,852с-1.

Допускаемое значение [2]:

[w] = 508/t,(81)

[w] = 508/50,8 = 10 с-1.

Условие w[w] выполнено.

Коэффициент запаса прочности цепи [2]:

,(82)

гдеFв – разрушающая нагрузка цепи (Fв = 60 кН).

Окружная сила:

,(83)

где dд1 – диаметр делительной окружности, мм.

, [2],(84)

По формуле (83):



Нагрузка от центробежных сил [2]:

Fц = m⋅υ2,(85)

Fц = 2,6⋅1,052 = 2,86 Н.

Сила от провисания цепи [2]:

Ff = 9,81⋅kf⋅m⋅a,(86)

где kf = 6 [2].

Ff = 9,81⋅6⋅2,6⋅2032⋅10-3 = 310,97 Н.

По формуле (82):



Из [Табл. 10.2, 2] следует, что [s] ≥ 8,9.

Условие s ≥ [s] выполнено.

Нагрузка на вал звездочки [1]:

F = Ft+2⋅Ff,(87)

F = 6260+2⋅310,97 = 6882 Н.

Расчеты произведены на ЭВМ и сведены в таблицу 4.

5. Ориентировочный расчет валов

Исходные данные:

– крутящий момент на входном валу, Т1, Н⋅м32,67;

– крутящий момент на промежуточном валу, ТII, Н⋅м124,14;

– крутящий момент на выходном валу, ТIII, Н⋅м418,66.

Ориентировочный расчет валов служит для назначения диаметров валов из расчета по крутящему моменту и по касательным напряжениям.

Диаметр вала d, мм [1]:

,(88)

где Т – крутящий момент на соответствующем валу, Н⋅м;

τдоп – допускаемое контактное напряжение, МПа.

Расчет вала I

Ведущий вал – вал-шестерня коническо-цилиндрического редуктора проектируется ступенчатым (рисунок 4).



Рисунок 4-Ведущий вал

Диаметр хвостовика d1, мм рассчитан по формуле (88) при Т1 = 32,67 Н⋅м и τдоп = 25 МПа[1]:

d1= = 18,81 мм.

Диаметр d2 округлен по стандартному ряду Ra 40 по ГОСТ 6636-69, принят d2 = 20 мм.

Диаметр d2 должен быть кратным 5 (диаметр шейки вала должен быть равен внутреннему диаметру подшипника), по рекомендации [1] разность диаметров между соседними участками вала должна составлять 3…10 мм. Принят: d2 = 25 мм.

Согласно рекомендациям [1] все диаметры увеличиваются и принимаются:

d1 = 30 мм;

d2 = 35 мм.

Расчет вала II

Промежуточный вал (рисунок 5).

*d*1

*d*2

*d*3

Рисунок 5-Промежуточный вал

Диаметр d1, мм рассчитан по формуле (88) при Т2 = 124,14 Н⋅м и τдоп = 15 МПа [1]:

d== 34,8 мм.

Диаметр d1 округлен по стандартному ряду Ra 40 по ГОСТ 6636-69, принят: d1 = 35 мм.

С учетом вышеупомянутых требований диаметр d2 принят: d2 = 30 мм.

Диаметр d3 принят: d3 = 40 мм.

Расчет вала III.

Выходной вал (рисунок 6).



Рисунок 6-Выходной вал

Диаметр d3, мм рассчитан по формуле (88) при Т3 = 418,66 Н⋅м и τдоп = 25 МПа [1]:

d== 44,02 мм.

Диаметр d3 округлен по стандартному ряду Ra 40 по ГОСТ 6636-69, принят d3 = 45 мм.

6. Приближенный расчет валов

Исходные данные:

Вал I: Ft1 = 2069 Н; Fa1 = 202,5 H; Fr1 = 725,3 Н.

Вал II: Ft2 = 2069 Н; Fr2 = 202,5 Н; Fa2 = 725,3 H; Ft1 = 3834,8 Н; Fa1 = 905,9 H;

Fr1 = 1434,3 Н.

Вал III: Ft2 = 3834,8 Н; Fa2 = 905,9 H; Fr2 = 1434,3 Н; F = 6882 Н.

Целью приближенного расчета валов является получение более достоверных результатов, чем после ориентировочного расчета валов, так как диаметр вала определяется из расчета на сложное напряженное состояние при действии крутящего и изгибающих моментов [1].

Исходными данными являются: силы, действующие на колеса, расстояния между линиями действия всех сил, диаметры колес.

Проекции реакций опор валов определяются из уравнений равновесия:

ΣМ1 = 0,(89)

ΣМ2 = 0,(90)

ΣY = 0,(91)

Реакция опоры по формуле [1]:

,(92)

где Rx – проекция опоры на ось Х, Н;

Ry – проекция опоры на ось Y, Н.

Эпюры изгибающих моментов построены на растянутых волокнах, при помощи данных эпюр выявляются опасные сечения, в которых определяется суммарный изгибающий момент М.

Суммарный изгибающий момент М, Н⋅м [1]:

,(93)

где Мx – изгибающий момент в вертикальной плоскости, Н⋅м;

Мy – изгибающий момент в вертикальной плоскости, Н⋅м.

Приведенный момент Мпр, Н⋅м [1]:

,(94)

где Т – крутящий момент на валу, Н⋅м;

α – коэффициент, учитывающий соответствие циклов касательного и нормального напряжений (α = 0,7 [1]).

Диаметр вала d, мм [1]:

,(95)

где σ-1доп – допускаемое нормальное напряжение, МПа

(σ-1доп = 55 МПа [1]).

Расчет вала I

Уравнение равновесия для точки 1 в горизонтальной плоскости:

ΣМ1y = 0.

ΣМ1y = R2y⋅0,09–Fr1⋅0,12+m = 0.

где m = 1,93 Н⋅м.

Отсюда:

.= 945,6 Н.

Уравнение равновесия для точки 1 в вертикальной плоскости:

ΣМ1x = R2x⋅0,09–Ft1⋅0,12 = 0.



Уравнение равновесия для точки 2 в горизонтальной плоскости:

ΣМ2y = R1y⋅0,09–Fr1⋅0,03+m = 0.



Уравнение равновесия для точки 2 в вертикальной плоскости:

ΣМ2x = R1x⋅0,09–Ft1⋅0,03 = 0.

.

Суммарный изгибающий момент определен по формуле (93) при Mx=19,8 Н м ; My=62 Н м



Приведенный момент Mпр по формуле (94) при T=32,7 Н м:



Диаметр вала по формуле (95):

.

Полученный диаметр вала меньше принятого в ориентировочном расчете.

Принимаем d1=25 мм.

Расчет вала II

Уравнение равновесия для точки 1 в горизонтальной плоскости:

ΣМ1y = Fr1⋅ 0,037- Fr2⋅ 0,112+R2y⋅ 0,147+m2 - m1= 0.

где m1=38,3 Н ⋅ м; m2=38,9 Н ⋅ м.



Уравнение равновесия для точки 1 в вертикальной плоскости:

ΣМ1x = –Ft1⋅0,037+ Ft2⋅0,112+ R2x⋅0,147 = 0.

.

Уравнение равновесия для точки 2 в горизонтальной плоскости:

ΣМ2y = Fr2⋅0,035–Fr1⋅0,11 - R1y⋅0,147 +m2 - m1 = 0.



Уравнение равновесия для точки 2 в вертикальной плоскости:

ΣМ2x = –Ft2⋅ 0,035 +Ft1⋅ 0,11+R1x⋅ 0,147= 0

.

Суммарный изгибающий момент определен по формуле (93) при Mx=88 Н м; My=37,7 Н м



Приведенный момент Mпр по формуле (94) при T=124,14 Н м:



Диаметр вала по формуле (95):

.

Полученный диаметр вала меньше принятого в ориентировочном расчете.

Принимаем d1=35 мм.

Расчет вала III

Уравнение равновесия для точки 1 в горизонтальной плоскости:

ΣМ1y = –Fr2⋅ 0,114+R2y⋅ 0,154 +F⋅ 0,244 = 0.

.

Уравнение равновесия для точки 1 в вертикальной плоскости:

ΣМ1x = Ft2⋅ 0,114 –R2x⋅ 0,154+m=0.

где m=214 Н м;

.

Уравнение равновесия для точки 2 в горизонтальной плоскости:

ΣМ2y = –R1y⋅ 0,154+Fr2⋅ 0,04+F⋅ 0,09 = 0.

.

Уравнение равновесия для точки 2 в вертикальной плоскости:

ΣМ2x = –Ft2⋅0,04+R1x⋅0,154+m = 0.

.

Суммарный изгибающий момент определен по формуле (93) при Mx=0 Н м; My=619 Н м



Приведенный момент Mпр по формуле (94) при T=418,7 Н м:



Диаметр вала по формуле (95):

.

Принимаем d1=50 мм.

7. Подбор подшипников качения

7.1 Подбор подшипников для вала I

*Fr*1

*Fr*2

*S*1

*S*2

*Fa*

Рисунок 10 – Схема установки подшипников

Исходные данные:

посадочный диаметр, d, мм 35;

радиальные нагрузки на подшипниках:



Fr1 =724 Н;

Fr2 = 2917 Н;

осевая сила на шестерне Fa = 202,5 Н;

класс нагрузкиН0,8;

ресурс привода, ч 4596,48;

частота вращения вала, n, об/мин1432;

схема установки подшипников враспор.

Для вала I принимаем однорядные конические роликоподшипники с углом контакта α = 14 ° [2].

Коэффициент осевого нагружения е [2]:

e = 1,5⋅tgα,(96)

e = 1,5⋅tg 14° = 0,374.

Осевая составляющая S, Н:

S = 0,83⋅e⋅Fri,(97)

гдеFri – радиальная нагрузка соответствующей опоры, Н.

S1 = 0,83⋅0,374⋅724 = 224,7 Н;

S2 = 0,83⋅0,374⋅2917 = 906 Н.

S1 < S2, то по [8]:

Результирующие осевые нагрузки:

Fa1 = Fa + S2,(98)

Fa1 = 202,5 + 906 = 1108,5 Н.

Fa2 = S2 = 906 Н.

Проверяем величину соотношения  [2].

гдеFai – осевая нагрузка на соответствующем подшипнике;

V – коэффициент вращения (V = 1 при вращении внутреннего кольца).



В этом случае X = 0,4; Y = 1,6 [2].

Приведенная нагрузка:

P1 = (X⋅V⋅Fr1 + Y⋅Fa1)⋅Кб⋅КТ,(99)

где X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок;

Кб – коэффициент безопасности, учитывающий динамическую нагрузку (Кб=1,4[2]);

КТ – температурный коэффициент (КТ = 1 при t < 100 °С [2]).

P1 = (0,4⋅1⋅724 + 1,6⋅1108,5)⋅1,4⋅1 = 2890 Н.

0,31 < е.

В этом случае X = 1; Y = 0 [2].

Приведенная нагрузка:

P2 = V⋅X⋅Fr2⋅Кб⋅КТ,(100)

P2 = 1⋅1⋅2917⋅1,4⋅1 = 4083,8 Н.

Далее расчет ведем по наиболее нагруженной опоре [8]:

Эквивалентная нагрузка:

Рэ = КНЕ⋅Рi,(101)

где КНЕ – коэффициент эквивалентности (КНЕ = 0,8);

Pi – максимальная приведенная нагрузка.

Рэ = 0,8⋅4083,8 = 3267 Н.

Расчетный ресурс подшипника [9]:

,(102)

где n – частота вращения вала, об/мин;

Lп – ресурс подшипника, ч (принимаем Lп = 4596,48 ч, т. е. равным ресурсу привода).

= 394,92млн.об.

Потребная динамическая грузоподъемность [9]:

C = L1/p⋅Pэ,(103)

где р – показатель степени (р = 3,33 [9]).

С =394,921/3,33⋅3267= 19638 H.

По [2] принимаем для обеих опор конические однорядные роликоподшипники легкой серии 7207.

Характеристики конических однорядных роликоподшипников 7207 ГОСТ 333-79

Таблица 4

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Размеры, мм | | | | | | | Грузоподъемность, кН | |
| d | D | T | B | c | r | r1 | C | C0 |
| 35 | 72 | 18,5 | 17 | 15 | 2 | 0,8 | 38,5 | 26,0 |

Условие СтребС:

1963638500 – условие выполняется.

7.2 Подбор подшипников для вала II

*Fa*

*Fr*2

*Fr*1

*S*2

*S*1

Рисунок 11- Схема установки подшипников

Исходные данные:

посадочный диаметр, d, мм 30;

радиальные нагрузки на подшипниках:



Fr1 = 2587 Н;

Fr2 = 613 Н;

осевая сила на шестернеFa1 = 905,9 Н;

класс нагрузкиН0,8;

ресурс привода, ч 4596,48;

частота вращения вала, n, об/мин358;

схема установки подшипников врастяжку.

Для вала II принимаем однорядные конические роликоподшипники с углом контакта α = 14°[2].

Коэффициент осевого нагружения е по формуле (96):

e = 1,5⋅tg 14° = 0,374.

Осевая составляющая S, Н по формуле (97):

S1 = 0,83⋅0,374⋅2587= 803 Н;

S2 = 0,83⋅0,374⋅613 = 190,3 Н.

S1 > S2, то по [8]:

Результирующие осевые нагрузки:

Fa1 = S1 = 803 Н.

Fa2 = Fa + S1,(104)

Fa2 =905,9 + 803 = 1709 Н.

Проверяем величину соотношения  [2].

где Fai – осевая нагрузка на соответствующем подшипнике;

V – коэффициент вращения (V = 1 при вращении внутреннего кольца).

0,31 < e.

В этом случае X = 1; Y = 0 [2].

Приведенная нагрузка по формуле (104):

Р1 = 1⋅1⋅2587⋅1,4⋅1 = 3621,8 Н.

 > е.

В этом случае X = 0,4; Y = 1,6 [2].

Приведенная нагрузка по формуле (100):

P2 = (0,4⋅1⋅613 + 1,6⋅2587)⋅1,4⋅1 = 6138,2 Н.

Далее расчет ведем по наиболее нагруженной опоре [8]:

Эквивалентная нагрузка по формуле (101):

Рэ = 0,8⋅6138,2 = 4910 Н.

Расчетный ресурс подшипника по формуле (102) при n = 358 об/мин :

= 98,73 млн. об.

Потребная динамическая грузоподъемность по формуле (103):

С = 98,731/3,33⋅ 4910 = 19472,3 Н.

По [2] принимаем для обеих опор конические однорядные роликоподшипники легкой серии 7206.

Характеристики конических однорядных роликоподшипников 7206 ГОСТ 333-79

Таблица 5

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Размеры, мм | | | | | | | Грузоподъемность, кН | |
| d, | D | T | B | c | r | r1 | C | C0 |
| 30 | 62 | 17,5 | 16 | 14 | 1,5 | 0,5 | 31,0 | 22,0 |

Условие СтребС:

19472,331000 – условие выполняется.

7.3 Подбор подшипников для вала III

Исходные данные:

посадочный диаметр, d, мм 50;

радиальные нагрузки на подшипниках:



Fr1 = 4412 Н;

Fr2 = 10711 Н;

осевая сила на колесе Fa2 = 905,9 H

класс нагрузкиН0,8;

ресурс привода, ч 4596,48;

частота вращения вала, n, об/мин100,85;



Рисунок 12- Схема установки подшипников

Для вала III принимаем радиально – упорные шарикоподшипники с углом контакта α = 12 ° [2].

Коэффициент осевого нагружения е по формуле (96):

e = 1,5⋅ tg 12° = 0,32.

Осевая составляющая S, Н :

S1 = e⋅ Fr1=0,32⋅ 4412=1412 Н;

S2 = e⋅ Fr2=0,32⋅ 10711=3428 Н.

S2 > S1, то по [2]:

Результирующие осевые нагрузки:

Fa1 = Fa+S2=905,9+3428=4334 Н.

Fa2 = S2 = 3428 Н.

Проверяем величину соотношения  [2].

гдеFai – осевая нагрузка на соответствующем подшипнике;

V – коэффициент вращения (V = 1 при вращении внутреннего кольца).

0,982 < e.

В этом случае X = 1; Y = 0 [2].

Приведенная нагрузка по формуле (99):

P1 = 1⋅1⋅4412⋅1,4⋅1 = 6177 Н.

0,32 < е.

В этом случае X = 1; Y = 0 [2].

Приведенная нагрузка по формуле (100):

Р2 = 1⋅1⋅10711⋅1,4⋅1 = 14995 Н.

Далее расчет ведем по наиболее нагруженной опоре [8]:

Эквивалентная нагрузка по формуле (101):

Рэ = 0,8⋅14995= 11996 Н.

Расчетный ресурс подшипника по формуле (102) при n = 100,85 об/мин:

= 27,81 млн. об.

Потребная динамическая грузоподъемность по формуле (103):

С = 27,811/3,33⋅11996 = 32530 Н.

По [2] принимаем для обеих опор однорядные радиально – упорные шарикоподшипники легкой серии 210.

Характеристики радиальных однорядных шарикоподшипников 210 ГОСТ 8338-75

Таблица 6

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Размеры, мм | | | | Грузоподъемность, кН | |
| d, | D | B | r | C | C0 |
| 50 | 90 | 20 | 2,0 | 35,1 | 19,8 |

Условие СтребС:

3253035100 – условие выполняется.

8. Конструирование элементов редуктора

8.1 Конструирование зубчатых колес

Колеса изготовляются из штампованных заготовок. Штамповочные и формовочные уклоны принимаются γ = 10°, радиусы закруглений R 5 мм. В дисках предусмотрены отверстия диаметром dотв = 15…25 мм для удобства изготовления и возможности снятия колес с валов съемником [2].

Диаметр ступицы колеса [2]:

Dст = 1,5⋅ d + 10,(105)

где d – диаметр вала, мм.

Толщина тела ступицы [2]:

δст = 0,25⋅ d + 5,(106)

Толщина обода [2]:

δо = 2,5⋅ m + 2,(107)

где m = mn – для цилиндрических колес (mn = 2,5 мм);

m = mtm – для конических колес (mtm = 1,431 мм).

Толщина диска [2]:

δд = (δо + δст)/2,(108)

Длина ступицы [6]:

lст = (0,8…1,5)⋅ d,(109)

Параметры зубчатых колес рассчитаны по формулам (105) – (109). Полученные данные округлены по ряду Ra 40 ГОСТ 6636-69 и занесены в табл. 7.

На венцах колес выполняются фаски, равные соответствующим модулям [8]. Основные размеры колес

Таблица 7

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование | Размеры, мм | | | | |
| Dст | δст | δо | δд | lст |
| Коническое колесо | 60 | 14 | 5,6 | 10 | 35 |
| Цилиндрическая шестерня | 60 | 14 | 8 | 11 | 35 |
| Цилиндрическое колесо | 80 | 17,5 | 8 | 12,5 | 45 |

8.2 Конструирование звездочек цепной передачи

По конструкции звездочки отличаются от зубчатых колес в основном формой профиля зуба. Размеры венца зависят от шага цепи рц, числа зубьев z, размеров цепи. [8].

Размеры венца звездочек роликовых цепей:

Делительный диаметр [8]:

dд = рц/sin(180°/z),(110)

Диаметр наружной окружности [8]:

De = pц⋅(0,5 + ctg(180°/z)),(111)

Диаметр окружности впадин [8]:

Di = dд - 2⋅r,(112)

Диаметр проточки [8]:

Dc = pц⋅ctg(180°/z) – 1,3⋅h,(113)

Ширина зуба [8]:

b = 0,93⋅Bвн – 0,15,(114)

Радиус закругления зуба [8]:

R = 1,7⋅Dc,(115)

Толщина обода [8]:

δ = 1,5⋅(De - dд),(116)

Толщина диска [8]:

C = (1,2…1,3)⋅δ,(117)

где рц – шаг цепи;

Ввн – расстояние между внутренними плоскостями пластин цепи;

h – ширина пластины цепи;

r – радиус впадины, мм.

r = 0,5025⋅d1 + 0,05,(118)

гдеd1 – диаметр ролика цепи (d1 = 22,23 мм).

r = 0,5025⋅22,23 + 0,05 = 11,22 мм.

Параметры звездочек рассчитаны на ЭВМ в программе DM-7. Полученные данные приведены в приложении.

8.3 Конструирование элементов корпуса

Редуктор для удобства сборки имеет разборный корпус, разъем сделан в плоскости осей валов. Корпусные детали получены методом сварки. Материал корпуса – сталь.

В соответствии с требованиями технической эстетики корпус редуктора имеет строгие геометрические формы: отсутствуют выступающие части, бобышки и ребра располагаются внутри корпуса. Крышка с корпусом соединяется винтами, ввертываемыми в гнезда, нарезаемые непосредственно в корпусе. Фундаментные болты располагаются в выемках корпуса так, чтобы лапы не выступали за габариты корпуса [8].

Толщина стенки корпуса[8]:

δсв = 0,8⋅δ 6 мм, (119)

где мм, (120)

гдеТтх – крутящий момент на тихоходном валу, Н⋅м (Ттх = 418,66 Н⋅м).

;

δсв = 0,8⋅6,2=4,95 мм;

Согласно вышеприведенным указаниям принимаем толщину стенки корпуса δ св = 6 мм.

Толщина стенки крышки корпуса [8]:

δ1 = 0,9⋅δ 6 мм, (121)

δ1 = 0,9⋅6 = 5,4 мм.

Принимаем δ1 = 6 мм.

Размеры основных элементов корпуса и формулы для их расчета приведены в табл. 9.

Таблица 9 Размеры основных элементов корпуса редуктора

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметр корпусных деталей | Формула | Значение, мм |
| Диаметр стяжных винтов или болтов, крепящих крышку к корпусу |  | 10 |
| Толщина фланца по разъему | h2 = 1,2⋅ dc | 12 |
| Расстояние между стяжными винтами | lc = (10…15)⋅ dc | 120 |
| Ширина фланца без стяжных винтов | bфл1,5⋅ dc | 15 |
| Расстояние от стенки до края фланца для болта с шестигранной головкой | K1 = (2,7…3)⋅ dc | 30 |
| Диаметр фундаментных болтов | dф = 1,25⋅ dc | 12 |
| Толщина фундаментных лап | hф = 1,5⋅ dф | 18 |
| Расстояние от стенки до края фланца фундаментных лап | K = (3,2…3,5)⋅dф | 34 |
| Расстояние от края фланца до оси болта | C = 0,5⋅K | 17 |
| Толщина подъемных проушин | δ2 = 2,5⋅δ | 15 |
| Толщина ребра | δ3 = (0,8…1)⋅δ | 6 |
| Диаметр винтов крепления торцевых крышек подшипника и крышки смотрового люка | dп = 0,5⋅ dc | 6 |
| Глубина завинчивания винтов | h3 = (1,3…1,4)⋅ d | 8,4 |
| Высота платиков | h4 = 0,5⋅δ | 3 |
| Ширина платиков | bпл = (2,3…2,5)⋅ dп | 15 |
| Диаметр прилива подшипникового гнезда | Dп = 1,25⋅D + 10 | 85 |
| Диаметр установочных штифтов | dш = (0,7…0,8)⋅ dc | 8 |
| Высота корпуса | h = (1…1,12)⋅ aт | 112 |

9. Подбор и проверка шпонок

Шпоночные соединения применены при соединении с валами:

вал I – соединение с электродвигателем;

вал II – коническое колесо и цилиндрическая шестерня;

Размеры призматических шпонок: ширина b, высота h, глубина паза вала t1, ступицы t2 выбираются в зависимости от диаметра вала d. Длина шпонки принимается из стандартного ряда на 5…10 мм меньше длины ступицы [1].

Шпонки выбраны из [2].

Выбранные шпонки проверены на смятие [1]:

,(122)

где σсм доп – допускаемое напряжение смятия, МПа;

Т – крутящий момент на данному валу, Н⋅мм;

d – диаметр вала, мм;

lр – расчетная длина шпонки, мм.

t2 – глубина паза втулки, мм;

σсм доп = 200 МПа – допускаемое напряжение смятия [2].

Результаты расчета на смятие и основные параметры шпонок приведены в табл. 10.

Таблица 10. Основные параметры шпонок

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер вала | Размеры, мм | | | | | σсм, МПа |
| Диаметр вала, d | Сечение шпонки, bxh | Глубина паза вала, t1 | Глубина паза втулки, t2 | Длина шпонки, l |
| I | 30 | 8х7 | 4,0 | 3,3 | 25 | 26,4 |
| II | 35 | 10х8 | 5,0 | 3,3 | 28 | 76,7 |
| II | 35 | 10х8 | 5,0 | 3,3 | 28 | 76,7 |

Из табл. 10 видно, что условие прочности (121) выполняется.

Окончательно принимаются шпонки:

Вал I:

Для хвостовика вала Шпонка 8х7х25 ГОСТ 23360-78.

Вал II:

Для конического колеса Шпонка 10х8х28 ГОСТ 23360-78

Для цилиндрической шестерни Шпонка 10х8х28 ГОСТ 23360-78.

10. Выбор посадок

Выбор посадок подшипников качения

Выбор посадок зависит от вида нагружения колец, действующих нагрузок, режима работы и условий эксплуатации [8].

Все подшипники проектируемого редуктора испытывают циркуляционное нагружение для внутреннего кольца и местное нагружение для наружного кольца.

По [2] принимаем посадки:

- для внутреннего кольца ,

- для наружного кольца .

Выбор посадок шпонок

В проектируемом редукторе шпоночные соединения приняты основными нормальными [8].

посадка шпонки на вал: ;

посадка шпонки во втулку: .

Выбор посадок зубчатых колес, звездочек, подшипниковых крышек

По рекомендациям [8] приняты посадки:

зубчатых колес: ;

звездочек: ;

подшипниковых крышек и стаканов в корпус: .

Расчет соединения с гарантированным натягом

Исходные данные:

Номинальный диаметр: d=50 мм;

Диаметр отверстия вала: d1=0 мм;

Наружный диаметр втулки: d2=80 мм;

Крутящий момент: T=418,66 Н м;

Осевая нагрузка: Fa=905,9 H;

Длина ступицы: lст=45 мм.

Расчет натяга и выбор посадки

; (123)

где K – коэффициент запаса (K=2);

.

.

.

Выбираем посадку по условию Np min ≥ NT:

Принята посадка 50;

При вероятности неразрушения p=0,99, Np min=39 мкм.

39 ≥ 36,4.

Окончательно принимаем посадку 50, с вероятностью неразрушения p=0,99.

Подберем соответствующую посадку в системе вала.

Пересчитаем на систему вала с основным отклонением 50 K6 посадку 50.

Посадка 50, обеспечивает минимальный натяг Nmin=0,054 мм.

Рассмотрим посадку 50, она обеспечивает минимальный натяг Nmin=0,051 мм.

0,054 мм ≈0,051 мм.

Поэтому можно принять посадку в системе вала 50.

Расчет шлицевого соединения

Для тихоходного вала выбраны шлицы

z=10;

Dвн=41 мм;

Dнар=50 мм;

bшл=5 мм.

Проверку шлицевых соединений выполняют на смятие и на износ рабочих граней шлицов:

; (124)

,

где T – расчетный крутящий момент, (T=418660 Н мм);

SF – удельный суммарный статический момент площади рабочих поверхностей

соединения относительно оси вала, (SF =749 мм/мм);

l – рабочая длина соединения, ( l=40 мм );

[σсм] – допустимое напряжение смятия, ([σсм]=256 МПа);

[σизн] – допустимое напряжение на износ, ([σизн]=20 МПа).

.

Шлицы нормально работают на износ и на смятие, все условия выполняются.

11. Выбор муфты

Для передачи крутящего момента от электродвигателя к редуктору в приводе ленточного конвейера предусмотрена установка упругой втулочно-пальцевой муфты.

Выбираем упругую втулочно-пальцевую муфту по ГОСТ 21424-75. Муфта выбрана по диаметрам соединяемых валов и расчетному крутящему моменту.

Расчетный крутящий момент [2]:

Tp = kp⋅Tном,(125)

где kp – коэффициент режима работы, учитывающий условия эксплуатации (kp = 1,5);

Тном – номинальный крутящий момент, Н⋅м (Тном = 32,67 Н⋅м).

Тр = 1,5⋅32,67 = 49 Н⋅м.

Параметры выбранной муфты занесены в табл. 11.

Таблица 11 - Параметры упругой втулочно-пальцевой муфты.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Т, Н⋅м | Размеры, мм | | | |
| d | D | L | l |
| 63 | 30 | 100 | 104 | 50 |

12. Уточненный расчет валов

Уточненный расчет валов заключается в определении коэффициента запаса s в опасных сечениях вала.

Коэффициент запаса прочности [1]:

,(126)

где sσ – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

sτ – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям.

,(127)

где σ-1 – предел выносливости материала вала при симметричных циклах изгиба, МПа (σ-1 = 410 МПа [1]);

σa – амплитуда цикла нормальных напряжений, МПа;

σm – среднее значение нормальных напряжений, МПа;

Kσ - эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе;

εσ - масштабный фактор для нормальных напряжений;

ψσ - коэффициент (ψσ = 0,1 [1]).

,(128)

где М – изгибающий момент в опасном сечении, Н⋅м;

W – момент сопротивления изгибу, м3.

,(129)

где d – диаметр вала в опасном сечении, мм;

b – ширина шпонки, м;

c – глубина шпоночного паза, м.

,(130)

где Fa – осевая сила, действующая на вал, Н.

,(131)

где τ-1 – предел выносливости материала вала при симметричных циклах кручения, МПа (τ-1 = 240 МПа [1]);

τa – амплитуда цикла касательных напряжений, МПа;

τm – среднее значение касательных напряжений, МПа;

Kτ - эффективный коэффициент концентрации напряжений при

кручении;

ετ - масштабный фактор для касательных напряжений;

ψτ - коэффициент (ψτ = 0,05 [1]).

,(132)

гдеWk – момент сопротивления кручению, м3;

Т – крутящий момент на валу, Н⋅м.

, (133)

,(134)

Значения коэффициентов приняты:  = 2,6 [2], тогда  =1+0,6(2,6-1)=1,96.

Результаты расчетов сведены в таблицу 13

Таблица 13. Коэффициент запаса прочности

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер вала | Параметры | | | | | | | | |
| d, мм | sσ | sτ | σa, МПа | σm, МПа | W, м3 | τa, МПа | Wk, м3 | s |
| I | 30 | 4,75 | 7,2 | 18 | 0,33 | 8,9⋅ 10-6 | 6,3 | 18,94⋅ 10-6 | 4,45 |
| I | 35 | 6,2 | 8,1 | 19 | 0,4 | 20⋅ 10-6 | 7,2 | 23,6⋅ 10-6 | 4,8 |
| II | 35 | 2,61 | 12,42 | 10,24 | 0,98 | 49⋅ 10-6 | 2,56 | 24,5⋅ 10-6 | 2,6 |
| II | 35 | 2,4 | 12,42 | 9,9 | 0,98 | 49⋅ 10-6 | 2,56 | 24,5⋅ 10-6 | 2,57 |
| II | 35 | 2,54 | 12,42 | 10 | 0,98 | 49⋅10-6 | 2,56 | 24,5⋅ 10-6 | 2,63 |
| II | 35 | 2,47 | 12,42 | 10,1 | 0,98 | 49⋅ 10-6 | 2,56 | 24,5⋅ 10-6 | 2,61 |
| III | 50 | 6,8 | 7,2 | 22,5 | 0,7 | 33⋅ 10-6 | 5,6 | 21,6⋅ 10-6 | 3,43 |
| III | 50 | 6,7 | 7,2 | 21,8 | 0,7 | 33⋅ 10-6 | 5,6 | 20⋅ 10-6 | 3,4 |
| III | 50 | 6,83 | 7,2 | 22,1 | 0,7 | 33⋅ 10-6 | 5,6 | 22⋅ 10-6 | 3,41 |

13. Выбор смазки

Основное назначение смазывания – уменьшение силы трения, снижение скорости изнашивания и отвод тепла от места контакта. Тип смазки выбираем по требуемой вязкости, зависящей от контактного напряжения и окружной скорости колес.

Требуемая вязкость масла [2]:

,(135)

где νт – потребная вязкость масла для тихоходной ступени, мм2/с (νт = 43 мм2/с);

νб – потребная вязкость масла для быстроходной ступени, мм2/с (νб = 100 мм2/с).

 = 71,5 мм2/с.

Принято масло индустриальное И-70А ГОСТ 20799-75 с вязкостью ν = 65-75 мм2/с.

Подшипники смазываются за счет масляного тумана.

Для контролирования уровня масла в редукторе предусмотрен щуп. Масло заливается через люк, одновременно служащий для контроля сборки зацепления и его состояние в период эксплуатации.

Сливается масло через сливное отверстие, закрываемое пробкой.

14. Порядок сборки и разборки редуктора

Разборка редуктора производится в следующей последовательности: сливается масло; откручиваются болты крепления крышки; откручиваются болты крепления подшипниковых крышек; снимается крышка; валы с подшипниками убираются из подшипниковых узлов; вынимается стакан, из стакана выпрессовывается вал с подшипниками; при помощи съемника с выходного вала снимается звездочка цепной передачи, кулачковая предохранительная муфта, при помощи съемника снимаются подшипники, с валов снимаются колеса, вытаскиваются шпонки. Сборка редуктора производится в обратном порядке.

Список литературы

1. Проектирование деталей машин. Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине "Детали машин" / Б. В. Глухов, Б. Е. Татаринцев. Новосибирск, 1995. 64 с.
2. Проектирование механических передач / С. А. Чернавский Б. А. Снесарев и др. М., 1984. 560 с.
3. СТП НИИЖТ 01.01-94. Курсовой и дипломный проекты. Требования к оформлению. Новосибирск, 1993. 44 с.
4. Иванов М. Н. Детали машин. М., 1991. 383 с.
5. Курсовое проектирование деталей машин с использованием ЭВМ. Методические указания / Б. В. Глухов, Б. Е. Татаринцев. Новосибирск, 1986. 47 с.
6. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. / Конструирование узлов и деталей машин. М., 1985. 416 с.
7. Курсовое проектирование деталей машин / В. Н. Кудрявцев и др., Л. 1984. 400 с.
8. Конструирование деталей машин. Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине "Детали машин" / Б. В. Глухов, Б. Е. Татаринцев. Новосибирск, 1996. 76 с.
9. Подбор подшипников качения по динамической и статической грузоподъемности / Б. В. Глухов, Б. Е. Татаринцев. Новосибирск, 1978. 42 с.
10. Учебно-исследовательская работа студентов в курсовом проектировании деталей машин. Методические указания. / Б. В. Глухов, Б. Е. Татаринцев. Новосибирск, 1987. 22 с.