**ВВЕДЕНИЕ**

Проектирование механизма – напряженный труд, требующий глубоких зна­ний, практических навыков, что в сочетании с использованием технических средств позволяет принимать правильные инженерные решения.

Разработка конструкции требует выполнения и соблюдения целого ряда требований, таких, как прочность, минимальная материалоемкость, надежность, долговечность, удобство в эксплуатации, монтаже и демонтаже.

Цель курсового проектирования (выполнения расчетно-графической работы) ˗ закреп­ление теоретического материала курса и изучение основ проектирования, т. е. приобретение практических навыков по расчету и конструированию деталей общего назначения.

Техническое задание на проектирование:

- анализ исходных данных;

- расчёт зубчатых передач;

- расчёт валов на прочность;

- выбор подшипников.

Исходные данные:

- мощность электродвигателя 3,9 кВт;

- частота вращения вала двигателя 42 об/мин.

Перечень графического материала:

- сборочный чертеж;

- деталировка вала;

- деталировка зубчатого колеса.

Редуктором называют 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 ремённые передачи. Указанные механизмы являются наиболее распространённой тематикой курсового проектирования.

Назначения редуктора - понижение угловой скорости и соответственно повышения вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим. Механизмы для повышения угловой скорости, выполненные в виде отдельных агрегатов, называют ускорителями или мультипликаторами.

Редуктор состоит из корпуса (литого чугунного или сварного стольного), в котором помещают элементы передачи - зубчатые колёса, валы, подшипники ит.д. В отдельных случаях в корпусе редуктора размещают также устройства для смазывания зацеплений и подшипников (например, внутри корпуса редуктора может быть помещён шестерённый масляный насос) или устройство для охлаждения (например, змеевик с охлаждающей водой в корпусе червячного редуктора).

Редуктор проектирует либо для привода определённой машины, либо по заданной нагрузке (моменту на выходном валу) и передаточному числу без указания конкретного назначения. Второй случай характерен для специализированных заводов, на которых организованно серийное производство редукторов.

Редукторы классифицируют по следующим основным признакам:

- типу передачи (зубчатые, червячные или зубчато-червячные);

- числу ступеней (одноступенчатые, двухступенчатые ит.д.);

- типу зубчатых колёс (цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические, ит.д.);

- относительному расположению валов редуктора в пространстве (горизонтальные, вертикальные);

- особенностям кинематической схемы (развёрнутая, сносная, с раздвоенной ступенью)

Возможности получения больших передаточных чисел при малых габаритах обеспечивают планетарные и валковые редукторы.

**1.1 Редуктор цилиндрический**

**1.1.1 Расчет зубчатых передач**

Для расчета коэффициента полезного действия редуктора используем формулу:

ɳ = × × , (1)

где - КПД зацепления (для цилиндрического и конического зацепления принимать  = 0,985);

- КПД масляной ванны (предварительно принимать = 0,995);

- КПД подшипников (ориентировочно  = 0,995);

k – число зацеплений.

Подставив числовые значения рассчитаем коэффициент полезного действия:

ɳ = 0,985 × 0,995 × 0,985 = 0,965

Для расчета мощности на быстроходном валу используем формулу:

, кВт. (2)

Поставив числовые значения рассчитаем мощность на быстроходном валу:

*Ntp pac* = = 4,0 кВт.

В дальнейшем за расчетную мощность на быстроходном валу *N1* принимается мощность электродвигателя, т. е. *N1* = *NЭ*.

Выбираем двигатель АИР 100L4

**1.1.2 Определение передаточного числа**

Для расчета передаточного числа редуктора,  , используем формулу:

; (3)

где nэ – частота вращения вала электродвигателя

nt – частота вращения тихоходного вала

Подставив числовые значения определим передаточное число редуктора:

 = = 33,57

Для расчета передаточного числа тихоходной ступени цилиндрического редуктора, *и*т, используем формулу:

*и*т = 0,88 × (4)

Подставив числовые значения определим передаточное число тихоходной ступени цилиндрического редуктора:

*и*т = 0,88 × = 5,09

Для расчета передаточного числа быстроходной ступени цилиндрического редуктора, *uБ,* (при 8 ≤ *и* ≤ 50 редуктор принимается двухступенчатым) используем формулу:

*uБ* = (1,25 ± 1,8) × *иТ*  (5)

Подставив числовые значения произведем расчет передаточного быстроходной ступени цилиндрического редуктора:

*uБ* = 1,25 × 5,09 = 6,36

В том случае, если при расчетах по формуле (4) получится *иБ* ≥ 10, необходимо подобрать иной электродвигатель с меньшим значением *nЭ*.

Расчеты *и, иБ*, *иТ* следует вести с точностью до двух знаков после запятой и не округлять.

**1.1.3 Определение мощности, частоты вращения и крутящего момента на валах**

Определение крутящего момента, Т1, Н × м, на быстроходном валу:

Т1 = , Н × м (6)

где мощность *N1* = *NЭ*;

частота вращения *n1* = *nЭ.*

Подставив числовые значения определим крутящий момент на быстроходном валу:

Т1 = = 170,21 Н × м

Определение мощности, *N*2, на промежуточном валу:

*N2* = *N1* (7)

Подставив числовые значения определим мощность на промежуточном валу:

*N2* = 4000 × 0,985 × 0,995 × 0,995 = 3900 Вт

Определим частоту вращения, *n*2, на промежуточном валу:

*n2* =  (8)

Подставив числовые значения определим частоту вращения на промежуточном валу:

*n2 =* = 3,69 об/сек.

Рассчитаем крутящий момент, Т2, на промежуточном валу по формуле:

Т2 = (9)

Подставив числовые значения определим крутящий момент на промежуточном валу:

Т2 = =1056,91 Н × м.

Определим мощность на тихоходном валу по формуле:

*N3* = *N1 ×*  (10)

Подставив числовые значения определим мощность на тихоходном валу:

*N3* = 4000 × 0.965 = 3860 Вт

Определим частоту вращения на тихоходном валу по формуле:

*n3 =*  (11)

Подставив числовые значения определим частоту вращения тихоходного вала:

*n3* = = 0,7 об/сек

Произведем расчет крутящего момента тихоходного вала по формуле:

Т3 = (12)

Подставив числовые значения определим крутящий момент тихоходного вала:

Т3 = = 5514 Н × м.

**1.1.4. Выбор материала зубчатых колес и допускаемых напряжений**

Для изготовления зубчатых колес выбираю сталь марки 40Х.

При этом рекомендуется твердость шестерни назначать на 10…15 единиц больше твердости колеса.

Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость для сталей при НВ ≤ 350

, (13)

где  - предел контактной выносливости, принимается для стали 45 равным 770 МПа;

*Zn* – коэффициент долговечности принимаем 1,8;

S*n* – коэффициент долговечности (запаса прочности), при проведении нормализации или улучшения стали принимается равным 1,1. Для зубьев с поверхностным упрочнением принимаем 1,2.

Обычно в практических расчетах  определяются для колеса как наименьшее.

Подставив числовые значения произведем расчет допускаемых контактных напряжений:

 = 420 × = 630 МПа

Допускаемые напряжения изгиба при расчете на выносливость для сталей нормализации и улучшении

, МПа (14)

где  - экспериментально определённый предел выносливости зубьев по напряжением изгиба, приближенно в расчетах можно принимать  = 0,8  при твердости ≤ 350 НВ; (взято из ГОСТа)

Yа – коэффициент, учитывающий двустороннее приложение нагрузки (реверсивные передачи, сателлиты планетарных передач и т. д.), для одностороннего приложения нагрузки Ya = 1.

Yn – коэффициент долговечности, методика расчета аналогична Zn;

Sf – минимальный коэффициент безопасности (запаса прочности), принимается Sf = 1,5.

По формуле определим допускаемое напряжение изгиба при расчете на выносливость.

 = = 264 МПа

**1.1.5 Определение межосевых расстояний**

Для быстроходной ступени принимается косозубое зацепление, для тихоходной – прямозубое.

1. Межосевое расстояние быстроходной(первой) ступени.

Расчет межосевого расстояния быстроходной ступени производится по формуле:

, мм (15)

где *φba*1 – коэффициент ширины быстроходной ступени (*φba*1 = *b1 / aw*1, принимаем равным 0,2);

*KНβ*1 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого колеса.

αw1 = 410 × (6,36 + 1) × = 202 мм ~ 205 мм.

2. Межосевое расстояния тихоходной (второй) ступени

Расчет межосевого расстояния тихоходной ступени производится по формуле:

, мм (16)

где  - коэффициент ширины тихоходной ступени, принимаем 0,3;

 - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого колеса, определяется аналогично *Knβ*1, но для *ut*, *φba*2., принимаем 1,1.

Подставив числовые значения рассчитаем межосевое расстояния тихоходной ступени:

αw2 = 450 × (5,09 + 1) × = 328 мм ~ 230 мм.

**1.1.6 Определение модулей зацепления и чисел зубьев шестерен и колес**

1. Модуль зацепления быстроходной косозубой ступени производится по формуле:

 , (17)

где mn1 – модуль зацепления зубчатых передач

b1 = *aw ×φba*1 = 205 × 0,2 = 41

b2 = *aw2 ×φba2* = 330 × 0,3= 99

*φm* – принимаю 20.

Подставив числовые значения произведем расчет зацепления быстроходной косозубой ступени:

mn1 =  = 2,05

По таблице стандартные значения модуля зацепления зубчатых передач для тихоходной прямозубой ступени, принимаю 2.

2 Модуль зацепления тихоходной прямозубой ступени

mn2 = = 4,95

3 Суммарное число зубьев быстроходной ступени

Расчет суммарного числа зубьев быстроходной ступени произвожу по формуле:

, (18)

где  - угол наклона зубьев, принимаем - 12˚

zс1 = = 203 шт.

Рассчитаем суммарное число зубьев тихоходной ступени по формуле:

 (19)

Подставив числовые значения получим:

zc2 = = 96 шт.

4 Число зубьев шестерни быстроходной ступени

Расчет числа зубьев шестерни быстроходной ступени произвожу по формуле:

 (20)

Подставив числовые значения получим:

z1 = = 29 шт.

Расчет числа зубьев колеса быстроходной ступени произвожу по формуле:

*z2 = zc*1 - *z1* (21)

Подставив числовые значения получим:

z2=203 – 28 = 175 шт.

5 Число зубьев шестерни тихоходной ступени

Расчет числа зубьев шестерни тихоходной ступени рассчитываю по формуле

 (22)

Подставив числовые значения получим:

z3 = = 16 шт.

Расчет числа зубьев колеса тихоходной ступени рассчитываю по формуле:

*z4 = zc2 – z3* (23)

Подставив числовые значения получим:

z4 = 99 – 16 = 83 шт.

**1.1.7. Уточнение передаточного числа**

1 Фактическое передаточное число быстроходной ступени

Для расчета фактического передаточного числа быстроходной ступени используем формулу:

 (24)

Подставив числовые значения получим:

= = 6,3

2 Фактическое передаточное число тихоходной ступени

Для расчета фактического передаточного числа тихоходной ступени используем формулу:

 (25)

Подставив числовые значения получим:

= = 5

3 Фактическое передаточное число редуктора:

Для расчета фактического передаточного числа редуктора используем формулу:

*u*' = × (26)

Подставив числовые значения получим:

u' = 6,3 × 5,2 = 32,8

При этом должно соблюдаться условие:

 (27)

По формуле успешно выполнил проверку №1

× 100% = 2%  4%

**1.1.8 Геометрический расчет зубчатых колес**

1 Диаметры делительных окружностей

Расчет диаметра зубчатого колеса быстроходной ступени произвожу по формуле:

 (28)

Подставив числовые значения получим:

d1 = = 56,57 мм.

Расчет диаметра зубчатого колеса тихоходной ступени произвожу по формуле:

 (29)

Подставив числовые значения получим:

d2 = = 353,53 мм.

Расчет диаметра тихоходного вала произвожу по формуле:

d3 = m2 × z3 (30)

Подставив числовые значения получим:

d3 = 4,95 × 16 = 79 мм.

Расчет диаметра зубчатого колеса тихоходной ступени произвожу по формуле:

d4 = m2 × z4 (31)

Подставив числовые значения получим:

d4 = 4,95 × 83 = 410 мм.

2 Диаметры окружностей вершин прямозубых и косозубых вершин

Расчет диаметра окружностей вершин косозубой быстроходного вала произвожу по формуле:

*da*1 = *d*1 + 2 × *mn*1 (32)

Подставив числовые значения получим:

*da*1 = 56,57 + 2 × 2 = 60,57 мм.

Расчет диаметра окружностей вершин косозубой быстроходной шестерни произвожу по формуле:

*da*2 = *d*2 + 2 × *mn*1 (33)

Подставив числовые значения получим:

*da*2 = 353,53 + 2 × 2 = 357,53 мм.

Расчет диаметра окружностей вершин прямозубой тихоходной ступени произвожу по формуле:

*da*3 = *d*3 + 2 × *mn*2 (34)

Подставив числовые значения получим:

*da*3 = 79 + 2 × 4,95 = 89 мм.

Расчет диаметра окружностей вершин прямозубой тихоходной ступени произвожу по формуле:

*da*4 = *d*4 + 2 × *mn*2 (35)

Подставив числовые значения получим:

*da*4 = 410 + 2 × 4,95 = 420 мм.

3 Диаметры окружности впадин:

Диаметр окружности впадины рассчитывается по формуле:

*df*1 = *d*1 – 2,5 × *mn*1 (36)

Подставив числовые значения получим:

*df*1 = 56,57 – 2,5 × 2 = 51,6 мм.

Диаметр окружности впадины рассчитывается по формуле:

*df*2 = *d*2 – 2,5 × *mn*1 (37)

Подставив числовые значения получим:

*df*2 =353,53 – 2,5 × 2 = 348,5 мм.

Диаметр окружности впадины рассчитывается по формуле:

*df*3 = *d*3 – 2,5 × *mn*2 (38)

Подставив числовые значения получим:

*df*3 = 79 – 2,5 × 4,95 = 66,6 мм.

Диаметр окружности впадины рассчитывается по формуле:

*df*4 = *d*4 – 2,5 × *mn*2 (39)

Подставив числовые значения получим:

*df*4 =410 – 2,5 × 4,95 = 397,6 мм.

4 Ширина зубчатых колес

Ширина косозубых быстроходных зубчатых колес рассчитывается по формуле:

*b1 = φba*1 × *aw*1 + (5 … 10), мм (40)

Подставив числовые значения получим:

*b1* = 0,2 × 205 + 5 = 46 мм.

*b2 = φba*1 × *aw*1, мм (41)

Подставив числовые значения получим:

*b2 =* 0,2 × 205 = 41 мм.

Расчет ширины прямозубых тихоходных зубчатых колес:

*b3 = φba*2 × *aw*2 + (5 … 10) (42)

Подставив числовые значения получим:

*b3 =* 0,3 × 330 + 5 = 104 мм.

*b4 = φba*2 × *aw*2 (43)

Подставив числовые значения получим:

*b4* = 0,3 × 330 = 99 мм.

5 Высота зубьев зубчатых колес быстроходной ступени

Высота зубьев зубчатых колес быстроходной ступени рассчитывается по формуле:

*hБ =* 2,25 × *mn1* (44)

Подставив числовые значения получим:

*hБ =* 2,25 × 2 = 4,5 мм.

Расчет высоты зубьев зубчатых колес тихоходной ступени произвожу по формуле:

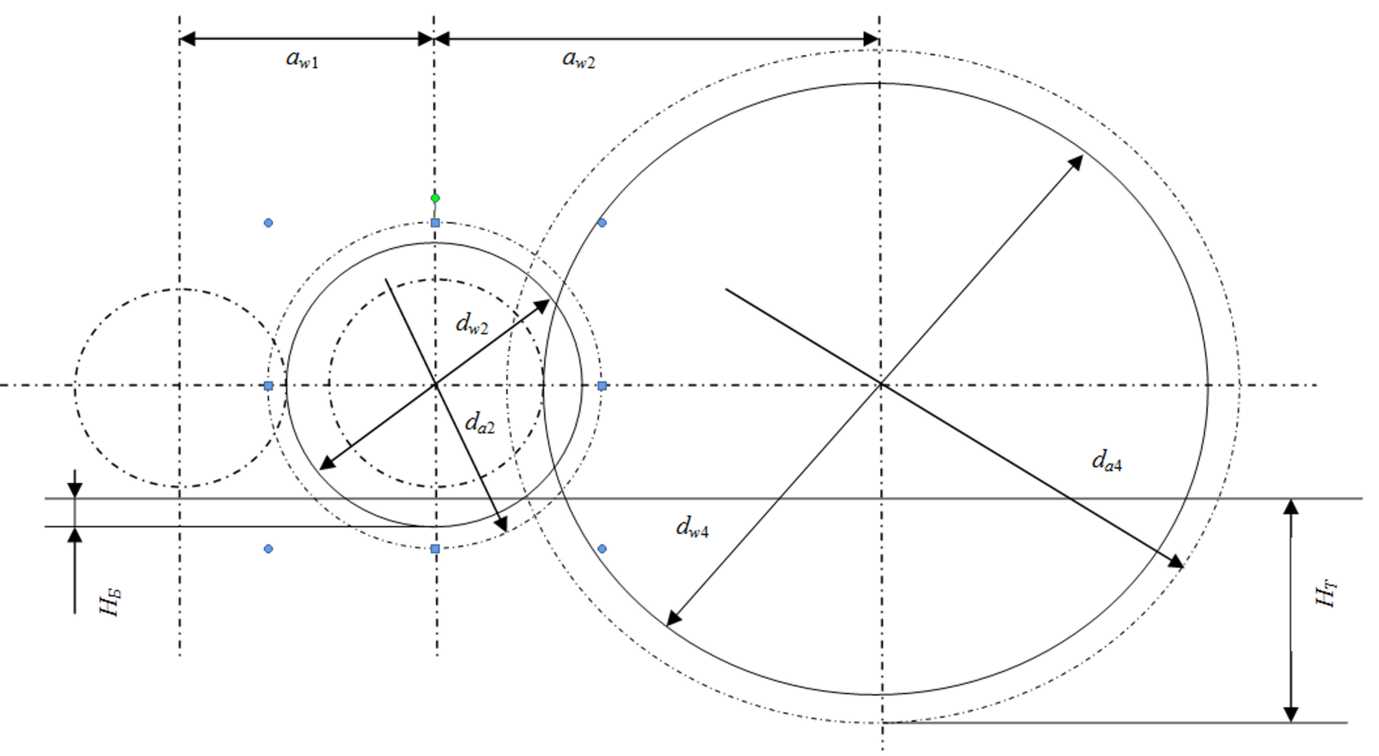
*hТ =* 2,25 × *mn2* (45)

Подставив числовые значения получим:

*hТ* = 2,25 × 4,95 = 11,1 мм.

6 Определение условий смазывания погружением колес в общую масляную ванну.

Схема представлена на рис1.



Глубины погружения колес в масляную ванну соответствуют требованиям НБ = (1…2) hБ, при этом Нт ≤ (1/6) da4 (или Нт ≤ (1/3) ra4).

**1.1.9 Проверочный расчет на контактную выносливость**

1 Окружная сила быстроходной ступени рассчитывается по формуле:

, Н. (46)

Подставив числовые значения, получим:

Ft1 = = 5673,7 Н.

2 Окружная скорость быстроходной ступени рассчитывается по формуле

 (47)

Подставив числовые значения, получим:

Ft2 = = 26422 Н.

3 Окружная скорость быстроходной ступени рассчитывается по формуле:

 м/с (48)

Подставив числовые значения, получим:

V1 = = 4,17 м/с.

Степень точности для быстроходной ступени равна 8.

4 Окружная скорость тихоходной ступени рассчитывается по формуле:

м/с (49)

Подставив числовые значения, получим:

V2 = = 0,02 м/с.

Для тихоходной ступени принимаю девятую степень точности.

Значения коэффициента *qө1*, учитывающего влияние разности шагов в зацеплении зубьев шестерни и колеса.

5 Удельная окружная динамическая сила быстроходной ступени рассчитывается по формуле

, Н/м (50)

Подставив числовые значения, проучим:

wHv2 = 0,06 × 5,6 × 4,17 × = 0,8 Н/м.

Удельная окружная динамическая сила быстроходной ступени рассчитывается по формуле:

, Н/м (51)

где  - коэффициент учитывающий влияние разности шагов в зацеплении зубьев шестерни и колеса для прямозубой передачи;

*δН2* = 0,006 коэффициент для прямозубой передачи при НВ ≤ 350.

Подставив числовые значения, получим:

wHv2 = 0,006 × 7,3 × 0,02 × = 0,006 Н/м

6 Удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации быстроходной ступени рассчитывается по формуле:

, Н/м (52)

Подставив числовые значения, получим:

wHtp1 = × 1,0 = 138382 Н/м.

Удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации тихоходной ступени рассчитывается по формуле:

 (53)

Подставив числовые значения, получим:

wHtp2 = × 1,1 = 293577 Н/м.

При расчете межосевых расстояний коэффициенты динамической нагрузки KНv были приняты ориентировочно равными единице.

При проверочном расчете коэффициент динамической нагрузки быстроходной ступени определяется по формуле:

. (54)

Подставив числовые значения, получим:

KHv1 = 1 + = 1,000006

Коэффициент динамической нагрузки рассчитывается по формуле:

 (55)

Подставив числовые значения, получим:

KHv2 = 1 + = 1

Удельная расчетная окружная сила быстроходной ступени рассчитывается по формуле:

, Н/м (56)

Подставив числовые значения, получим:

wHt1 = × 1,0 × 1,000006 = 138382,83 Н/м.

Удельная расчетная окружная сила тихоходной ступени:

Н/м (57)

Подставив числовые значения, получим:

wHt2 = × 1,1 × 1 = 293577,8 Н/м

Действительные контактные напряжения быстроходной ступени рассчитывается по формуле:

, Н/м (58)

где ZН1 – коэффициент, учитывающий форму сопряжения поверхностей зубьев (при отсутствии коррекции или при высотной коррекции ZН1 = 1,77 cos β);

ZМ1 – коэффициент, учитывающий материал зубчатых колес (для стальных колес ZМ1 = Н/м;

Zε1 – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

Коэффициент рассчитывается по формуле:

, (59)

где εа = [1,88 – 3,2 (1/z1 + 1/z2)] cos β – коэффициент перекрытия.

Подставив числовые значения, получим:

Zε1 = = 0,76

εа = (1,86 – 3,2 × ( + )) × 0.99 = 1,71

Подставив числовые значения в формулу (58), получим:

*σ*[H] = 1,75 × 2,94 × 0,76 × = 6583,22 Н/м

Действительные контактные напряжения тихоходной ступени рассчитываются по формуле:

Н/м (60)

Подставив числовые значения, получим:

*σ*[H] = 1,77 × 2,94 × 0,78 × = 8490,5 Н/м

**1.2 Проектный (предварительный) расчет валов**

Предварительный расчет промежуточного вала произвожу на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Предварительно диаметры валов определяются из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях рассчитывается по формуле:

мм (61)

где N – мощность на валу, кВт

n – частота вращения вала, мин-1;

С – расчетный коэффициент. Для расчетов принимаем 15.

Диаметр быстроходного вала, который соединяется с валом электродвигателя, не рассчитывается и принимается по мощности электродвигателя, рассчитывается по формуле:

d1 = (0,8 … 1,0) dэ, мм (62)

где dэ – диаметр вала электродвигателя.

Подставив числовые значения, получим:

d1 = 0,9 × 38 = 25.

Диаметр промежуточного вала рассчитывается по формуле:

, мм. (63)

Подставив числовые значения, получим:

d2 = 15 × = 38.

Диаметр тихоходного вала рассчитывается по формуле:

, мм. (64)

Подставив числовые значения, получим:

d3 = 15 × = 45.

Таблица №1. Выбранные подшипники

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | Обозначе­ние под­шипника | d, мм | D, мм | В, мм | С, кН | С0, кН | Nmax, мин-1 |
| Быстроходный | 205 | 25 | 52 | 15 | 14,0 | 6,95 | 15000 |
| Промежуточный | 208 | 40 | 80 | 18 | 32,0 | 17,8 | 10000 |
| Тихоходный | 209 | 45 | 85 | 19 | 33,2 | 18,6 | 9000 |

**1.3 Определение конструктивных элементов редуктора**

1. Как правило, корпусные детали редуктора изготавливаются из серого чугуна СЧ 15-32, СЧ 18-36, реже встречаются сварные из стальных листов.

Требуемые размеры корпуса выбираются конструктивно.

2. Толщина стенки корпуса рассчитывается по формуле:

δ = (0,03 … 0,04) × *aw2* + 0,005, мм. (65)

Подставив числовые значения, получим:

δ = 0,03 × 330 + 0,005 = 9,9 мм.

3. Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса рассчитывается по формуле:

δ1 = (1,5 … 1,75) × δ, мм. (66)

Подставив числовые значения, получим:

δ1 = 1,5 × 9,9 = 14,9 мм.

4. Толщина нижнего пояса корпуса (толщина лап) рассчитывается по формуле:

δ2 = (2,2 … 2,5) × δ, мм. (67)

Подставив числовые значения, получим:

δ2 = 2,2 × 9,9 = 21,8 мм.

5. Толщина стенки крышки рассчитывается по формуле:

δ3 = 0,8 × δ, мм. (68)

Подставив числовые значения, получим:

δ3 = 0,8 × 9,9 = 7,9 мм.

6. Толщина пояса (фланца) крышки рассчитывается по формуле:

δ4 = (1,2 … 1,4) δ, мм. (69)

Подставив числовые значения, получим:

δ4 = 1,2 × 9,9 = 11,9 мм.

7. Толщина ребер корпуса рассчитывается по формуле:

δ5 = (0,8 … 1,0) δ, мм. (70)

Подставив числовые значения, получим:

δ5 = 0,8 × 9,9 =7,9 мм.

8. Толщина ребер крышки рассчитывается по формуле:

δ6 = 0,8 × δ, мм. (71)

Подставив числовые значения, получим:

δ6 = 0,8 × 9,9 = 7,9 мм.

Следует заметить, что в случае сварного корпуса толщины элементов следует уменьшить на величину ≈ 20 %.

9. Диаметр фундаментных болтов рассчитывается по формуле:

dф = (1,5 … 2) δ, мм. (72)

Подставив числовые значения, получим:

dф = 1,5 × 9,9 = 14,9 мм.

10. Число фундаментных болтов рассчитывается по формуле:

, (73)

где L – длина основания корпуса, м;

В – ширина основания корпуса, м.

Подставив числовые значения, получим:

z = = 5.

11. Минимальное расстояние между колесами и внутренней поверхностью корпуса а = δ.

Диаметры стяжных болтов (болтов фланцевого разъема) рассчитываются по формуле:

dc = 0,8 × dф (74)

Подставив числовые значения, получим:

dc = 0,8 × 14,9 = 12 мм.

Максимальное расстояние между стяжными болтами рассчитывается по формуле:

l = (10 … 12) × dc (75)

Подставив числовые значения, получим:

l = 10 × 12 = 120 мм.

Расстояние от плоскости разъема редуктора от основания рассчитывается по формуле:

h ≥ 1,06 × aw2 (76)

Подставив числовые значения, получим:

h ≥ 1,06 × 330 = 350 мм.

Диаметр ступицы колеса быстроходной ступени рассчитывается по формуле:

dБ = 1,6 × d2 (77)

Подставив числовые значения, рассчитаем диаметр ступицы колеса быстроходной ступени:

dБ = 1,6 × 353 = 565 мм.

Диаметр ступица колеса тихоходной ступени рассчитывается по формуле:

dT = 1,6 × d3 (78)

Подставив числовые значения, получим:

dT  = 1,6 × 79 = 126

Толщина диска колеса быстроходной ступени рассчитывается по формуле:

сT = (0,2 … 0,3) × b2 (79)

Подставив числовые значения, получим:

сТ = 0,2 × 41 = 8 мм.

Толщина диска колеса тихоходной ступени рассчитывается по формуле:

сT = (0,2 … 0,3) × b4 (80)

Подставив числовые значения, получим:

сТ = 0,2 × 99 = 20 мм.

Толщина зубчатого венца (включая высоту зуба) быстроходной ступени рассчитывается по формуле:

еБ = 5 × mn1 (81)

Подставив числовые значения, получим:

еБ = 5 × 2,05 = 10,3 мм.

Толщина зубчатого венца (включая высоту зуба) тихоходной ступени рассчитывается по формуле:

еТ = 5 × mn2 (82)

Подставив числовые значения, получим:

еБ = 5 × 3,5 = 17,5 мм.

Остальные конструктивные размеры определяются при компоновке редуктора и не отражаются в тексте пояснительной записки.

**1.4 Расчет валов на усталостную прочность**

**1.4.1 Определение нагрузок**

Радиальная сила быстроходной ступени рассчитывается по формуле:

Fr1 = Ft1 × (83)

Подставив числовые значения, получим:

Fr1 = 5673,7 × = 2866 Н.

Осевая сила быстроходной ступени рассчитывается по формуле:

Fа1 = Fr1 × tan b (84)

Подставив числовые значения, получим:

Fa1 = 2866 × tan 46 = 2968 Н.

Радиальная сила тихоходной ступени рассчитывается по формуле:

Fr2 = Ft2 × tan aw2 (85)

Подставив числовые значения, получим:

Fr2 = 26422 × tan 330 = -15255 Н

Распределение нагрузок на валы представлено на пространственной схеме зубчатой передачи (рис. 2).

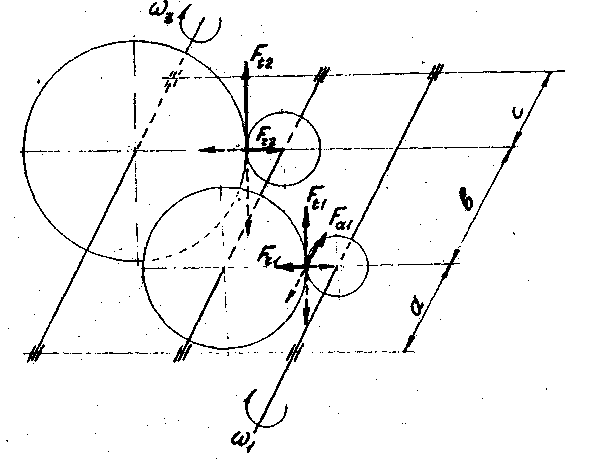


Рис. 2. Пространственная схема зубчатой передачи

**1.4.2 Выбор материала и запаса усталостной прочности**

Оси и валы изготовляют в основном из углеродистых и легированных конструкционных сталей, так как они обладают высокой прочностью, способностью к поверхностному и объемному упрочнению, легкостью получения прокаткой цилиндрических заготовок и хорошей обрабатываемостью на станках.

Для осей и валов без термообработки выбираю углеродистую сталь 45.

σТ – предел тягучести, принимается равным 275 МПа.

σВ – предел прочности, принимается равным 530 МПа.

σ-1 – предел выносливости, принимается равным 230 МПа.

т-1 – предел выносливости при кручении, принимается равным 155 МПа.

т – предел текучести при кручении, принимается равным 170 МПа.

ψσ – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла нагружения при изгибе, принимается равным 0,1.

ψт – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла нагружения при кручении, принимается равным 0,05.

Допускаемый коэффициент запаса усталостной прочности принимается [n] = 1,5.

**1.4.3 Расчет промежуточного вала**

Эскиз вала, расчетные схемы в вертикальной и горизонтальной плоскостях представлены на рис. 3. Размеры участков валов: а = 70 мм; b = 80 мм; с = 40мм.

Из уравнений моментов и определяются реакции опор RАв и RBв в вертикальной плоскости.

= RBв × 190 – Ft1 × 150 - Ft2 × 70 = 0

= - RAв × 190 + Ft2 × 120 + Ft2 × 40 = 0

Произведем расчет:

RВв = = 23 кН;

RАв = = 9 кН.

Корректность решения проверяется выполнением условия

Ft1 + Ft2 + RAв + RBв = 0 (86)

Подставив числовые значения, получим:

6 + 26 - 9 – 23 = 0; т.е. проверка пройдена успешно.

Выполняются аналогичные действия для определения реакции опор RAг и RBг в горизонтальной плоскости.

= - RBг × 190 – Fr1 × 150 + Fr2 × 70 = 0

= RAг × 190 – Fr2 × 120 + Fr1 × 40 = 0

Произведем расчет:

RBг = = -8 кН;

RAг = = -10 кН.

По формуле (86) произведем произведем проверку корректности решения:

-10 – 8 + 3 + 15 = 0

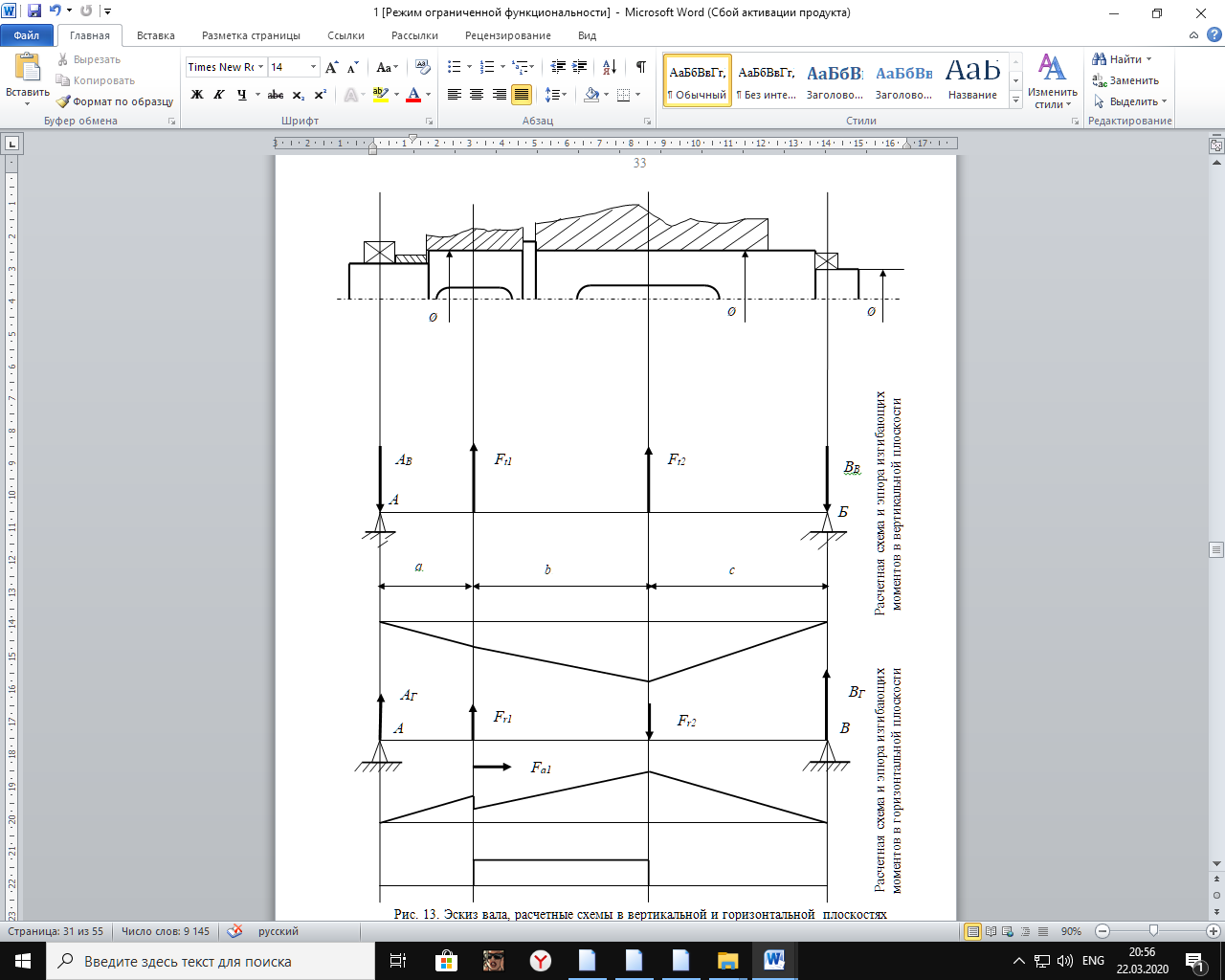


Рис. 3. Эскиз вала, расчетные схемы в вертикальной и горизонтальной плоскостях

Строятся эпюры изгибающих моментов МВ и МГ в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Строится эпюра суммарных изгибающих моментов

M = (87)

Подставив числовые значения, получим:

М = = 1856 Н × м.

Действующее напряжение изгиба определяется по формуле:

σ = , МПа (87)

где W – момент сопротивления сечения при изгибе.

Для сечения вала с одной шпоночной канавкой определяется по формуле

W = - , (88)

где b – ширина шпонки, принимается равным 12 мм;

h – высота щпонки, принимается равным 8 мм.

Подставив числовые значения, получим:

W = - = 5502 мм³.

По формуле (87) рассчитаем действующее напряжение изгиба:

σ = = 0,3 МПа.

Напряжения кручения рассчитывается по формуле:

τ = , (89)

где Wк – момент сопротивления сечения при кручении.

Для сечения вала с одной шпоночной канавкой:

W = - (90)

Подставив числовые значения, получим:

W = - = 11782 мм³.

По формуле (89) рассчитаем напряжение кручение:

τ = = 5,4 МПа.

Запас усталостной прочности только по изгибу рассчитывается по формуле:

nσ = , (91)

где σа = σ – амплитуда напряжений изгиба (при симметричном цикле);

σm = 0 – среднее напряжение цикла;

Kσ – эффективный коэффициент концентрации напряжений, принимаем равным 1,38;

ψσ – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла нагружения при изгибе;

εм – масштабный фактор , принимается равным 1;

εn – фактор качества поверхности, принимается равным 1.

nσ = = 6,7 МПа.

Запас усталостной прочности только по кручению определяется по формуле:



(92)

где τа = 0,5 τ – амплитуда напряжений кручения (при пульсирующем цикле);

τм = 0,5 τ – среднее напряжение цикла;

Kτ – эффективный коэффициент концентрации напряжений;

ψτ – коэффициент, учитывающий влияние постоянной составляющей цикла напряжений кручения на усталостную прочность;

εм – масштабный фактор;

εn – фактор качества поверхности.

Подставим числовые значения, получим:

n= = 22 Мпа.

Запас усталостной прочности определяется по формуле



(93)

где no = 1,8

Подставив числовые значения, получим:

n= = 1,6 ≥ 1,5.

**1.5 Выбор подшипников**

Долговечность подшипников Lh принимается из нижеследующих условий.

Если предварительно не указан режим работы механизма, то следует им задаться исходя из следующих рекомендованных условий:

Lh ≥ 20000 ч – для механизмов при односменной работе с полной нагрузкой;

Выбор подшипников промежуточного вала

Радиальная нагрузка на подшипник опоры А



(94)

где АВ и Аr – реакции опоры А в вертикальной и горизонтальной области.

По формуле (94) определим радиальную нагрузку на подшипник

FrA = = 8802

Радиальная нагрузка на подшипник опоры В определяется по формуле



(95)

где ВВ и Вr – реакции опоры Вв вертикальной и горизонтальной областях.

По формуле (95) определим радиальную нагрузку на подшипник В

FrВ = = 11032

Осевая нагрузка на вал равна осевой силе быстроходной ступени и определяется по формуле

А = Fa1. (96)

По формуле (96) определяется наиболее нагруженный подшипник.

A = 5556

Дополнительные осевые составляющие нагрузки на под­шипники S1 и S2 вычисляются по формуле:

S1 = eFr1;

Н, (97)

S2 = eFr2

где е1 и е2 – безразмерная величина, характеризующая соот­ношение радиального и осевого усилий при расчете эквива­лентной нагрузки на подшипник.

Подставим числовые значения:

S1 = 0,68 × 5613 = 3816 Н;

S2 = 0,68 × 10369 = 7050 Н.

В целях упрощения расчета рекомендуется принимать подшипники типов 46000 (α = 26°) или 66000 (α = 36°), для которых значения е не зависят от отно­шения Fa/ C0 (для подшипников типа 46000 е = 0,68, ти­па 66 000 е = 0,99).

Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник определяется по формуле

P = (Х × VFr + Y × Fа) KБ ×Kт, Н, (98)

где Fr, Fа – радиальная и осевая нагрузки, Н;

Х, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок 1 и 0 соответственно;

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

KБ– коэффициент безопасности или динамический коэффициент (при спокойной нагрузке KБ = 1, при легких толчках KБ = 1,2);

Kт – температурный коэффициент (при t до 125 °СKт = 1).

Подставив числовые значения получим:

P = (1 × 1× 5613 + 0 × 5556) × 1,2× 1 = 6736.

Номинальная долговечность подшипника определяется по формуле:



млн об. (99)

Подставив числовые значения получим:

L = = 344 млн об.

Расчетная динамическая грузоподъемность определяется по формуле:



(100)

где р = 3 – для шариковых подшипников;

р = 3,33 – для роликовых подшипников.

По формуле (100) определим динамическую грузоподъемность

С = 3 × 2,6 = 7,8.

**1.6 Смазывание редуктора**

Для уменьшения потерь мощности на трение и снижения интен­сивности износа трущихся поверхностей, а также для предотвращения их от заедания, задиров, коррозии и лучшего отвода тепла в редукторах применяют смазывание.

В настоящее время для передач редуктора при окружных скоро­стях от 0,3 до 12,5 м/с широко применяют картерную систему смазки.

Выбор смазочного материала основан на опыте эксплуатации ма­шин. Причем, чем выше контактное давление в зубьях, тем большей вяз­костью должно обладать масло, и наоборот: чем выше окружная ско­рость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла. Поэтому тре­буемую вязкость масла определяют в зависимости от контактного на­пряжения и окружной скорости колес. Для смазывания редуктора выбираем масло индустриальное И-Г-А-32 ГОСТ 17494 – 87.

Условие смазывания определяется по формуле:

m ≤ hm ≤ 0,25 d2, (101)

где m – модуль зацепления;

hm – глубина погружения колеса в масло;

d2 – диаметр делительной окружности колеса.

Подставив числовые значения, получим:

8 ≤ 18 ≤ 216.

В редукторах в мас­ляную ванну должны быть полностью погружены зубья конического ко­леса.

Для одноступенчатых редукторов при смазывании окунанием объем масляной ванны определяется из расчета 0,4...0,8 л масла на 1 кВт передаваемой мощности. Меньшие значения принимают для крупных редукторов. В двухступенчатом - объем вдвое больше.

Контроль уровня масла в редукторе осуществляется или жезло­выми масло указателями, или прозрачными пластмассовыми масло указателям.

Наибольшее распространение имеют жезловые масло указатели, так как они удобны для осмотра: конструкция их проста и достаточно надежна.

Круглые масло указатели удобны для корпусов, расположенных достаточно высоко над уровнем пола. В них через нижнее отверстие в стенке корпуса масло проходит в полость масло указателя; через верхнее отверстие масло указатель сообщается с воздухом в корпусе редуктора.

При длительной работе редуктора масло загрязняется продукта­ми износа деталей передач. С течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются, поэтому в редукторе масло периодически заменяется.

**ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В соответствии с заданием в курсовой работе разработаны основные элементы привода, состоящего из электродвигателя, клиноременной передачи и цилиндрического одноступенчатого редуктора. Электродвигатель типа 100L4 выбран по требуемой мощности и частоте вращения.

Передаточные отношения передач рассчитаны в соответствии с существующими рекомендациями. Подобраны материалы, обеспечивающие достаточно высокие прочностные свойства передачи и невысокую стоимость. Параметры зубчатой передачи определен из условия контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев; проверочные расчеты по контактным и изгибным напряжениям свидетельствуют о работоспособности передачи по всем критериям. Допускаемые контактные напряжения составляют 630 Мпа. Валы рассчитаны из условия статической прочности по касательным напряжениям, их конструкция разработана на основе типовых аналогов. В качестве опор валов выбраны наиболее удобные в эксплуатации шариковые радиальные подшипники: 205 – для быстроходного вала, 208 – для промежуточного и 209 – для тихоходного. Для передачи вращения свалов на сопряженные детали использованы стандартные шпоночные соединения шпонками. Параметры шпонок подобраны по диаметру соответствующих участков валов. Корпус редуктора выполняется с разъемом по осям валов, изготовлен из серого чугуна марки СЧ-15. Его основные элементы скорректированы по существующим нормам и рекомендациям. Подобраны стандартные крепежные изделия для соединения крышки и основания корпуса.

Редуктор отвечает современным требованиям, имеет минимально возможные габариты и массу. В его конструкции в максимальной степени использованы типовые конструктивные решения, стандартные детали и узлы.

**СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ И ЛИТЕРАТУРЫ**

1.Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. –8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2014. – 496 с.

2.Расчет зубчатых передач: Методические указания по курсовому проектированию/ cост. А. В. Фейгин. – Хабаровск: Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 2015. – 39 с.

3.Иванов М. Н. Детали машин. Учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов – 10-е изд., испр. М.: Высш. шк., 2014. – 408с.

4.Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя: В 3-х т. – 7-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2016.

5.Балдин В.А. Галевко В.В. Детали машин и основы конструирования: Передачи: учеб. пособие для вузов. – ИКЦ «Академкнига», 2018. – 332 с.

6.Курсовоепроектированиедеталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И.М. Чернин и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2015.

7.Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. –М.: Высш. шк. 2016.

8.Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие.-изд.-е 2-е перераб. и дополн. – Калининград: Янтар. сказ, 2018.

9.Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит.спец. учреждений среднего профессионального образования.–5-е издание, дополн.–М.: Машиностроение,2014.

10.Курмаз Л. В. Детали машин. Проектирование: Учебн. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр. и доп. – Мн.: УП «Технопринт», 2017.