**Введение**

Редуктором называется механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины. Кинематическая схема привода может включать, помимо редуктора, открытые зубчатые передачи, цепные или ременные передачи.

Назначение редуктора – понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим. Механизмы для повышения угловой скорости, выполненные в виде отдельных агрегатов, называют планетарными механизмами или мультипликаторами. Зубчатые редукторы имеют широкое применение, особенно в подъемно-транспортном, металлургическом, химическом машиностроении, в судостроении и т.д.

Редуктор проектируют либо для привода определенной машины, либо по заданной нагрузке (моменту на выходном валу) и передаточному числу без указания конкретного назначения.

Проектируемый привод предполагается эксплуатировать в закрытом, отапливаемом, вентилируемом, сравнительно чистом помещении, снабженным подводом переменного трехфазного тока. Привод предполагается нагружать кратковременно-повторно с умеренными нагрузками.

Данный механизм представляет собой одноступенчатый редуктор состоящий из червяка и неподвижно закрепленного на валу червячного колеса. Движение вращения передается на редуктор от электродвигателя через гибкую связь представляющую собой клиноременную передачу. На выходном валу редуктора жестко крепится компенсирующая муфта. Предполагаемый привод и электродвигатель необходимо неподвижно закрепить на плите.

Тип производства данного изделия – серийное.

**1. Выбор электродвигателя и его кинематический расчёт**

В настоящее время в машиностроении применяют двигатели постоянного и переменного тока. Поскольку двигатели постоянного тока нуждаются в источниках питания, дающих постоянный ток, или в преобразователях переменного тока в постоянный (т. к. общая сеть питается обычно переменным током), а так же имеют ряд других недостатков, исходя из которых они распространены значительно меньше, чем двигатели переменного тока. Поэтому выбираю двигатель переменного тока: трёхфазный, асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором, который не имеет скользящих контактов и непосредственно (без дополнительных устройств) включается в сеть.

###

### 1.1 Выбор электродвигателя

Исходные данные: Потребляемую мощность привода Рпр = 2 кВт

Частота вращения привода nпр = 24 об/мин.

Срок службы привода t = 8000 час

Тогда требуемая мощность электродвигателя: P= Рпр / ηпр,

где ηпр – КПД привода, равный произведению КПД отдельных звеньев кинематической цепи.

ηпр = ηрем.\* ηчерв. \* ηмуф.

где ηрем. – КПД ременной передачи, ηчерв. – КПД червячной передачи, ηмуф – КПД муфты.

ηпр = 0,95\*0,8\*0,98 = 0,74

P= 2/0,74 =2,7 кВт.

Электродвигатель должен иметь мощность РР

Рекомендуемые передаточные числа:

Для ременной передачи U = 2…4

Для червячной передачи U = 16…50

Требуемая частота вращения вала электродвигателя:

n = nUU=24 (2…4) (16…50)=768…4800 об/мин

По таблице ГОСТ 19523 – 74 выбираем электродвигатель АИР112МА6:

Р = 3 кВт; n= 950 об/мин

**1.2** **Кинематические расчеты**

Общее передаточное число привода: U= n/n= 950/24 = 39,58

Примем передаточное число редуктора U= 18, тогда U= U/U= 39,58/18 = 2,2

Частота вращения выходного вала редуктора: n= n =24 об/мин

Частота вращения входного вала: n= nU= 2418 = 432 об/мин

Крутящий момент на приводном валу:

T = T = (9550P)/n= (95502)/24 = 795,83 (Н × м).

Крутящий момент на входном валу редуктора:

Т= Т/(U) = 795,83/(180,8) = 55,3 (Н × м).

Крутящий момент на ведущем шкиве ременной передачи (на валу электродвигателя):

Т= Т/(U) = 55,3/(2,20,95) = 27 (Н × м).

С другой стороны:

Т= (9550Р)/(nU) = (9550)/(2439,580,74) = 27 (Н × м).


# 2. Выбор материалов и определение допускаемых напряжений

### 2.1 Ожидаемая скорость скольжения в зацеплении

Исходные данные: производство – среднесерийное; срок службы – t=8000 ч; n= 24 об/мин.

V= 0,4510nU= 0,45102418= 1,8 м/с.

**2.2 Определение допускаемых напряжений**

По табл. 2.10 [1, c. 36] примем материал для венца червячного колеса бронзу марки БрА9ЖЗЛ, отливка в кокиль = 195 Н/мм; = 490 Н/мм. Материал червяка – сталь марки 40Х, закалка витков архимедова червяка с нагревом ТВЧ, поверхностная твердость 48…53 HRC. Для материалов группы 2 при закаленных витках червяка (*H* > 45HRC) исходное допускаемое напряжение []= 300 Н/мм.

Допускаемое контактное напряжение:

[]= [] – 25V= 300 – 251,8 = 255 Н/мм

Общее число циклов нагружения:

N = 60nt(10,7+0,60,3) = 60248000(0,7+0,04) = 0,8510

Коэффициент долговечности:

K= = = = 0,79

Исходное допускаемое напряжение изгиба для материала группы 2 венца червячного колеса:

[]= 0,25+ 0,08= 0,25195+0,08490 = 87,95 Н/мм

Допускаемое напряжение изгиба:

[]= K[]= 0,7987,95 = 69,48 Н/мм

**3. Расчет червячной передачи**

**3.1 Межосевое расстояние червячной передачи**

a610= 610= 6100,245 = 149,45 мм

(К – коэффициент нагрузки; при неравномерной 1,2…1,3)

Округяем до стандартного числа: a = 150 мм.

**3.2 Подбор основных параметров передачи**

Число витков Z червяка назначают в зависимости от передаточного числа U: U… от 8 до 14 от 14 до 30 от 30

Z… 4 2 1

Принимаем Z= 2. Число зубьев колеса: Z= ZU= 218 = 36

Фактическое передаточное число: U= Z/Z = 36/2 = 18

Предварительные значения:

Модуль передачи:

m = (1,4…1,7) a/Z =(1,4…1,7) 150/36 = 5,83…7.08 мм

Принимаем стандартное значение модуля (см. табл. 2.11 [1, с. 38]) m =6,3 мм

Коэффициент диаметра червяка:

q = 2a/m – Z = 2150/6,3 – 36 = 11,62

Принимаем стандартное значение (см. табл. 2.11 [1, с. 38]) q = 12,5

Коэффициент смещения:

x = a/m – 0,5 (Z+ q) = 150/6,3 – 0,5 (36+12,5) = – 0,44, что удовлетворяет требованию: -1x1

**4.3 Геометрические размеры червяка и колеса**

Диаметр делительный червяка:

d = qm = 12,56,3 = 78,75 мм

Диаметр начальный червяка:

d = m (q + 2x) = 6,3 (12,5 – 20,44) = 73,2 мм

Диаметр окружности вершин витков:

d = d + 2m = 78,75 + 26,3 = 91,35 мм

Диаметр окружности впадин:

d = d – 2,4m = 78,75 – 2,46,3 = 63,63 мм

Длина нарезанной части червяка:

b = (10 + 5,5|x| + Z) m = (10 + 5,5|-0,44| + 2) 6,3 = 90,85 мм

Округляя до стандартного значения (см. табл. 19.1 [1, с. 481]), принимаем b= 90 мм

Диаметр делительный колеса:

d = Zm = 366,3 = 226,8 мм

Диаметр окружности вершин зубьев:

d = d + 2m (1 + x) = 226,8 + 26,3 (1 – 0,44) = 233,86 мм

Диаметр окружности впадин:

d = d – 2m (1,2 – x) = 226,8 – 26,3 [1,2 – (-0,44)] = 206,14 мм

Диаметр колеса наибольший:

d d + 6m/(Z+ 2) = 233,86 + 66,3/(2+2) = 243,3 мм

Округлим до стандартного числа d= 240 мм

Ширина венца:

b = a = 0,355150 = 53,25 мм

( = 0,355, при Z= 1 или 2)

Примем стандартное число b= 53 мм.

3.4 Проверочный расчет передачи на контактную прочность.

Действительное значение окружной скорости на начальном диаметре червяка:

V= nm (q + 2x)/60000 = 3,144326,311,62/60000 = 1,66 м/с

Угол подъема линии витка червяка на начальном цилиндре:

= arctg [Z/(q + 2x)] = arctg 0,172 = 945

Скорость скольжения в зацеплении:

V= V/cos= 1,66/0,987 = 1,68 м/с

Уточним значение допускаемого контактного напряжения:

[] = []– 25 V = 300 – 251,68 = 258 Н/мм

Окружная скорость (м/с) на колесе:

V= dn/60000 = 3,14226,824/60000 = 0,258 м/с

Коэффициент нагрузки К = 1 при V 3 м/с

Тогда расчетное контактное напряжение:

== 220 Н/мм, что находится в допустимом диапазоне ( = (0,8…1,1)[])

**4.5 Коэффициент полезного действия**

1) Для одноступенчатых редукторов КПД редуктора равен КПД передачи.

2) Для червячных передач:

= tg/tg(+),

где – КПД редуктора; – приведенный угол трения.

– находим из табл. 2.12 [1, с. 40]

При скорости скольжения V= 1,68 м/с; = 242, тогда:

= tg 945/tg 1227= 0,1718/0,2208 = 0,778

**3.6 Силы в зацеплении**

Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке:

F= F= 2T/d= 2795,8310/226,8 = 7018 H

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе:

F= F= 2T/(dU) = 2795,8310/(73,2180,778) = 1553 H

Радиальная сила:

F= Ftg/cos= 7018tg 20/cos 945= 7018 0,364/0,987 = 2588 H (= 20– стандартный угол профиля зуба)

**3.7 Проверка зубьев колеса по напряжениям изгиба**

Коэффициент нагрузки К = 1,0 (V< 3 м/с)

Эквивалентное число зубьев червячного колеса:

Z= Z/cos= 36/cos945= 36/0,987= 37,4

По табл. 2.13 [1, с. 41] коэффициент Y= 1,6

Расчетное напряжение изгиба:

= = = 23,5 Н/мм, что значит меньше допускаемого []= 69,48 Н/мм

**3.8 Тепловой расчет передачи**

Мощность на червяке:

P= 0,1Tn/ = 0,1795,8324/0,778 = 2455 Вт

Поверхность охлаждения корпуса (см. табл. 2.14 [1, с. 42]) принимаем А=0,47 м (в зависимости от a)

Коэффициент теплоотдачи K= 13…18 Вт/(мС) (для чугунных корпусов при естественном охлаждении)

Температура нагрева масла (корпуса) без искусственного охлаждения равна:

t= (1 – ) P/[KA (1 + )] + 20= (1 – 0,778)2455/[(13…18)0,47(1 + 0,3)] + 20= 89…70C ( = 0,3 – коэффициент, учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора в металлическую плиту или раму)

[t]= 95…110C – максимальная допустимая температура нагрева масла

t [t], т.е. температура нагрева масла без искусственного охлаждения не превышает максимально допустимой температуры.

**3.9 Определение размеров отдельных участков валов для построения компоновочной схемы**

Применяем конические роликовые подшипники.

Предварительные значения диаметров (мм) концевых участков стальных валов червячных редукторов определяются следующим образом:

Для входного вала червячного редуктора (рис. 3.1, а):

d = 8 (Т– вращающий момент на входном валу, Т=55,3 Нм)

d = 8 = 83,81 = 30,48 мм

после округления принимаем d = 30 мм

Диаметры других участков:

d d + 2t(t), d d + 3r, d d

Высоту t(t) заплечика при цилиндрической и конической форме конца вала и координату r фаски подшипника принимаем в зависимости от диаметра посадочной поверхности по табл. 3.1 [1, с. 47].

d = d + 2t = 30 + 23,5 = 37 мм. Принимаем d = 40 мм

d = d + 3r = 40 + 32,5 = 47,5 мм. Округляем до d = 48 мм

Размеры других участков входного вала с цилиндрическим концом:

Длина посадочного конца: = 1,5d = 1,530 = 45 мм

Длина промежуточного участка: = 2d = 240 = 80 мм

Рис. 4.1

Для выходного вала червячного редуктора (рис. 3.1, б)

d = 6 (T– вращающий момент на выходном валу, T= 795,83 Нм)

d = 6= 55,6 мм

после округления принимаем d = 56 мм

Диаметры других участков вала:

d = d + 2t = 56 + 22,5 = 61 мм. Принимаем d = 60 мм

d = d + 3r = 60 + 33,5 = 70,5 мм. Округляем до d = 71 мм

Диаметр d принимаем равным d, т.е. d = 71 мм

Размеры других участков выходного вала с коническим концом:

Длина посадочного конца: = 1,5d = 1,556 = 84 мм

Длина цилиндрического участка конического конца: 0,15d = 0,1556 = 8 мм

Наружную резьбу конических концов валов принимают:

d = 0,9 [d – 0,1 ()] = 0,9 (56 – 0,184) = 42,8 мм

Ближайшее стандартное значение d: М393

Длину резьбы в зависимости от d принимаем: = 0,8 d [1, с. 55]

 = 0,839 = 31,2 мм

Округляя, получим = 30 мм

Длина промежуточного участка = 1,2d = 1,260 = 72 мм

Длина ступицы колеса = d = 71 мм

**4. Расчет компенсирующей муфты**

Назначение приводных муфт – передача вращающего момента между валами, являющимися продолжением один другого. С помощью муфт соединяют соосные валы и другие детали. Подбор муфты на приводной вал ведётся по крутящему моменту, который она должна передавать.

**4.1 Определяем расчетный момент муфты**

Усилие, с которым муфта действует на вал определяется по формуле:

Т= КТ

где Т – номинальный момент на муфте, Т = Т = 795,83 Нм.

К – коэффициент режима работы. Принимаем К = 1,3 (т. к. режим работы реверсивный, с легкими толчками, поломка муфты не вызывает аварию машины)

Т= 1,3795,83 = 1034,6 Нм

**4.2 Выбор муфты**

Муфта выбирается по каталогу так, чтобы соблюдалось условие:

Т Т= 1034,6 Нм

По ГОСТ 2092–61 выбираем цепную муфту (МЦ), имеющую Т=1200Нм, диаметр отверстия под вал d= 56 мм, длину ступицы звездочки = 57 мм, наружный диаметр D = 210 мм, шаг цепи р = 38,1 мм, число зубьев звездочки Z = 12. Ранее рассчитанную длину посадочного конца = 84 мм изменяем на = 57 мм. Шлицы zdD-85665.

**4.3 Расчет силы, с которой муфта воздействует на вал**

Силу по рекомендации [1, с. 348] принимаем в долях от F– окружной силы на делительном диаметре звездочки: F= 0,25F

F= 2Т/d

где Т – крутящий момент на валу (Т = Т= 795,83 Нм), d– диаметр делительной окружности звездочки. Для цепных муфт:

d= = = 0,1472 м

F= 2795,83/0,1472 = 10813 Н

F= 0,2510813 = 2703 Н

**5. Расчет клиноременной передачи**

Ременные передачи относят к фрикционным (исключая зубчато-ременные, относящиеся к передачам зацеплением) передачам с использованием гибкой связи (ремня) между их ведущим и ведомым звеньями-шкивами. Возможны передачи и с несколькими ведомыми шкивами. Ременные передачи, как правило, применяют для передачи вращательного движения (с одновременным изменением его скорости и вращающего момента) на сравнительно большие (до 16 м и более) расстояния между параллельными валами, вращающимися в одну сторону. Такие передачи называют «открытыми». Основное применение получили «открытые» ременные передачи, так как использование всех других видов связано с повышенным износом и низкой долговечностью ремней, обусловленных их дополнительным изгибом и скручиванием на шкивах и дополнительных роликах, трением одной ветви ремня о другую в перекрестной передаче. Кроме того, «неоткрытые» ременные передачи сложны в монтаже, так как из-за поперечного смещения ремня, возникающего в процессе их эксплуатации, они нуждаются в экспериментальной проверке взаимного положения шкивов.

Клиноременные передачи рассчитывают в соответствии с требованиями ГОСТ 1284.3−96 (для ремней нормального сечения).

Исходные данные:

Мощность на ведущем шкиве: P = 3 кВт

Частота вращения: n = 950 об/мин

Передаточное число: 2,2

Характер нагрузки – легкие толчки.

**5.1 Выбор типа нормального сечения клинового ремня**

Размер сечения выбираем по рекомендациям [2, с. 151 – 152] в зависимости от крутящего момента Т = 9550 Р/n = 95503/950 = 30,2 Нм

Тип сечения О А Б В

Крутящий момент, Т (Нм) до 30 15–60 45–150 120–600

Минимальный диаметр, d(мм) 60 90 125 200

Принимаем клиновый ремень нормального сечения типа А

**5.2 Назначим расчетный диаметр малого шкива**

Минимальный диаметр малого шкива в зависимости от типа сечения

d=90 мм

Диаметры шкивов по ГОСТ 20889–75 – ГОСТ 20897–75

Следует применять шкивы с большим, чем d диаметром. Принимаем d = 100 мм.

**5.3 Определяем расчетный диаметр большого шкива**

d= (1 – ) dU

где – коэффициент скольжения, его величина зависит от нагрузки, поэтому в ременной передачи передаточное отношение не является строго постоянным.

При нормальных рабочих нагрузках 0,01…0,2. Принимаем = 0,02

d= (1 – 0,02)1002,2 = 215,6 мм

Полученный диаметр шкива округляем до ближайшего стандартного по ГОСТ 20889–75 – ГОСТ 20897–75

Принимаем d= 224 мм. Уточняем передаточное число:

U = d/(1 –) d= 224/(1 – 0,02) 100 = 2,28

**5.4 Определяем межосевое расстояние передачи**

Минимальное межосевое расстояние:

a= 0,55 (d+ d) + h

где h – высота профиля ремня. Для сечения типа А имеем h = 8 мм (ГОСТ 1284.3 – 80)

тогда a= 0,55 (100 + 224) + 8 = 186,2 мм

Для увеличения долговечности ремней принимаем a > a. По рекомендациям [2, с. 153] руководствуемся следующими данными:

U 1 2 3 4 5 6 – 9

a/d 1,5 1,2 1,0 0,95 0,9 0,85

a = 1,0224 = 224 мм

**5.5 Определяем длину ремня**

Длина ремня рассчитывается по формуле:

L = 2a + + = 2224 + + = 973,84 мм

Длина ремня должна удовлетворять условию:

L L= , где V – скорость ремня, равная окружной скорости малого шкива:

V= dn/(601000) = 3,14100950/601000 = 4,97 м/с

L= = (249…166) мм, т.е. условие L L выполняется.

Значит, ремень будет иметь достаточную долговечность.

Полученную длину L = 973,84 мм округляем до стандартного значения по ГОСТ 1284–80.

Принимаем L = 1000 мм, что находится в рекомендуемом стандартном диапазоне для ремня типа А.

**5.6 Уточняем межосевое расстояние передачи**

a = 0,25 [L – +]

где = 0,5(d + d) = 0,53,14 (100 + 224) = 509 мм

= 0,25 (d– d)= 0,25 (224 – 100)= 3844 мм

a = 0,25 [1000 – 509 + ] = 237,4 мм

По рекомендации [2, с. 153] угол обхвата на малом шкиве равен:

= 180– = 180– = 150

 = 150 > [] = 120, следовательно, угол охвата на малом шкиве имеет достаточную величину.

**5.7 Допускаемая мощность, которую может передать один ремень в заданных условиях эксплуатации**

[P] = (PCC + P) C, где

P– номинальная мощность, которую передает ремень в определенных условиях (при = 180; U = 1; V = 10 м/с; длина L; спокойная нагрузка).

С– коэффициент, учитывающий влияние на долговечность длины ремня в зависимости от отношения данной длины ремня к исходной L.

C – коэффициент, учитывающий влияние на тяговую способность угла обхвата.

C – коэффициент, учитывающий режим работы передачи.

P– поправка, учитывающая уменьшение влияния на долговечность изгиба ремня на большем шкиве с увеличением передаточного отношения.

Она рассчитывается по формуле:

P = 10Тn,

где Т – поправка к моменту на быстроходном валу в зависимости от передаточного отношения (табл. 8.8 [2, c. 158])

при U = 2,28 и типе ремня А имеем Т = 1,1 Нм

По табл. 6.3 [3, с. 39] определяем номинальную мощность P. Для ремня сечением типа А при n = 950 об/мин и d= 100 мм, P = 0,95 кВт

По рекомендациям [2, с. 156] C = 0,92 при = 150

С определяем по табл. 8.7 [2, с. 158]

Для ремня типа А имеем L = 1700 мм, тогда L/ L = 1000/1700 = 0,59 значит С = 0,89

Коэффициент C принимаем по табл. 6.7 [3, с. 41]. При заданном характере нагрузки принимаем C = 0,95.

Допускаемая мощность, передаваемая одним ремнем:

[P] = (0,950,920,89 + 101,1950) 0,95 = 0,84 кВт

**5.8 Необходимое число ремней с учетом неравномерности распределения нагрузки между ремнями**

Z =

где Р = Р– заданное значение передаваемой мощности, Р = 3 кВт

С– коэффициент числа ремней. Принимаем С= 0,95 [2, с. 156]

Должно выполняться условие: Z Z=6 (8)

Z = = 3,75

Принимаем Z = 4, что меньше Z= 6

Следовательно, передача будет иметь допустимое число ремней.

**5.9 Сила предварительного натяжения одного ремня**

F= + qV

где q– масса 1 м длины ремня, q= 0,105 для сечения типа А (табл. 8.1 [2, с. 151])

F= + 0,1054,97= 137 Н

**5.10 Нагрузка на валы передачи**

F= 2FZsin(/2) = 21374sin(150/2) = 1059 Н

Угол между силой и линией центров передачи:

 = arctg[]ctg = arctg[]ctg = 11

Если < 20, то можно принимать, что F направлена по линии центров передачи.

**5.11 Проверяем частоту пробегов ремней на шкивах**

n= V/L [n] = 10c, (L = 1000 мм = 1 м)

n= 4,87/1 = 4,97с < 10c

**5.12 Размеры шкивов клиноременных передач** регламентированы ГОСТ 20889–80 – 20897–80, размеры профиля канавок – ГОСТ 20898–80.

Материалы и способ изготовления шкивов зависят от окружной скорости ремня V.

Т.к. имеем V = 4,97 м/с < V = 30 м/с применяем литые шкивы из чугуна СЧ15. У шкивов клиноременных передач (рис. 5.1) рабочей поверхностью являются боковые стороны клиновых канавок, число и размеры которых зависят от выбранного расчетом сечения ремней (табл. 4.10 [1, с. 115])

Рис. 6.1

Для сечения А принимаем:

= 11 мм; b = 3,3 мм; h = 8,7 мм; e = 15 мм; f = 10 мм; = 1,2h = 10,44 мм; С = 1,25= 13,05 мм; d= 1,65d; = (1,2…1,5) d

Ширина шкива М = (z – 1) е + 2f = (4 – 1)15 + 210 = 65 мм, где z – число клиновых ремней

Для обеспечения правильного контакта ремня со шкивом угол канавки выбирают в зависимости от диаметра шкива.

По ГОСТ 1284–68 принимаем: для малого шкива = 34; для большого шкива = 38.

**6. Конструирование червячного редуктора**

**6.1 Соединение с натягом**

Исходные данные:

Производство – среднесерийное; длина ступицы колеса = 71 мм; Т= 795,83 Нм = 795,8310Нмм – вращающий момент на выходном валу редуктора; модуль зацепления m = 6,3 мм; ширина венца b= 53 мм.

Для передачи вращающего момента Т= 795,83 Нм червячного колеса на вал применим соединение с натягом

По рекомендациям [1, с. 85,95] получим следующие размеры конструктивных элементов червячного колеса (мм):

= (1,0…1,2) d. Принимаем = d = 71 мм

d= 1,6d = 1,671 = 114 мм. Принимаем d= 115 мм

S= 2m + 0,05b= 26,3 + 0,0553 = 16 мм

S= 1,25S= 1,2516 = 20 мм

d d b S S 71 115 71 53 16 20

Примем в качестве материала вала сталь марки 45 ( = 650 Н/мм; Е= 2,110 Н/мм; =0,3). Материал центра колеса сталь марки 45 (= 540Н/мм) (табл. 12.8 [1, с. 273]).

Используем методику подбора посадок с натягом в разд. 5.3 [1, с. 126].

**6.1.1 Среднее контактное давление**

Соединение колеса с валом будем осуществлять нагревом колеса

p =

где К – коэффициент запаса сцепления. На конце вала установлена муфта зн. К = 3

= = d = 71 мм

f – коэффициент сцепления (трения) принимаем по табл. 5.3 [1, с. 127], f=0,14

p = = 30,3 Н/мм

**6.1.2 Деформация деталей**

 = 10pd(C/E + C/E), где С, С– коэффициенты жесткости.

С = ; С =

где = = 0,3 – коэффициент Пуассона (для стали = 0,3)

Е = Е– модуль упругости (для стали Е = 2,110 Н/мм)

d – диаметр соединения, d = 71 мм

d– диаметр отверстия пустотелого вала. Будем считать вал сплошным, зн. d = 0

d– условный наружный диаметр ступицы колеса, d = d= 115 мм

С = = 0,7; С= = 2,53

 = 1030,371[0,7/(2,110) + 2,53/(2,110)] = 32,9 мкм

**6.1.3 Поправка обмятие микронеровностей**

U = 5,5 (Ra+ Ra)

где Ra и Ra– средние арифметические отклонения профиля поверхностей

В соответствии с табл. 16.2 [1, с. 372] принимаем Ra= 0,8 мкм, Ra= 1,6 мкм тогда поправка:

U = 5,5 (0,8 + 1,6) = 13,2 мкм

**6.1.4 Минимальный необходимый натяг**

[N] = + U +

– поправка на температурную деформацию. Принимаем = 0

[N] = 32,9 + 13,2 + 0 = 46,1 мкм

**6.1.5 Максимальный допустимый натяг, допускаемый прочностью деталей**

[N]= []+ U

где []= [p]/p, (мкм) – максимальная деформация, допускаемая прочностью деталей

где [p], (Н/мм) – максимальное давление, допускаемое прочностью охватывающей детали, меньшее из двух (т.е. [p] определяют по менее прочной детали)

для сплошного вала (d= 0): [p]= 650 Н/мм (для вала принята сталь марки 45; = 650 Н/мм)

для колеса: [p]= 0,5[1 – (d/d)] (по рекомендации [1, c. 128])

[p]= 0,5540 [1 – (71/115)] = 167,4 Н/мм

Следовательно [p]= 167,4 Н/мм, и максимально допустимая деформация деталей:

[]= [p]/p = 167,432,9/30,3 = 182 мкм

[N]= 182 + 13,2 = 195,2 мкм

**6.1.6 Выбор посадки**

По значениям [N] и [N] выбираем из табл. 5.5 [1, с. 129] одну из посадок, удовлетворяющих условиям:

N [N] и N [N]

Выбираем посадку Н7/t6 (N > [N] 52 мкм > 46,1 мкм; N< [N] 87 мкм < 195 мкм)

**6.1.7 Температура нагрева охватывающей детали, т.е. колеса, С**

t = 20+

где Z– зазор, для удобства сборки принимают в зависимости от диаметра d вала. По рекомендации [1, с. 130] принимаем Z= 10 мкм

– коэффициент линейного расширения. Для стали = 1210 1/С

t = 20+ = 134С

Чтобы не происходило структурных изменений в материале температура нагрева для стали не должна превышать t < [t] = 230…240С

134С < 230С, что является допустимым

Окончательно для соединения червячного колеса с валом диаметром 71 мм выбираем посадку H7/t6; способ сборки – нагрев колеса до температуры 134С.

**6.2 Расчет шпоночных соединений**

Для передачи вращающего момента Т= 55,310 Нмм со шкива на вал червяка применим шпоночное соединение (рис. 6.1).

По табл. 19.11 [1, с. 488] для диаметра вала 30 мм: b = 8,0 мм; h = 7 мм; глубина паза вала t= 4 мм. Длина шпонки = 32 мм, рабочая длина шпонки = – b = 32 – 8 = 24 мм.

Рис. 7.1

Расчетные напряжения смятия:

= = = 51 Н/мм

 < []= 90 Н/мм (для чугунной ступицы шкива)

Для расчета шпоночного соединения на коническом конце вала червячного колеса найдем диаметр в среднем сечении участка длиной = 57 мм:

d= d – 0,05= 56 – 0,0557 = 53,15 мм

Выбираем шпонку призматическую (табл. 19.11 [1, с. 488]): b = 16 мм; h=10 мм; t= 6,0 мм; t= 4,3 мм. Длина шпонки = 55 мм. Рабочая длина ==55 мм (принимаем шпонку с плоскими торцами)

Расчетные напряжение смятия при передаче вращающего момента Т=795,83 Нм:

= = = 136 Н/мм

что допустимо при установке стальной полумуфты ([]= 140 Н/мм).

**6.3 Определение реакций опор**

Силы в зацеплении:

F= F= 1553 H; F= F= 7018 H; F= 2588 H

Сила, действующая на входной конец вала червяка, определена из расчета ременной передачи и составляет F= 1059 H

Силу, действующую на выходной конец вала червячного колеса, примем в соответствии с рекомендациями ГОСТ Р 50891–96

F= 125= 125= 3526 Н.

**6.3.1 Расчет вала червяка**

Примем предварительно подшипники роликовые конические 7208А (табл. 19.24 [1, с. 504]). Схема установки подшипников – враспор. Дл

я этих подшипников выписываем: d = 40 мм; D = 80 мм; Т = 20 мм; е = 0,37.

Рис. 7.2

Расстояние между заплечиками вала по компоновочной схеме: = 200 мм

Тогда расстояние между широкими торцами наружных колец подшипников:

= + 2Т = 200 + 220 = 240 мм

По рекомендации [1, с. 132] смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника:

a = 0,5 [T + ] = 0,5 [20 + ] = 17,4 мм

**6.3.2 Определяем реакции для вала червяка**

Вал червяка вращается по ходу часовой стрелки (с правой нарезкой)

Рис. 7.3

Находим расстояние между точками приложения к подшипникам радиальных реакций на валу червяка:

= – 2a = 240 – 217,4 = 205 мм. Принимаем = 204 мм.

По результатам предыдущего расчета и по компоновочной схеме берем: =100 мм; =102 мм; =204 мм; d= 78,75 мм

Из условия равенства нулю моментов сил в опорах A и B (рис. 6.3) имеем:

в плоскости X0Z: R= R= F/2 = 1553/2 = 776,5

в плоскости Y0Z: = 0; – F+ F+ Fd/2 – R= 0

R= = = 2129 Н

= 0; – F(+ ) + R– F(– ) + Fd/2 = 0

R= = = = 1518H

Проверка: = – F+ R– F+ R= –1059 + 1518–2588 + 2129 = 0 – реакции найдены правильно.

Суммарные реакции опор для расчета подшипников:

R= R= = = 1705 H

R= R= = = 2266 Н

**6.3.3 Расчет вала червячного колеса**

Примем подшипники роликовые конические 7212А. Схема установки подшипников – враспор. Из табл. 19.24 [1, с. 504] выписываем:

d = 60 мм; D = 110 мм; T = 24 мм; e = 0,4 (рис. 6.2)

Расстояние между заплечиками вала по компоновочной схеме = 80 мм; между широкими торцами наружных колец подшипников = 80 + 224 = 128 мм

Смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника:

а = 0,5 [Т + ] = 0,5 [24 + ] = 23,3 мм

Отсюда расстояние между точками приложения к подшипникам радиальных реакций на валу червячного колеса (рис. 6.3):

= – 2а = 128 – 223,3 = 82 мм

По результатам предыдущего расчета и по компоновочной схеме берем: =120 мм; =41 мм; d= 226,8 мм

**6.3.4 Определяем реакции для вала червячного колеса**

Из условия равенства нулю моментов сил в опорах Д и Е имеем:

в плоскости X0Z: R= R= F/2 = 7018/2 = 3509 Н

в плоскости Y0Z: = 0; – Fd/2 – F+ R= 0

R = = = 3442 H

= 0; R+ F(– ) – Fd/2 = 0

R = = = 854 H

Проверка: = R+ F– R= 854 + 2588 – 3442 = 0 – реакции найдены правильно.

Суммарные реакции опор:

R== = 3611 H

R== = 4915 H

Направление консольной нагрузки F заранее не известно. Поэтому сначала найдем реакции опор от действия силы F:

= 0; – F+ R= 0

R= F/= 3526120/82 = 5160 H

= 0; – F(+ ) + R= 0

R= F(+ )/= 3526202/82 = 8686 H

Проверка: – F+ R– R= –3526 + 8686 – 5160 = 0

Полные реакции опор для расчета подшипников, соответствующие наиболее опасному случаю нагружения, находим арифметическим суммированием результирующих от сил в зацеплении (R и R) и реакций от консольной нагрузки (R и R соответственно):

R= R+ R= 3611 + 8686 = 12297 Н

R= R+ R= 4915 + 5160 = 10075 Н

**7. Подбор подшипников**

**7.1 Подбор подшипников для вала червяка**

Дано: n= 950 об/мин; U= 2,28; d= 40 мм; t = 8000 час; R= 1705 Н; R= 2266 Н

Вал нагружен осевой силой F= 7018 Н

Схема установки подшипников – враспор.

Возможны кратковременные перегрузки до 125% номинальной нагрузки. Условия эксплуатации подшипников – обычные. Ожидаемая температура работы t= 77…98С

Предварительно назначены подшипники роликовые конические легкой серии 7208А. Из табл. 19.24 [1, с. 504] для этого подшипника выписываем: C=58300 Н; e = 0,37; Y = 1,6

Для определения осевых нагрузок на опоры приведем схему нагружения вала (рис. 6.3) к виду, представленному на рис. 7.1.

Рис. 8.1

Получим: R= R= 1705 Н; R= R= 2266 Н; F= F= 7018 Н

Определяем осевые составляющие:

R= 0,83eR= 0,830,371705 = 523,6 Н

R= 0,83eR= 0,830,372266 = 695,9 Н

Так как R < R (523,6 < 695,9) и F > (R– R), то в соответствии с табл. 6.2 [1, с. 136] находим осевые силы, нагружающие подшипники:

R= R= 523,6 Н; R= R+ F= 523,6 + 7018 = 7541,6 Н

По табл. 6.1 [1, с. 134] определяем:

отношение R/(VR) = 523,6/(11705) = 0,307, что меньше e = 0,37 и для опоры 1: X = 1; Y = 0

отношение R/(VR) = 7541,6/(12266) = 3,33, что больше е = 0,37 и для опоры 2: X = 0,4; Y = 1,6

Эквивалентные динамические нагрузки при К= 1,2 (табл. 6.4 [1, с. 140]) и К= 1 (t< 100С) (табл. 6.5 [1, с. 141])

R= VXRКК= 1117051,21 = 2046 Н

R= (VXR+ YR) КК= (10,42266 + 1,67541,6)1,21 = 15567,6 Н

Расчетный ресурс более нагруженного подшипника опоры 2:

L = a

где a= 0,6 при обычных условиях применения подшипников [1, с. 142]; p=10/3 = 3,33 (роликовой подшипник); n – частота вращения входного вала с учетом фактического значения передаточного числа ременной передачи:

n = n/U= 950/2,28 = 416,7 об/мин

L = 0,6 ( = 1949 час

Это намного меньше требуемого ресурса t = 8000 час, поэтому намеченный подшипник 7208А не подходит

Попробуем применить конический роликовый подшипник средней серии 7308А (С= 80900 Н; е = 0,35; Y = 1,7):

R= (VXR+ YR) КК= (10,42266 + 1,77541,6)1,21 = 16472,5 Н

L = 0,6 () = 4800 час

Этот расчетный ресурс также меньше требуемого (t = 8000 час)

Примем для дальнейших расчетов подшипники роликовые конические однорядные с большим узлом конусности 1027308А

Подшипники с большим углом конусности очень чувствительны к изменению осевого зазора. Поэтому рекомендуется устанавливать их рядом,

образуя из двух подшипников фиксирующую опору.

В соответствии с этим перейдем от схемы установки подшипников враспор к схеме с одной фиксирующей и другой плавающей опорами. В качестве фиксирующей выберем опору Б, так как с противоположной стороны на конце вала устанавливается шкив ременной передачи.

**7.1.1 Опора Б**

Силы, нагружающие фиксирующую опору Б:

R= R= 2266 Н; R= F= 7018 Н

Для фиксирующей опоры, состоящей из 2-х подшипников, принимаем подшипник 1027308А. Для этого подшипника из табл. 19.25 [1, с. 505] выписываем: С= 69300 Н; е = 0,83. Для комплекта из двух подшипников С=1,714С= 1,71469300 = 118780 Н

Отношение R/(VR) = 7018/(12266) = 3,1, что больше е = 0,83. Коэффициент V = 1 – вращение внутреннего кольца относительно вектора R

По рекомендации [1, с. 139] коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок для двухрядного конического роликового подшипника имеем:

X = 0,67; Y = 0,67ctg

где – угол контакта. = arctg (е/1,5) = arctg (0,83/1,5) = 28,96

Y = 0,67ctg28,96= 1,21

Эквивалентная динамическая нагрузка при К= 1,2 и К=1:

R= (VXR+ YR) КК= (10,672266 + 1,217018)1,21 = 12012 Н

Расчетный ресурс при а= 0,6 (коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность особых свойств металла деталей подшипника и условий его эксплуатации) и р = 3,33

L = a() = 0,6 () = 49450 час

Подшипник 1027308А пригоден, т. к. расчетный ресурс намного больше требуемого t = 8000 час. Основные размеры принятого подшипника:

d = 40 мм; D = 90 мм; T = 25,5 мм

**7.1.2 Опора А**

Плавающая опора А нагружена силой R= R= 1705 Н

Для плавающей опоры червяка принимаем шариковый радиальный подшипник 208 из табл. 19.18 [1, с. 497] выписываем С= 32000 Н

Эквивалентная нагрузка при отсутствии осевой силы:

R= VRКК= 117051,21 = 2046 Н

Расчетный ресурс при a= 0,7 и р = 3 (шариковый подшипник)

L = 0,7 () = 107111 час

Подшипник 208 пригоден. Основные размеры принятого подшипника: d = 40 мм; D = 80 мм; B = 18 мм (рис. 7.2)

Рис. 8.2

**7.2 Подбор подшипников для вала червячного колеса**

Дано: U = 18 (фактическое значение передаточного числа ременной и червячной передач); d= 60 мм; t = 8000 час

Радиальные реакции опор: R= 12297 Н; R= 10075 Н

Вал нагружен осевой силой F= 1553 Н. Схема установки подшипников – враспор. Возможны кратковременные перегрузки до 125% номинальной нагрузки. Условия эксплуатации подшипников – обычные. Ожидаемая температура работы t= 77…98С

Предварительно назначены подшипники роликовые конические легкой серии 7212А. Из табл. 19.24 [1, с. 504] для этого подшипника выписываем: С= 91300 Н; е = 0,4; Y = 1,5

Для определения осевых нагрузок на опоры приведем схему нагружения вала к виду, представленному на рис. 7.1

Получим: R= R= 12297 Н; R= R= 10075 Н; F= F= 1553 Н

Определяем осевые составляющие:

R= 0,83еR= 0,830,412297 = 4083 Н

R= 0,83еR= 0,830,410075 = 3345 Н

Так как R > R и F > 0, то в соответствии с табл. 6.2 [1, с. 136] находим осевые силы, нагружающие подшипники:

R= R= 4083 Н; R= R+ F= 4083 + 1553 = 5636 Н

отношение R/(VR) = 4083/(112297) = 0,33, что меньше е = 0,4 и для опоры 1: X = 1; Y = 0

отношение R/(VR) = 5636/(110075) = 0,559, что больше е = 0,4 и для опоры 2: X = 0,4; Y = 1,5

Эквивалентные динамические нагрузки при К= 1,2 и К= 1:

R= VXRКК= 11122971,21 = 14756,4 Н

R= (VXR+ YR) КК= (10,410075 + 1,55636)1,21 = 14981 Н

Расчетный ресурс более нагруженного подшипника опоры 2 при а= 0,6 (обычные условия применения); р = 10/3 = 3,33 (роликовый подшипник);

n = 416,7/U = 416,7/18 = 23,15 об/мин

L = a() = 0,6 () = 177106 час

Намеченный подшипник 7212А пригоден, так как расчетный ресурс больше требуемого (t = 8000 час)

Основные размеры подшипника: d = 60 мм; D = 110 мм; T = 24 мм (табл. 19.24 [1, с. 504])

**7.3 Выбор посадок колец подшипников**

Внутренние кольца подшипников подвержены циркуляционному нагружению, наружные – местному.

Для фиксирующей опоры червяка:

R/С= 12012/118780 = 0,1

По табл. 6.6 [1, с. 144] выбираем поле допуска вала – m6.

Для плавающей опоры червяка:

R/С= 2046/32000 = 0,07

Выбираем поле допуска вала – к6.

Для подшипника выходного вала:

R/С= 14981/91300 = 0,164

Выбираем поле допуска вала – n6.

По табл. 6.7 [1, с. 145] поля допусков отверстий корпусных деталей под установку наружных колец подшипников – Н7.

**7.4 Конструирование стакана и крышек подшипников**

По рекомендации [1, с. 172 – 175] примем для фиксирующей опоры червяка конструкцию стакана по рис. 7.3

Рис. 8.3

Размеры конструктивных элементов стакана:

D = 90 мм; D= 105 мм; =7,5 мм; = 7,5 мм; = 9 мм; C = 8 мм; D=144 мм; t = 5 мм. Винт: d = М8; z = 4

Посадку стакана в корпус примем Н7/к6

Крышки подшипников привертные. В фиксирующей опоре червяка конструкцию крышки примем по рис. 7.4, *а*, а в плавающей опоре предварительно по рис. 7.4, *б*.

*а) б) в)*

Рис. 8.4

Крышки подшипников вала колеса примем по типу рис. 7.4, *в*, *б*. Размеры конструктивных элементов крышек подшипников (мм) для фиксирующей опоры червяка (1), плавающей опоры червяка (2), опор вала колеса (3):

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Крышка опоры | D |  |  |  | Винт | C | D |
| d | z |
| 123 | 9080110 | 667 | 889 | 667 | М8М8М10 | 446 | 15,5810 | 144115155 |

**8. Построение эпюр моментов и расчеты валов на прочность**

При прочностных расчётах валы схематизируют балками, лежащими на шарнирных опорах и нагруженными усилиями, передающимися при номинальном режиме работы от всех расположенных на них деталях.

**8.1 Построение эпюр моментов**

**8.1.1 Входной вал**

Для построения эпюр определяем значения изгибающих моментов в характерных сечениях вала

Вертикальная плоскость (Y0Z):

Сечение А: М= 0

Сечение Б: М= 0

Сечение Г:

Эпюра М: Слева: М= R= 154,8 Нм

Справа: М= R– F = 435,5 Нм

Горизонтальная плоскость (X0Z):

Сечение А: М= F= 105,9 Нм

Сечение Б: М= 0

Сечение В: М= 0

Эпюра М: Сечение Г:

М= F(+) – R= 134,7 Нм

Эпюра M:

M= Т= 55,3 Нм

**8.1.2 Выходной вал**

Вертикальная плоскость (Y0Z):

Сечение Д: М= 0

Сечение Е: М= 0

Эпюра М: Сечение В:

Слева: М= R= 34,2 Нм

Справа: М= R– F= –141,9 Нм

Горизонтальная плоскость (X0Z):

Сечение Д: М= 0

Сечение Е: М= 0

Эпюра М: Сечение В: М= R= 143,9 Нм

Эпюра М:

М= Т= 795,83 Нм

Нагружение F:

Сечение F: М= 0

Сечение Е: М= 0

Эпюра М: Сечение Д: М= F= 423, 12 Нм

Из сопоставления размеров валов и эпюр моментов следует, что наиболее нагруженным являются сечение Д выходного вала редуктора и сечение Г входного вала редуктора.

**8.2 Расчет сечения Д на статическую прочность**

Ранее в качестве материала выходного вала была принята сталь марки 45: =900Н/мм; = 650 Н/мм; = 410 Н/мм; = 230 Н/мм; = 390 Н/мм; = 0,1 (табл. 12.8 [1, с. 273])

Суммарный изгибающий момент при коэффициенте перегрузки К= 2,6 (табл. 19.28 [1, с. 510]):

М= К= 2.6= 1100 Нм

Моменты сопротивления сечения вала:

W = d/32 = 3,1460/32 = 21195 мм

W= 2W = 221195 = 42390 мм

Нормальное напряжение в рассматриваемом сечении:

 = 10М/W = 101100/21195 = 51,9 Н/мм

Касательное напряжение в рассматриваемом сечении:

 = 10М/ W= 102069/42390 = 48,8 Н/мм

(М= М2,6 = 795,832,6 = 2069)

Частотные коэффициенты запаса прочности:

S= / = 650/51,9 = 12,5; S= / = 390/48,8 = 7,99

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

S= = = 6,7 > [S] = 2,0

Следовательно, статическая прочность вала в сечении Д обеспечена.

**8.3 Расчет сечения Д на сопротивление усталости**

Расчётная схема вала при его проверке на выносливость аналогично расчётной схеме проектировочного расчёта валов на статическую прочность, только значение длин рассматриваемого участка принимают по уже разработанному чертежу.

Определяем амплитуды напряжений цикла в опасном сечении:

= = M/W; М == = 423,12

= 423,1210/21195 = 20 Н/мм

= /2 = М/(2W) = 795,8310/(242390) = 9,39 Н/мм

Сечение Д – место установки подшипника. Концентратор напряжений в сечении Д – посадка с натягом. По табл. 12.19 [1, с. 283] имеем:

К/К= 4,70,9 = 4,23; К/К= 2,80,9 = 2,52

Посадочную поверхность вала под подшипник шлифуют (R= 1,25 мкм):

К= 0,89; К= 0,93 (табл. 12.14 [1, с. 281])

Поверхность вала примем без упрочнения: К= 1 (табл. 12.15 [1, с. 281])

Коэффициенты снижения предела выносливости:

К= (К/К+ 1/ К– 1)/ К= (4,23 + 1/0,89 – 1)/1 = 4,35

К= (К/К+ 1/ К– 1)/ К= (2,52 + 1/0,93 – 1)/1 = 2,6

Пределы выносливости вала:

= /К= 410/4,35 = 94,3 Н/мм; = /К= 230/2,6 = 88,5 Н/мм

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

S= /= 94,3/20 = 4,72

S= /(+ ) = 88,5/ (9,39 + 0,0389,39) = 9,1

где = /К= 0,1/2,6 = 0,038

Коэффициенты запаса прочности в сечении Д:

S = = = 4,19 > [S] = 2,5

Следовательно, сопротивление усталости вала в сечении Д обеспечено.

**8.4 Расчет сечения Г на статистическую прочность**

В качестве материала червяка была принята сталь марки 40Х, закалка витков архимедова червяка с нагревом ТВЧ, поверхностная твердость 48…53HRC

= 900 Н/мм; = 750 Н/мм; = 410 Н/мм; = 450 Н/мм; =240Н/мм; = 0,1

М= К= 2,6= 1185 Нм

Момент сопротивления сечения вала:

W = = = 6280 мм (d = 40 мм)

W= 2W = 26280 = 12560 мм

Нормальное напряжение в рассматриваемом сечении:

= = = 188,7 Н/мм

М= М2,6 = 55,32,6 = 143,8 Нм

Касательное напряжение в рассматриваемом сечении:

= = = 11,4 Н/мм

Частные коэффициенты запаса прочности:

S= /= 750/188,7 = 3,97; S= / = 450/11,4 = 39,5

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

S= = 3,95 > [S] = 2,0

Следовательно, статическая прочность вала в сечении Г обеспечена.

**8.5 Расчет сечения Г на сопротивление усталости**

Определяем амплитуды напряжений цикла в сечении Г:

= = М/W; М == 455,8 Нм

= 455,810/6280 = 72,6 Н/мм

= /2 = М/(2W) = 55,310/212560 = 2,2 Н/мм

Для передачи вращающего момента со шкива на вал червяка применяется шпоночное соединение.

По табл. 12.17 [1, с. 283] имеем К= 2,2; К= 2,05 – эффективные коэффициенты концентрации напряжений

Для упрочнения поверхности вала используется закалка ТВЧ. По табл. 12.15 [1, с. 281] принимаем К= 2,4 – коэффициент влияния поверхностного упрочнения.

По табл. 12.13 [1, с. 281] принимаем при d = 40 мм

К(К) = 0,85 – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения

Поверхность вала червяка шлифуют

По табл. 12.14 принимаем (R= 1,25):

К= 0,89; К= 0,93 – коэффициенты влияния качества поверхности.

Находим коэффициенты снижения предела выносливости:

К= ()/К= 1,125

К= ()/К= 1,04

Пределы выносливости вала:

= / К= 410/1,125 = 364,4 Н/мм

= / К= 240/1,04 = 230,8 Н/мм

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

S= /= 364,4/72,6 = 5,02

S= /(+ ) = 230,8/(2,2 + 0,22) = 95,37

где = /К= 0,1/1,04 = 0,1

Коэффициент запаса прочности в сечении Г:

S = = 5,01 > [S] = 2,5

Следовательно, сопротивление устойчивости вала в сечении Г обеспечено.

**9. Смазывание и уплотнения**

Дано: V= 1,68 м/с (скорость скольжения в зацеплении); = 220 Н (контактные напряжения); d= 91,35 мм (диаметр окружности вершин витков)

По табл. 8.1 и 8.2 [1, с. 179] выбираем масло Цилиндровое 52 ГОСТ 6411–76

Глубину погружения червяка, при нижнем его расположении, примем:

h= 0,4d= 0,491,35 = 37 мм

Уплотнение на выходе червяка примем торцовое (рис. 9.1)

Рис. 9.1

1,2 – уплотнительные кольца; 3 – пружина; 4 – статическое уплотнение; b – ширина поверхности трения кольца

Уплотнение на выходе вала колеса примем щелевое с дренажным отверстием (рис. 9.2). b– ширина дополнительной канавки с дренажным отверстием.

Рис. 9.2

Т.к. выбрана червячная передача с нижним расположением червяка, то само червячное зацепление целесообразно смазывать окунанием в масляную ванну. Из-за того, что скорость скольжения витков червяка мала, то подшипники червяка также смазываются окунанием, причём уровень масла не должен превышать уровня нижнего тела качения. Подшипники червячного колеса смазываются пластичной смазкой. Для удержания её используются мазеудерживающие шайбы. Для контроля уровня масла применяют маслоуказатель из оргстекла. Для контроля зацепления, а так же для заливки масла предусмотрена отдушина. Перед заменой масла его сливают через маслосливную пробку.

**10. Подбор посадок деталей на валах**

Допуски и посадки шлицевых прямобочных соединений назначают, по ГОСТ 1139 – 80, в зависимости от способа их центрирования (выбор способа центрирования) и вида соединения.

При центрировании неподвижного шлицевого соединения по наружному диаметру D предпочтительное применение для D получила посадка по H7/js6 и для «b» по F8/js7, а для подвижных соединений – посадка D по H7/f7 и «b» – по F8/f7.

Дистанционные втулки или мазеудерживающие кольца устанавливают на те участки вала, где помимо них располагаются и другие детали (зубчатые колеса, подшипники), то в этом случае поле допуска участка вала под рассматриваемые детали для упрощения изготовления и сборки принимается совпадающим с назначенным полем допуска вала под указанными соседними деталями.

Поле допуска отверстия дистанционных втулок и мазеудерживающих колец назначают по H9 если для соседней детали применяют посадку с гарантируемым натягом и по H8 – при использовании переходных посадок.

**11. Корпус редуктора**

Основными критериями, определяющими выбор материалов для литых деталей машин является их форма, условия работы, характер нагруженности. Отливки выполняют из серого чугуна, стали, лёгких сплавов. Из лёгких сплавов для изготовления корпусов редуктора большее распространение получил силумин. Отливки из этого материала обладают сравнительно высокими литейными и механическими характеристиками, имеют низкую плотность и высокую теплопроводность, стойкость к коррозии. При средне серийном производстве литьё осуществляется по металлическим моделям. Корпус редуктора выполнен не разъёмным (межосевое расстояние передачи равно 180 мм) с двумя окнами на боковых стенках, через которые при общей сборке редуктора вводят в его корпус заранее собранный комплект вала червячного колеса.

Боковые крышки корпуса центрируют по переходной посадке и крепят к корпусу винтами с потаённой головкой.

Дано: а= 150 мм; d= 243,3 мм (наибольший диаметр колеса)

При а 150 мм конструируют неразъемные корпуса червячных редукторов с двумя окнами на боковых стенках, через которые при сборке вводят в корпус комплект вала с червячным колесом (рис. 10.1)

Рис. 10.1

Толщина стенки корпуса:

= 1,3 = 1,3 = 6,9 мм. Принимаем = 7 мм

Толщины стенок боковых крышек = 6 мм

Размеры конструктивных элементов крышек:

с = 5 мм; D – диаметр отверстия окна. Для удобства сборки его выполняют на 2с = 2…5 мм больше d. Принимаем D – 250 мм

Боковые крышки неразъемных корпусов крепят к корпусу винтами.

Диаметр винтов крепления крышек:

d = 1,25= 1,25= 11,6 мм

Принимаем М12, число винтов z = 8

Диаметр прилива D= D+ 4…6 мм; где D= D + (4…4,4) d

Принимаем: D= 300 мм; D= 305 мм

Высота боковых крышек: Н 0,1D; Н = 35 мм

Диаметр винта крепления к плите: d= 1,25d = 1,2512 = 15 мм

Принимаем М16, число винтов z = 4

Диаметр отверстия для винта d= 19 мм (табл. 11.1 [1, с. 241])

Места крепления редуктора к плите принимаем аналогично рис. 10.2

Толщина лапы – 24 мм; h= 63 мм; глубина ниши – 38 мм; ширина опорной поверхности – 50 мм.

Рис. 10.2

**12. Выбор плиты**

В условиях мелкосерийного производства целесообразно для установки редуктора и двигателя применять литые плиты.

Плиту изготовляют из Сч 15. Длина и ширина плиты получается конструктивно. При этом учитывается межосевое расстояние ременной передачи и габаритные размеры электродвигателя и редуктора.

Т.к. в привод входит ременная передача, то плита должна быть одноуровневая, т.е. на плиту вначале устанавливается редуктор, затем натяжное устройство для ременной передачи (в частности салазки), а на него электродвигатель. Толщину стенки плиты выбирают из соотношения:

Для удобства изготовления отливки принимаем .

Высота плиты: мм.

Для удобства перемещения плиты предусматриваем сквозные отверстия в вертикальных стенках плиты (для лома).

Для облегчения плиты и улучшения качества отливки, а так же экономии металла предусматриваются сквозные окна под редуктором и электродвигатель, размеры которые получаются конструктивно. Нижнюю поверхность плиты обрабатывают грубо, а верхние, служащие для установки редуктора и электродвигателя, более точно, чтобы получить меньшие отклонения от плоскости.

Плиту крепят к полу фундаментными болтами. В данном случае простейшими с изогнутым концом:

мм

мм

Ширина сторон колодца для размещения болта:

мм

Глубина заложения болта:

мм

Болты закрепляют в скважине цементным раствором при вибропогружении в него шпильки болта или путём утрамбовывания сырого цементного порошка.

На не обработанном полу оборудование устанавливают с подливкой раствора цемента под опорную плоскость. Перед подливкой оборудование выверяют на горизонтальность прокладками. Если поверхность точно обработана, то выверку и подливку не применяют.

**Список используемой литературы**

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. – 5-е изд., перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1979.

2. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин − М.: Высш. шк., 1978. − 352 с.

3. Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин: Курсовое проектирование. – М.: Высш. шк., 1975. – 551 с.

4. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. Пособие для техникумов/С.А. Чернавский, Г.М., Г.М. Ицкович, К.Н. Боков и др. – М.: Машиностроение, 1979.

5. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов./В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др. – Л.: Машиностроение, 1984.

6. Расчеты деталей машин / И.М. Чернин, А.В. Кузьмин, Г.М. Ицкович. – 2-е изд., перераб. и доп. – Мн.: Выш. школа, 1978.

7. Редукторы. Конструкция и расчет / М.И. Анфимов. Атлас схем и чертежей.-М.: Машиностроение, 1972.

8. Решетов Д.Н. Детали машин – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

9. Чернин И.М. и др. Расчеты деталей машин − Минск: Вышэйшая школа, 1978. – 472 с.