**СОДЕРЖАНИЕ**

Техническое задание

Введение

1. Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчет привода

2. Расчет зубчатой передачи редуктора

3. Расчет цепной передачи

4. Проектировочный расчет валов редуктора

5. Конструктивные размеры зубчатой пары редуктора

6. Конструктивные размеры корпуса и крышки редуктора

7. Первый этап компоновки редуктора

8. Подбор подшипников для валов редуктора

9. Второй этап эскизной компоновки редуктора

10. Подбор муфты

11. Подбор шпонок и проверочный расчет шпоночных соединений

12. Проверочный расчет на сопротивление усталости вала редуктора

13. Выбор посадок основных деталей редуктора

14. Смазка зацепления и подшипников редуктора

15. Сборка редуктора

Список используемых источников

**ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ**

Рассчитать и спроектировать одноступенчатый цилиндрический косозубый редуктор для привода к шнеку−смесителю

1−электродвигатель; 2− муфта; 3−редуктор цилиндрический косозубый; 4−цепная передача; 5−загрузочный бункер; 6−шнек; I- вал двигателя; II- ведущий вал редуктора; III- ведомый вал редуктора; IV− вал рабочей машины.

Рисунок 1 - Схема привода

Исходные данные:

Тяговая сила шнека F=2,2 кН;

Наружный диаметр шнека D=550 мм;

Скорость перемещения смеси v=1,0 м/с;

Угол наклона передачи Q=60º

Редуктор предназначен для длительной эксплуатации и мелкосерийного производства с нереверсивной передачей;

Нагрузка с лёгкими толчками;

Срок службы привода L= 6 лет

**ВВЕДЕНИЕ**

Машиностроению принадлежит ведущая роль среди других отраслей народного хозяйства, т.к. основные производственные процессы выполняют машины. Поэтому и технический уровень всех отраслей народного хозяйства в значительной мере определяется уровнем развития машиностроения.

Для повышения эксплуатационных и качественных показателей продукции необходимо совершенствование и развитие конструкций современных машин.

Редуктор – это механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, заключённых в отдельный закрытый корпус. Служит для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины.

Назначение редуктора – понижение угловой скорости и соответственно повышения вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Редуктор состоит из корпуса, в котором помещаются элементы передачи – зубчатые колёса, валы, подшипники и т.д.

Редуктор проектируют либо для привода определённой машины, либо по заданной нагрузке и передаточному числу без указания конкретного назначения.

Проектируемый редуктор – цилиндрический, косозубый одноступенчатый с вертикальным расположением валов редуктора в пространстве. Двигатель соединен с редуктором при помощи муфты. Для соединения выходного вала редуктора с рабочим шнека-смесителя предусмотрена цепная передача.

**1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЁТЫ ПРИВОДА**

Определяем общий КПД привода

ŋ общ. = ŋц .п∙ηм∙ ŋцеп..п. ŋ2п.к.

Согласно таблице 1 /2/

ŋцеп.п.= 0,92 – КПД цепной передачи

ŋц.п. = 0,97 – КПД цилиндрической передачи

ŋпк = 0,99 – КПД пары подшипников

ηм. .= 0,98\_\_\_ КПД муфты

ŋ = 0,93∙ 0,97∙ 0,992∙0,98 = 0,857

Определяем требуемую мощность на валу шнека−смесителя

Ртр. =F,v=2.2·1,0=2,2 кВт

Определяем частоту вращения вала шнека−смесителя

nном ===34,74 об/мин

Определяем требуемую мощность двигателя

Ртр. =

Выбираем двигатель 4АМ112МВ8У3 мощность 3,0 кВт, синхронной частотой вращения 750 об/мин

nном = 700 об/мин dдв = 32 мм.

Общее передаточное число

uобщ =

Выбираем для редуктора стандартное передаточное число u = 5, тогда для цепной передачи

uцеп=

Определяем частоты вращения и угловые скорости всех валов привода

nдв=nном= 700 мин-1

nдв=nном= 700 мин-1

Определяем мощность на всех валах привода.

Ведущем валу редуктора:

Р1= Ртр. ∙ηп. ∙ηм = 2,567∙0,98∙0,99 = 2,491 кВт

Ведомом валу редуктора:

Р2= Р1 ∙ ŋц.п ∙ηп к.. = 2,491 ∙ 0,97 ∙0,99 = 2,392 кВт

Выходном валу привода:

Р3= Р2∙ ηцеп.п. = 2,392∙ 0,92 = 2,2 кВт

Определяем крутящие моменты на валах:

Результаты расчёта предоставляем в виде таблицы.

Таблица 1.1 - Силовые и кинематические параметры привода.

|  |  |
| --- | --- |
| Параметр | Вал |
| двигателя | ведущий (быстроходный)редуктора | ведомый (тихоходный) редуктора | рабочей машины |
| Мощность Р, кВт | 2,567 | 2,491 | 2,392 | 2,2 |
| Частота вращения n, об/мин | 700 | 700 | 140 | 34,74 |
| Угловаяскорость ω, 1/с | 73,27 | 73,27 | 14,65 | 3,64 |
| Вращающий момент Т, Нм | 35 | 34 | 163,3 | 604,4 |

Определим ресурс привода.

Принимаем двухсменный режим работы привода тогда

Lh=365·Lг·tc·Lc=365·6·2·8=35040 ч.

Принимаем время простоя машинного агрегата 15% ресурса.

Тогда

L΄h= Lh·0,85=35040·0,85=29784 ч.

Рабочий ресурс привода принимаем Lh=30·103 ч.

**2. РАСЧЁТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРА**

**Выбор материала и назначение термической обработки**

Выбираем марку стали – **40Х** для шестерни и колеса, термообработка с улучшением.

Для шестерни:

НВ1=269…302 = 285,5;

Для колеса:

НВ2= 235…262 = 248,5;

По таблице 3.2 (2)

**Определение допускаемых контактных напряжений и напряжений изгиба**

Определяем допускаемое контактное напряжение

Где −Кнl=1-коэффициент безопасности при длительной работе;

−[σн0]-допускаемое контактное напряжение материала колеса, соответствующее пределу контактной выносливости базового числа циклов напряжений зубьев NH0.

Расчетное допускаемое напряжение

[σH]=0,45∙([σH1]+[σH2])=0,45(580,9+514,3)=493 МПа

Определяем допустимые напряжения изгиба для материала шестерни и колеса раздельно

Шестерня:

Где

2=1,03∙НВ2ср=1,03∙248,5=256МПа

1=1∙294=294МПа

2=

Где−К FL= 1- коэффициент безопасности при длительной эксплуатации.

− [σF0]-допускаемое напряжение изгиба при базовом числе циклов напряжений NF0.

**Определение параметров передачи и геометрических размеров колес**

Принимаем расчетные коэффициенты:

- коэффициенты ширины венца колеса относительно межосевого расстояния (с.355 [3]) Ψа=b2 /aω=0,4;

- коэффициенты ширины венца колеса относительно делительного диаметра шестерни Ψd=b2 /d1=0,3 ·Ψаω(u1+1)=0,3· 0,4(4+1)=0,6 - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контакта зубьев для прирабатывающихся цилиндрических зубчатых колес и постоянном режиме нагрузки КНβ=1.

Определяем межосевое расстояние передачи:

принимаем по ГОСТ 2144-76 aω=112 мм.

Определяем предварительные размеры колеса:

делительный диаметр

;

ширина венца

b2= Ψаּ aω=0,4ּ112=45 мм.

Определяем нормальный модуль зубьев:

принимаем по ГОСТ9536-60 mn=1,5 мм.

Принимаем предварительно угол наклона зубьев β=10º

Определяем число зубьев шестерни

Принимаем z1=24

Число зубьев колес:

z2=z1\*u=24∙5=120

Фактический угол наклона зубьев:

β=arcos[(z1+z2)∙mn/(2aw)]=arcos[(24+120)∙1,1/(2∙112)]=15o20’

Определяем основные геометрические размеры передачи:

диаметры делительных окружностей

d1=mּn z1/cosβ= 1,5∙24/0,96428 =37,33 мм

d2=m nz2//cosβ=1,5∙120/0,96428 = 186,67 мм

проверяем межосевое расстояние

;

диаметры окружностей вершин зубьев

dа1= d1 +2ּmn =37,33+2ּ1,5=40,33 мм,

dа2= d2 +2ּmn =186,67+2·1,5=189,67 мм;

диаметры окружностей впадин зубьев

df1= d1 -2,4ּm = 37,33−2,4ּ1,5= 33,73 мм,

df2= d2 -2,4ּm = 186,67−2,4ּ1,5=183,07 мм;

ширина венцов

b2= Ψаּ aω=0,4∙112=44,8 мм

принимаем b2= 45 мм

b1= b2+2…5=45+2…5 = 47…50 мм.

принимаем b1= 50 мм

**Силы в зацеплении передачи**

Определяем окружную силу в зацеплении:

.

Определяем радиальную силу в зацеплении:

Fr1=Ft1ּtgαω /cosβ= 1750∙tg20/0,96428 =660 H

Определяем осевую силу в зацеплении:

Fа1=Ft1ּtgβ=1750•0,2746=481 Н

**Проверка зубьев колес по контактным напряжениям и напряжениям изгиба**

Определяем кружную скорость колес:

,

Принимаем 8ю степень точности передачи (табл.4.2 [2])

Уточняем коэффициенты:

-коэффициенты ширины венца колеса Ψd=b2/d1=45/37,33=1,205

- коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контакта зубьев (табл. 9.1. и табл. 9.2. [3]) КН β=1,06 и КFβ=1,2

- коэффициент динамической нагрузки (с.89 и 90[3])

КН v=1,03 и KFV = 1.08

- коэффициент распределения нагрузки между зубьями Кнά =1,05

KFα=0,91

Определяем фактическое контактное напряжение рабочих поверхностей зубьев:

<

<[σн]= 493МПа

Недогрузка составляет [(493−477,4)/493]∙100%=8,7%

Что менее допустимой в 15%.

Определяем эквивалентное число зубьев шестерни и колеса:

Z1/cosβ3 = 24/0,964283=27

Z2/cosβ3 = 120/0,964283=134

выбираем по табл. 4.4. [2] коэффициенты формы зуба YF1=3,85 и YF2=3,60

Проверяем прочность зубьев шестерни и колеса на изгиб:

Прочность зубьев обеспечивается.

Результаты расчета сводим в таблицу 2.

Таблица 2 - Параметры зубчатой цилиндрической передачи.

|  |
| --- |
| Проектный расчёт |
| Параметр | Значение | Параметр | значение |
| Межосевое расстояние aω | 112 мм. | угол наклона зубьев: β | 15o20’ |
| Модуль зацепления m | 1,5мм | Диаметр делительной окружностиШестерни d1Колеса d2 | 37,33 мм186,67 мм |
| Ширина зубчатого венцаШестерни b1Колеса b2 | 5045 |
| Число зубьевШестерни z1Колеса z2 | 24120 | Диаметр окружности вершин зубьевШестерни da1Колеса da2 | 40,37 мм189,67 мм |
| Вид зубьев | косозубая | Диаметр окружности впадин зубьевШестерни df1Колеса df2 | 33,73 мм183,07 мм |
| Проверочный расчёт |
| Параметры | Допускаемые значения | Расчетные значения | примечания |
| Контактное напряжениеσH МПа | 493 | 450,1 | Недогрузка 8,7% |
| напряжение изгиба МПа | σF1 | 294 | 110,1 | Недогрузка |
| σF2 | 256 | 123,8 | Недогрузка |

**3. РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ**

Принимаем однорядную роликовую цепь.

Принимаем число зубьев малой (ведущей) звёздочки:

Z5=29-2u=29−2•4,03=20,94

принимаем z5=21

Определим число зубьев большей звёздочки

Z6=z5•uцеп=21•4,03=84,63

принимаем z6=85

Фактическое передаточное число:

u΄цеп= z6/z5=85/21=4,048

отклонение составляет 0,44%

По табл 7.18 [ 4 ] по величине n2= =140 об/мин принимаем ориентировочно допускаемое среднее давление в шарнирах цепи [pц]=30 МПа

Расчетные коэффициенты по [ 4 ,c.149 ]:

Кд=1,2-коэффициент динамической нагрузки (легкие толчки при работе) ;

Кс=1,5- коэффициент способа смазки (периодическая смазка);

КΘ=1,0 – коэффициент угла наклона линии центров (угол наклона Θ=60º);

Крег=0,8- коэффициент способа регулировки натяжения цепи (натяжение цепи оттяжной звёздочкой);

Кр=1,25 – коэффициент периодичности работы (работа в две смены).

Коэффициент эксплуатации

Кэ= Кд •КΘ •Крег •Кр •Кс =1,2•1,5•1,2•0,8•1,0=1,8

Шаг цепи из условия износостойкости шарниров цепи

Рц≥2,8

Где момент на ведущей звездочке:Т2= 163,3 Н·м

По табл. 7.15 [ 3 ] принимаем стандартную цепь с шагом р=25,4 мм и параметрами Аоп=179,7 мм2; q=2,6 кг/м

Проверяем условие п3≤п3max по табл 7.15 [ 4] для цепи с шагом р=25,4 мм п1ma=1000 об/мин., следовательно условие выполняется (140<1000).

Определяем среднюю скорость цепи

υ=(р •z1 •ω3)/(2π)=(25,4•10-3•21•14,65)/(2•3,14)=1,244 м/с

Окружную силу, передаваемую цепью:

Ft.ц=P2 / υ=2392/1,244=1922 Н.

Определяем расчётное давление в шарнирах цепи:

pц=FtКэ/Аоп=1922•1,8/179,7=19,26 МПа

Для принятого шага цепи уточняем допускаемое среднее давление в шарнирах цепи [pц]=26 МПа по табл. 7.18 [ 4 ]. Условие pц< [pц] (19,26<26) выполняется.

Принимаем межосевое расстояние:

ацеп=40р=40•25,4=1016 мм.

длина цепи в шагах

lр=2а +0,5(z5+z6)+р(z6−z5)2/(4•a•π2)=

2•40+0,5(21+85)+(85−21)2/(3,142•4•40)=135,6

Принимаем lр=136.

Уточненное значение межосевого расстояния ар с учетом стандартной длины цепи lр.

ац= 0,25t [(lр- W) + ],

где

w = 0,5(z5+z6)= 0,5 • (85 + 21) = 53

у= (z6−z5)/2π = (85− 21) /(2•3,14)= 10,2

ацеп=0,25•25,4[(136−53) + ] =1021 мм

Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4%, т.е. на 1021•0,004=4,1 мм.

Диаметры делительных окружностей звездочек:

dд5=t/sin(180º/z5)=25,4/sin(180º/21)=170,42,6 мм

dд6=t/sin(180º/z6)=25,4/sin(180º/85)=687,39 мм

Диаметры наружных окружностей звездочек при d1=15,88мм – диаметр ролика цепи :

Dе5=t(ctg(180º/z5)+0,7) – 0,31d1=25,4(ctg(180º/21)+0,7)− 0,31•15,88=181,38 мм

Dе6=t(ctg(180º/z6)+0,7) – 0,31d1=25,4(ctg(180º/85)+0,7)− 0,31•15,88=699,77 мм

Сила действующая на цепь:

окружная Ft.ц= 1922 Н.

центробежная Fv= υ2• q=2,6•1,2442=4,0 Н

от провисания цепи при коэффициенте провисания кf=1,4 при угле наклона передачи 60º

Ff= 9,81 кf• q• ацеп=9,81•1,4•2,6•1,021==36,5 Н

Расчетная нагрузка на валы:

Fв.ц= Ft.ц+2• Ff=1922+2•36,5=1995 Н

Коэффициент запаса прочности:

Нормативный коэффициент запаса прочности по табл. 7.19 [4] s=8,1. Условие прочности s > [ s ] выполняется.

**4. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЁТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА**

Проектный расчёт валов редуктора проводим по пониженным допускаемым напряжениям на кручение

**Ведущий вал**

Диаметр выходного конца вала при допускаемом напряжении на кручение

У выбранного электродвигателя диаметр вала dдв = 32 мм

Принимаем dв1=dдв =32 мм

Под подшипники принимаем dп1==35 мм

Шестерню выполняем за одно целое с валом.

**Ведомый вал**

Диаметр выходного конца вала при допускаемом напряжении на кручение

Принимаем dB2=40 мм.

Диаметр под подшипниками dп2=45 мм.

Диаметр вала под зубчатым колесом dk2=50 мм.

Диаметры остальных участков валов назначаем исходя из конструктивных соображений при компоновки редуктора.

**5. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ РЕДУКТОРА**

**Вал – шестерня**

Шестерню выполняем за одно целое с валом, ее размеры:

**Конструкционные размеры зубчатого колеса**

Зубчатое колесо кованное, размеры венца зубчатого колеса:

Диаметр ступицы колеса

Dст2=1,6dк2=1,6∙50=80 мм

Длина ступицы колеса:

Lст2=(1,2…1,5) dk2=(1,2…1,5)∙50=60…75мм

Принимаем Lст2= 60 мм

Толщина обода

Принимаем σ0=8 мм

Толщина диска

Принимаем С=14 мм.

**6. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА И КРЫШКИ РЕДУКТОРА**

Толщина стенок корпуса и крышки:

Принимаем δ=8 мм

Принимаем δ0=8 мм

Толщина поясов корпуса и крышки:

верхнего пояса крышки

b=1,5δ=1,5∙8=12мм

b1=1,5δ=1,2∙8=12мм

Нижнего пояса корпуса:

р=2,35∙δ=2,35∙8=18,8мм

Принимаем р=20мм

Диаметр болтов:

фундаментных

d1=(0.03...0.036)∙aw+12=(0,03…0,036)∙112+12=15,36...16,032мм,

принимаем болты с резьбой М16;

крепящих крышку к корпусу у подшипников

d2=(0,7...0,75) d1=(0,7…0,75)∙16=11,2...12мм,

принимаем болты с резьбой М12;

соединяющих крышку с корпусом

d3=(0,5…0,6) d1=(0,5…0,6)∙16=8…9,6мм,

принимаем болты с резьбой М8

**7. ПЕРВЫЙ ЭТАП КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА**

Первый этап компоновки редуктора проводим для приближенного обозначения положения зубчатых колес относительно опор для определения опорных реакций и подбора подшипников.

Компоновочный чертёж выполняем в одной проекции – разрез по осям валов при снятой крышке редуктора в масштабе 1:1.

Примерно по середине листа параллельно его длинной стороне проводим горизонтальную осевую линию, затем две вертикальные линии – оси валов на расстоянии aw=112 мм.

Вычерчиваем упрощенную шестерню и колесо в виде прямоугольников, шестерня выполнена за одно целое с валом: длина ступицы колеса равна ширине венца и не выступает за пределы прямоугольника.

Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса:

принимаем зазор между торцом ступицы колеса и внутренней стенкой корпуса

А1=1,2∙ δ=1,2∙8=10 мм;

2)принимаем зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса А= δ =8 мм;

3)принимаем расстояние между наружным кольцом подшипника ведущего вала и внутренней стенкой корпуса А= δ =8 мм.

Предварительно намечаем радиальные шарикоподшипники легкой серии: габариты подшипника выбираем по диаметру вала в месте посадки подшипников:

Таблица 3 - Предварительный подбор подшипников для валов редуктора.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | Условное обозначение подшипника | d | D | B | Грузоподъёмность, кН |
| Размеры, мм | Сr | С |
| ведущий | 207 | 35 | 72 | 17 | 25,5 | 13,7 |
| ведомый | 209 | 45 | 85 | 19 | 33,2 | 18,6 |

Решаем вопрос о смазывании подшипников. Принимаем пластичный смазывающий материал, так как попадание масленых брызг на подшипники ведущего вала затрудненно. Для предотвращения вытекания и выливания пластичного смазывающего материала жидким маслом из зоны зацепления, устанавливаем мазеудерживающие кольца. Их ширина определяется по размеру У=12 мм.

Измерением находим расстояние на ведущем валу l1=54,5 мм, на ведомом l2=55,5 мм.

Принимаем l1= l2=55 мм.

**8. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ВАЛОВ РЕДУКТОРА**

Из расчетов и компоновки: Ft=1750 Н, Fr=660 Н, Fа=481 Н, l1=l2=55 мм,

d1=37,33 мм, d2= 186,67 мм.

**Ведущий вал**

Определяем предварительно консольную нагрузку от муфты, действующую на выходном конце вала (табл. 6.2./2/):

Fм=80=80 =466 Н

Принимаем lм=65 мм.

Вычерчиваем расчетную схему нагружения вала (рис.7.1) Опору, воспринимающую внешнюю осевую силу обозначаем символом 2.

Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости хz от силы Ft:

Н;

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси У в характерных сечениях:

МУ1= МУА= МУ2=0; МУВ= R1Хּ l1 = 875·0,055=48 Нּм

Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости хy от сил Fr и Fа:

∑ МХ1=0; R2yּ 2 l1 - Frּ l1 - Fа= 0,

∑ МХ2=0; - R1yּ2l1 + Frּ l1 – Fа = 0,

 Н.

 Н,

Проверка:

∑Fy=0; R2У + R1У - Fr1 = 248+412−660= 0.

Строим эпюру изгибающих моментов:

МХ1=МХ2=0; МХВЛ =R1y l1 =248 ּ0,055=13,6 Нּм;

МХВл = R1yּ l1 + Fа·d1/2=248ּ0,054 +481·0,03733/2=22,7 Нּм

Определяем реакции опор от силы Fм:

∑М1=0; - Fмּlм + R2мּ2ּl1 =0;

∑М2=0; - Fм(lм+2ּl1)+R1мּ2ּl1=0;

 Н;Н.

Проверка:

∑Х=0; R1м+ Fм – R2м= 466+275 –741= 0.

Строим эпюру изгибающих моментов МFм в характерных сечениях:

МА= М1=0; М2= Fм ּ lм = 466ּ0,065= 30,2 Нּм;

МВ = Fрּ(lр+ l1)−R1м ּl1= 466ּ(0,065+ 0,055)−741 ּ0,055= 15,1 Нּм

Строим эпюру крутящих моментов: Мк=Т1=34 Нּм.

Определяем суммарные радиальные опорные реакции. Так как направление действия силы Fм неизвестно, то принимаем случай, когда реакции от действия силы Fм совпадают по направлению с суммарными реакциями опор от действия силы в зацеплении зубчатой передачи:

 Н,

 Н.

Для принятого подшипника 207 Сr=25,5 кН и С0=13,7 кН

Определяем отношение Rа/Со=481/13700=0,035 (коэффициент осевого нагружения е=0,24 по табл.9.2 /2/). Для подшипника 2, воспринимающего внешнюю осевую нагрузку отношение Rа/Rr2=481/1242=0,387 > е=0,24, то принимаем коэффициент радиальной нагрузки Х=0,56 и коэффициент осевой нагрузки Y=1,92.

Принимаем коэффициенты:

V=1 – коэффициент вращения внутреннего кольца подшипника;

К δ =1,2 – коэффициент безопасности при легких толчках (табл. 9.4 /2/);

К τ =1 – коэффициент температурныйt<100ºC (табл. 9.5. /2/).

Определяем эквивалентные нагрузки:

Re 2=(Rr2ּVּХ+ RаּY)ּК δ ּК τ =(1242·1ּ0,56+ 481ּ1,92)1,2 ּ1=1943 H

Re1=Rr1·VּК δ ּК τ =1651∙1∙1,2 ּ1=1981 H.

Определяем расчетную долговечность наиболее нагруженного подшипника 1:

20ּ103 ч,

ч.

Долговечность подшипников соблюдается.

**Ведомый вал**

Силу от цепной передачи раскладываем на составляющие:

Fцеп Г =Fцеп·cos 60º=1995•0,5=998 H

Fцеп В =Fцеп·sin 60º=1995•0,866=1728 H

Принимаем lц=50 мм.

Вычерчиваем расчетную схему нагружения вала (рис. 7.2,) Опору, воспринимающую внешнюю осевую силу обозначаем символом 4.

Определяем опорные реакции от силы Ft и Fцеп Г в горизонтальной плоскости:

∑ М4=0; RГ32 l2+Ft ·l2−Fцеп Г)2·l2 + lц)= 0,

∑ М3 =0; RГ42l2 −Ft l2−Fцеп Г lц= 0,

Проверка

∑X= Ft +RГ3−RГ4−Fцеп Г =1750+577−1329−998=0

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси У в характерных сечениях:

МУД= МУ4=0; МУС= −R Г4• l2 = −1329•ּ0,055=−73,1 Нּм

My6=−Fцеп В lц =−998•0,05=−49,9 Н•м

Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости от сил Fцеп Г, FrТ и FаТ.

∑ М3=0 ; R4В•2 l2 −Fr l2−Fцеп В lц −Fа•d2/2 –= 0,

∑ М4 =0 ; R3В•2 l2 +Fr l2− Fцеп В) 2 l2 + lц) −Fа•d2/2 = 0,

Проверка

∑Y= R4В−R3В+ Fцеп В – Fr=1523−2591+1728−660=0

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси Х в характерных сечениях:

МХД= МХ4= 0; МлХС= R4Вּ l2 =1523•0,055= 83,76 Нּм

МпХК= R4Вּ l2 - Fа•d4/2 =1523•0,055−481•0,18667/2= 38,87 Нּм

MX6 = Fцеп Г ּlц =1728·0,05=86,4 Н•м

Строим эпюру крутящих моментов: Мк=Т2=163,3 Нּм.

Определяем суммарные радиальные опорные реакции:

 Н,

 Н.

Для принятого подшипника 209 Сr=33,2 кН и С0=18,6 кН

Определяем отношение Rа/Со=481/18600=0,026 (коэффициент осевого нагружения е=0,22 по табл.9.2 /2/). Так как отношение Rа/Rr4= =481/2021=0,24>е=0,22, то принимаем коэффициент радиальной нагрузки Х=0,56 и коэффициент осевой нагрузки Y=2,02.

Принимаем коэффициенты:

V=1; К δ =1,2; К τ =1.

Re3=Rr3ּVּХּ К δ ּК τ = 2655ּ1ּ1,2 ּ1=3186 H,

Re4=(Rr4ּVּХ+ Y ∙ Fа)·К δ ּК τ =(2021·1∙0,56+2,02·481)∙1,2 ּ1=2524 H

Определяем расчетную долговечность наиболее нагруженного подшипника 3:

30ּ103 ч,

ч.

Долговечность подшипников соблюдается.

**9. ВТОРОЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ**

Второй этап компоновки имеет целью конструктивно оформить зубчатые колёса, валы, подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей.

Вычерчиваем шестерню и колесо по конструктивным размерам найденным ранее. Шестерню выполняем за одно целое с валом.

Конструируем узел ведущего вала:

а) наносим осевые линии, удалённые от середины редуктора на расстояние l1. используя эти осевые линии, вычерчиваем в разрезе подшипники качения;

б) вычерчиваем накладные крышки подшипников с регулировочными прокладками.

в) Переход вала от диаметра d=35 мм к присоединенному концу d=32 мм выполняем на расстоянии 3.. 5 мм от торца крышки подшипника так, чтобы ступица полумуфты не касалась их.

Длина присоединительного конца вала d=32 мм определяется длиной ступицы полумуфты.

Аналогично конструируем узел ведомого вала:

а) для фиксации зубчатого колеса в осевом направлении предусматриваем уплотнение вала с одной стороны и устанавливаем распорную втулку, с другой стороны, место переход вала от d=45 мм к d=50 мм смещаем внутрь ступицы колеса на 2-3мм с тем, чтобы гарантировать прижатие втулки к торцу ступицы а не к заплечнику вала;

б) отложив от середины редуктора расстояние l2, проводим осевые линии и вычерчиваем подшипники;

в) вычерчиваем врезные крышки подшипников с регулировочными кольцами.

На ведущем и ведомом валах применяем шпонки призматические со скруглёнными торцами по ГОСТ 23360 – 78. Вычерчиваем шпонки, принимая длины на 5-10 мм меньше длины ступиц.

**10. ПОДБОР МУФТЫ**

Для соединения входного вала редуктора с валом электродвигателя выбираем муфту упругую со звёздочкой . Муфта состоит из двух полумуфт специальной формы между которыми устанавливается резиновая звездочка.

Материал полумуфт – чугун – СЧ 20 , звездочки – специальная резина.

Вследствие небольшой толщины резиновой звездочки муфта обладает малой податливостью, компенсирующая незначительные смещения валов.

Радиальное и угловое смещение валов снижают долговечность резиновой звездочки, нагружая валы дополнительной изгибающей силой.

Муфту подбираем по ГОСТ 14084 – 76 (1), табл. 11.5 по диаметру вала в месте посадки dдв=32 мм и dв1=32 мм Принимаем муфту с максимально передаваемым моментом [T]=125 H∙м

Проверяем выбранную муфту по расчётному моменту:

Где Т – номинальный момент на валу

К – коэффициент перегрузки, зависящий от типа машины и режима её работы; К=1,5

Принимаем исполнение полумуфт на короткие цилиндрические концы валов: Длина полумуфт l=58 мм

Обозначение муфты

Муфта упругая со звёздочкой 125−32−2−У3 ГОСТ 14084-76

**11. ПОДБОР ШПОНОК И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ**

Выбираем шпонки для соединения выходного конца ведущего вала со шкивом, для соединения ведомого вала с зубчатым колесом. Ступица шкива ременной передачи – чугунная. Выбираем шпонки призматические со скруглёнными торцами. Размеры сечений шпонок, пазов и длины и длины шпонок – по ГОСТ 23360-78 (1), табл. 8.9

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Напряжения смятия и условие прочности по формуле:

Допускаемые напряжения смятия при стальной ступице =100-120МПа, при чугунной - =50-70 МПа

**Ведущий вал**

Момент на ведущем валу редуктора Т2=34 Н∙м

dВ1=32 мм

bхh=10х8 мм

t1=5,0 мм

длина шпонкиl=50 мм (при длине ступицы полумуфты lст=58 мм)

Материал полумуфты чугун СЧ20.

**Ведомый вал**

Момент на ведомом валу редуктора Т2=163,3 Нм.

Проверяем шпонку под зубчатым колесом:

dк2=50 мм.

bхh=14х9 мм.

t1=5,5 мм.

Длина шпонки l=50 мм (при длине ступицы колеса lст=60 мм).

Материал колеса Сталь 40Х.

Проверяем шпонку под полумуфтой

dВ2=40 мм

bхh=12х8 мм

t1=5,0 мм

l=50 мм (принимаем длину ступицы звездочки 60 мм)

Материал звездочки – легированная сталь.

Прочность шпоночных соединений соблюдается.

**12. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ ВАЛОВ РЕДУКТОРА**

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

Уточнённый расчёт состоит в определении коэффициентов запаса прочности S для опасных сечений и сравнения их с допускаемыми значениями [Ѕ].

**Ведущий вал**

Материал вала сталь 40Х. твёрдость не менее 280 НВ. Пределы выносливости по табл. 3.16[3] σВ=900 МПа.

σ-1=410 МПа,τ-1=240 Мпа.

Проверяем сечение под подшипником ‹ 2 ›.

По построенным эпюрам определяем суммарный изгибающий момент

М1 =30,2 Нּм;

Крутящий момент в сечении вала Т1=34 Нм.

Осевой момент сопротивления сечения :

Полярный момент

Амплитуда нормальных напряжений, изменяющаяся по симметричному циклу:

Амплитуда касательных напряжений, изменяющаяся по нулевому циклу:

концентрация обусловлена посадкой внутреннего кольца подшипника на валу с натягом. При этом

;

находим отношение Кσ/Кd и Кτ/Кd для вала в местах напресовки деталей по табл. 11.2 (2), при dп2=35 мм и σВ=900МПа путём линейной интерполяции

Кσ/Кd =3,85Кτ/Кd=2,65

Коэффициент влияния шероховатости поверхности по табл. 11.4 (2) Кf=1,5

Тогда

КσД=3,85+1,5-1=4,35

КτД=2,65+1,5-1=3,15

Определяем коэффициент запаса прочности (сопротивления усталости) по нормальным и касательным напряжением:

Sσ=σ-1/ КσД•σа=410/4,35•7,1=13,3

Sτ =τ-1/ КτД•τа=240/3,15•2,0=38,1

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения вала под колесом:

S=Sσ•Sτ/

Прочность обеспечивается.

Значительное превышение обусловлено тем, что диаметр вала был значительно увеличен.

Сечение под шестерней:

По построенным эпюрам определяем суммарный изгибающий момент;

Осевой момент сопротивления сечения с учётом зубьев шестерни:

dа=40,33 мм df=33,73 мм;

5076 мм3

Полярный момент

Амплитуда нормальных напряжений, изменяющаяся по симметричному циклу:

Амплитуда касательных напряжений, изменяющаяся по нулевому циклу:

Концентрация напряжений обусловлена наличием зубьев шестерни.

Коэффициент снижения пределов выносливости определяем по формулам:

;

Для эвольвентных зубьев находим значение эффективных коэффициентов концентрации по табл. 11.2 (2).

Для стали при σВ= 900 МПа по табл. 11.2 (2) находим: Кσ=1,7; Кτ=1,55

Коэффициент влияния шероховатости поверхности по табл. 11.4 (2) Кf=1,5

Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения по табл. 11.3 (2) при d3=37,33 мм для легированной стали: Кdσ=0,86 и Кτd=0,74

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения по табл. 11.5 (2); Ку=1,65

Тогда Кσ=(1,7/0,86+1,5−1)/1,65=1,5

Кτ=(1,55/0,74+1,5−1)/1,65=1,57

Определяем коэффициент запаса прочности (сопротивления усталости) по нормальным и касательным напряжением:

Sσ= σ1/ Кσσа=410/1,5•13,4=20,4

Sτ=τ-1/ КτД•τа=240/1,57•2,2=69,5

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения вала под шестерней:

S=Sσ•Sτ/

Значительное превышение обусловлено диаметром шестерни

**Ведомый вал**

Материал вала принимаем по табл. 3.16 [3] сталь 45. Диаметр заготовки неограничен; твёрдость не менее 200 НВ. Пределы выносливости σ-1=250МПа,

τ-1=150Мпа

Сечение под зубчатым колесом.

Определяем суммарный изгибающий момент.

Крутящий момент в сечении вала Т2=163,3 Нм

Осевой момент сопротивления сечения с учётом шпоночного паза:

d=50 мм, b=14 мм, t=5,5 мм

Полярный момент

Амплитуда нормальных напряжений, изменяющаяся по симметричному циклу:

Амплитуда касательных напряжений, изменяющаяся по нулевому циклу:

Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночного паза и установкой колеса на валу с натягом. При наличии на валу двух концентратов напряжения находим коэффициент снижения пределов выносливости для каждого концентратора в отдельности и за расчётные принимаем коэффициенты, которые имеют большее значение снижения пределов выносливости.

Коэффициент снижения пределов выносливости определяем по формулам:

(без поверхностного упрочнения вала (Кv=1)

Для шпоночного паза находим значение эффективных коэффициентов концентрации по табл. 11.3(2).

Для стали при σВ=560МПа по табл. 11.3(2) находим линейной интерполяцией: Кσ=1,69; Кτ=1,46

Коэффициент влияния шероховатости поверхности по табл. 11.4 (2)Кf=1,05

Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения по табл. 11.3 (2) при dк2=50 мм

Кdσ=0,81 Кτd=0,70

Тогда КσД=1,69/0,81+1,05-1=2,14

КτД=1,46/0,70+1,05-1=2,14

От установки колеса на валу с натягом, коэффициент снижения пределов выносливости в местах напрессовки колеса на вал находим по отклонению

Кσ/Кd и Кτ/Кd по табл. 3.17(3), при dк2=50мм и σВ=560МПа путём линейной интерполяции принимаем: Кσ/Кd =3,45Кτ/Кd=2,55

Тогда КσД=3,45+1,05-1=3,5

КτД=2,55+1,05-1=2,6

В дальнейших расчётах принимаем КσД=3,5 ; КτД= 2,6 от установки колеса на валу с натягом.

Определяем коэффициент запаса прочности (сопротивления усталости) по нормальным и касательным напряжением:

Sσ= σ1/ КσД•σа=250/3,5•10,1=7,1

Sτ =τ-1/ КτД•τа=150/2,6•3,5=16,5

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения вала под колесом:

S=Sσ•Sτ/

Прочность вала обеспечивается.

Проверяем сечение валапод подшипником 3.

Суммарный изгибающий момент

Крутящий момент в сечении вала Тз=163,3 Нм.

Осевой момент сопротивления сечения :

Полярный момент

Амплитуда нормальных напряжений, изменяющаяся по симметричному циклу:

Амплитуда касательных напряжений, изменяющаяся по нулевому циклу:

концентрация обусловлена посадкой внутреннего кольца подшипника на валу с натягом. При этом

;

находим отношение Кσ/Кd и Кτ/Кd для вала в местах напресовки деталей по табл. 11.2 (2), при dп2=45 мм и σВ=560 МПа путём линейной интерполяции

Кσ/Кd =3.35Кτ/Кd=2,45

Тогда КσД=3,35+1,05-1=3,6

КτД=2,45+1,05-1=2,5

Определяем коэффициент запаса прочности (сопротивления усталости) по нормальным и касательным напряжением:

Sσ= σ-1/ КσДσа=250/3,6•11=6,3

Sτ =τ-1/ КτД•τа=150/2,5•4,5=13,3

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения вала под колесом:

S=Sσ•Sτ/

Прочность обеспечивается.

**13. ВЫБОР ПОСАДОК ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА**

электродвигатель кинематический привод редуктор

Посадки назначаем в соответствии с указанными данными в табл. 10.13 (3).

Посадка зубчатых колёс на вал Н7/р6;

посадка звездочки цепной передачи на вал редуктора Н7/h6;

посадка полумуфты Н7/h6;

распорные втулки Н7/h6;

мазеудерживающие кольца, Н8/m8;

распорные кольца, сальники Н8/h8;

шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала К6;

отклонение отверстий в корпусе под наружные кольца подшипников по Н7.

**14. СМАЗКА ЗАЦЕПЛЕНИЯ И ПОДШИПНИКОВ РЕДУКТОРА**

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение колеса примерно на высоту зуба.

Объём масляной ванны V определяем из расчёта 0.5 л на 1 кВт передаваемой мощности:

V=0,5∙2,491=1,246 л

По табл. 10.8 (3) устанавливаем вязкость масла. При контактных напряжениях σН=450,1 МПа и скорости V=1,37 м/с рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна 34∙10-6 м2/с.

По табл. 10.10 (3) принимаем масло индустриальное И-40А (по ГОСТ 20799-75).

Камеры подшипников заполняем пластичным смазочным материалом УТ-1 (табл. 9.14 (3)), закладываемым при монтаже передачи.

**15. СБОРКА РЕДУКТОРА**

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской.

Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора, начиная с узлов валов:

на ведущий вал насаживают мазеудерживающие кольца и шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле до 80…100оС;

в ведомый вал закладывают шпонки и напрессовывают зубчатые колёса до упора в бурт вала; затем надевают распорную втулку и устанавливают мазеудерживающие кольца и шарикоподшипники, предварительно нагретые масле.

Затем ставят крышки подшипников.

Перед постановкой сквозных крышек в проточки закладывают манжетные уплотнения пропитанные горячим маслом.

Собранный ведущий вал устанавливают в крышку корпуса редуктора .

Собранный ведомый вал укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов. Проверяют проворачивание валов, отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки)

Далее на выходные концы ведомого и ведущего валов в шпоночные канавки закладывают шпонки, устанавливают звёздочку и полумуфту.

Затем ввёртывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой.

**СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ**

А.Е. Шейнблит. Курсовое проектирование деталей машин - М: Высшая школа, 1991.

Н.Г. Куклин, Г.С. Куклина. Детали машин - М: Высшая школа, 1987.

С.А. Чернавский. Курсовое проектирование деталей машин. М - Машиностроение, 1988.

А.И. Аркуша, М.И. Фролов. Техническая механика. М – Высшая школа, 1983.