Содержание

Введение 5

1. Кинематический и силовой расчет привода 6

2. Расчет передач 8

3. Расчет и конструирование валов 27

4. Расчет шпоночных соединений 43

5. Расчет и конструирование подшипниковых узлов 45

6. Выбор муфты 50

7. Конструирование корпусных деталей и крышек 52

8. Смазывание зацеплений 54

9. Выбор посадок 55

10. Сборка и регулировка редуктора 56

11. Техника безопасности 57

Список использованной литературы 58

Приложения 59

# ВВЕДЕНИЕ

Редуктором называют зубчатый, червячный или зубчато-червячный механизм, выполненный в виде отдельного агрегата и предназначенный для понижения угловой скорости, а, следовательно, повышение вращающего момента.

Редукторы широко применяются для передачи энергии с изменением угловой скорости и вращающих моментов от двигателя к различным производственным машинам: транспортерам, конвейерам, элеваторам, лебедкам, станкам и другим машинам

Проектируемый привод состоит из двухступенчатого червячно-конического редуктора и цепной передачи. Вращение от двигателя через муфту передается на быстроходный вал редуктора. От тихоходного вала редуктора открытой цепной передачей вращение передается на вал транспортера.

Целью данной работы является проектирование привода по приведенной схеме, расчет передач, проверка и конструирование валов и их опор, разработка корпуса редуктора и рамы привода.

# 1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Определяем крутящий момент на выходном валу





**

Определяем общий КПД привода

 - КПД цилиндрической передачи;

 - КПД пар подшипников;

 - КПД муфты;

 - КПД конической передачи.



Определяем потребную мощность

 Вт

Принимаем двигатель с передаваемой мощностью 3,0 кВт и частотой вращения 720 об/мин. Марка двигателя: 4А112МВ8У3.

Определяем общее передаточное отношение привода



Разбиваем по ступеням





Определяем мощности на всех валах:

 Вт

 Вт

 Вт

 Вт

Теперь находим частоту вращения

 об/мин

 об/мин

 об/мин

 об/мин

Находим крутящий момент на каждом из валов







Полученные данные заносим в таблицу 1.

Таблица 1. Кинематический расчёт привода

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| **№ вала** | **P, Вт** | **T, Н м** | **n, об/мин** |
| 1 | 2930 | 39 | 720 |
| 2 | 2813 | 118 | 228 |
| 3 | 2730 | 511 | 51 |

# 2 РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ

**2.1 Расчет прямозубой конической передачи**

Исходные данные для расчета:

а) частота вращения шестерни n1= 720 об/мин;

б) частота вращения колеса n2= 228 об/мин;

в) передаточное число ступени u = uб = 3,15;

г) вращающий момент на валу колеса Т2 = 118 Н • м.

д) расположение зубчатых колес относительно опор: шестерни консольное, колеса - несимметричное;

е) расчетный срок службы Lh=7\*0,7\*0,3\*365\*8\*2=8600 ч;

**2.2.1.Проектный расчет**

**1. Выбор варианта термообработки зубчатых колес.**

Принимаем вариант термообработки (т.о.) I (см. табл. 1П.6 приложения 1П): т.о. шестерни - улучшение, твердость поверхности 269...302 НВ; т.о. колеса - улучшение, твердость поверхности 235...262 НВ; марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х;

**2. Предварительное определение допускаемого контактного напряжения при проектном расчете на сопротивление контактной усталости.**

Средняя твердость H поверхности зубьев:

 НВ;

 НВ;

Предел контактной выносливости поверхности зубьев σH lim, соответствующий базовому числу циклов напряжений (см. табл. 1П.9 приложения 1П) для т.о. улучшение:

 МПа;

 МПа;

Расчетный коэффициент SН (табл. 1П.9 приложения 1П) для т.о. улучшение :

SН1= SН2=1,1.

Базовое число циклов напряжений NН lim:

;

;

Эквивалентное число циклов напряжений NНE за расчетный срок службы передачи Lh=8600 часов:

;

;

где с1, и с2 -число зацеплений за один оборот соответственно зуба шестерни и зуба колеса; с1= с2 = 1, .

определяем коэффициенты долговечности ZN1 и ZN2. Так как NНE1 > NНlim1, тогда

.

Так как NНE2 > NНlim2, тогда

.

Предварительная величина допускаемого контактного напряжения при расчете передачи на сопротивление контактной усталости:

МПа;

МПа;

В качестве расчетного допускаемого контактного напряжения [σн] при расчете прямозубой конической передачи на контактную усталость принимается минимальное напряжение из [σн]1 и [σн]2.

В нашем примере [σн]= [σн]2=417 МПа.

**3. Определение главного параметра конической передачи.**

В конической передаче коэффициент ψbRe. Ширины зубчатого венца отноcительно конусного расстояния Rt рекомендуется ψbRe=b / Rt.

Принимаем ψbRe=0,285

Рассчитаем параметр 

Определим коэффициент KHβ*,* учитывающий распределение нагрузки по ширине венца. По табл. 1П.19 приложения 1П при НВ1<350 и НВ2 <350 в зависимости от параметра γ=0,73 принимаем для передачи с прямыми зубьями КHβ = 1,25.

Определим предварительно главный параметр конической передачи – внешний делительный диаметр колеса *d`e2*:

мм.

**4. Определение геометрических параметров, используемых при расчетах на прочность.**

, z1\**=*17 *–* число зубьев шестерни в зависимости от и u.

По значению z1\* определяем число зубьев шестерни [6]:

 принимаем Z1=27.

Число зубьев колеса

 принимаем Z2=85 .

Определение фактического передаточного числа ступени.



Отклонение Uф от U:

.

Определяем величины углов делительных конусов шестерни  и колеса :



Внешний окружной модуль 

Принимаем 

Тогда окончательно 

Внешний делительный диаметр шестерни



Внешнее делительное конусное расстояние:



Ширина зубчатого венца шестерни и колеса b:





Окончательно b=40 мм.

Среднее делительное конусное расстояние:



Средний окружной модуль:



Средний делительный диаметр шестерни:



Средний делительный диаметр колеса:



Фактическая величина коэффициента :



**5. Выбор коэффициентов инструмента при нарезании зубчатых колес.**

Для повышения сопротивления заеданию шестерню выполняют с положительным радиальным смещением (x1>0), а колесо с равным по абсолютному значению отрицательным радиальным смещением (x2=-x1):





что меньше 100HB и зубчатые колёса выполняем с радиальным смещение (высотная коррекция).

**6. Предварительное определение внешнего диаметра вершин зубьев шестерни.**



**2.2.2 Проверочный расчет**

**7. Проверка пригодности заготовок зубчатых колес и выбор материала для их изготовления.**

Диаметр заготовки шестерни

 мм.

Условие пригодности заготовки шестерни

,

где Dпред - см. табл.1П.7 приложения 1П. Для стали 40Х при т.о. улучшение для твердости поверхности 269...302 НВ Dпред=80 мм. Таким образом, для изготовления шестерни принимаем сталь 45. Выберем материал для изготовления колеса. Для этого определим толщину заготовки диска колеса Сзаг и толщину заготовки обода Sзаг:

 мм;

 мм.

Наибольшую из величин Сзаг и Sзаг сравниваем для той же марки стали, что и для шестерни (т.е. Сталь 45) по табл. 1П.7 приложения 1П при т.о. улучшение для твердости поверхности 235...262 НВ с Sпред =80 мм. Условие Sзаг =24< Sпред =80 мм выполняется. Таким образом, для изготовления колеса также подходит сталь 45.

**8. Определение степени точности передачи.**

Окружная скорость υ (м/с) шестерни или колеса в полюсе зацепления одинакова и может быть определена:

 м/с.

По табл. 1П.15 приложения 1П, исходя из υ =8 м/с для прямозубых конических передач выбираем 7-ю степень точности.

**9. Уточнение допускаемого контактного напряжения при проверочном расчете на сопротивление контактной усталости.**

На основании рекомендаций, изложенных в п. 2.1, принимаем параметр шероховатости Rа = 0,8 мкм и коэффициент ZR =1,0. Коэффициент ZV =1, т.к. υ<5 м/с.

Тогда по формуле:

МПа;

МПа;

В качестве расчетного допускаемого контактного напряжения [σн] возьмем [σн]min:

[σн]= [σн]min =474МПа

**10. Проверочный расчёт передачи на сопротивление контактной усталости**

Коэффициент *КНа,* учитывает распределение нагрузки между зубьями= 1 —для прямозубых передач.

Уточним параметр для окончательного значения коэффициента



Коэффициент *KHβ* уточняем по той же кривой *V* при HB1<350 и HB2<350, что и при предварительном расчете в п.3, в зависимости от уточненной в п.7 величины =0,298. При этом коэффициент *Kнβ* практически не изменился: *KHβ* =1,01.

Коэффициент динамической нагрузки *KHv*=1,18

Коэффициента нагрузки *Кн* при расчете на сопротивление контактной усталости :



* КН - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку и неравномерность распределения нагрузки и между зубьями и по ширине венца;
* КНα - коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, для косозубых колёс принимаем КНα=1,08
* КНβ - коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, , КНβ=1,06 .
* КНν - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении при расчёте на контактную прочность поверхности зубьев.

Определение сил, действующих в прямозубом зацеплении.

Окружная сила *Ft* в зацеплении:Н

При этом для шестерни и колеса:

Н.

Радиальные силы Fr:

Н.

Н.

Осевые силы Fa:

Н.

Н.

Уточним коэффициент υн, учитывающий влияние вида зубьев. Для конической передачи с прямыми зубьями υн остается прежним (υн=0,85)

Условие сопротивления контактной усталости:



условие  выполняется.

**11.Определение допускаемого напряжения изгиба при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе.**

Для термообработки улучшения предел выносливости при изгибе *σFlim* и коэффициент запаса *SF*:

 МПа;

 МПа,

где *НHB1* и *НHB2* — см. п. 2,-предел выносливости зубьев при изгибе.

Для шестерни при *НHB1,*< 350 показатель *qF* = 6, для колеса при *НHB2* < 350 аналогично *qF* = 6 YNmax=4.

Тогда коэффициент *µF* исходя из диаграммы: для шестерни *µF* =0,61 при *qF* = 6 и для колеса *µF* =0,61 при *qF* = 6.

Эквивалентное число циклов напряжений *NFE*за расчетный срок службы *Lh* =8,6·103 часов:

;

;

где *с1* и *с2* — см. п. 2.

На основании рекомендаций, изложенных в п. 2.1,определяем коэффициенты долговечности *YN1* и *YN2*.

 т.к. получили <1, то =1

 т.к. получили <1, то =1

Для шестерни при NFE> NFlim1 принимается YN1 =1.

Для колеса при при NFE> NFlim2 принимается YN2 =1.

Коэффициент запаса прочности для шестерни и колеса:

SF1= SF2=1,7

Коэффициент реверсивности передачи YA=1, т.к. передача не реверсивная.

Тогда допускаемое напряжение изгиба:

 МПа;

 МПа.

**12. Проверочный расчет зубьев на сопротивление усталости при изгибе.**

Эквивалентное число зубьев zv:





Коэффициент YFS, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений:





Полученные результату увеличиваем на 20 % и окончательно принимаем:

; 

Определение коэффициента нагрузки *КF*. Коэффициент нагрузки при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе:



Коэффициент *КFа* = 1 —для прямозубых передач.

Коэффициент *KFβ* :



Коэффициент *KFV*:

*KFV*=1,43

Окончательно коэффициент нагрузки *КF :*

.

Коэффициент υF= υH=0,85

Тогда условие сопротивления усталости зубьев при изгибе:

 МПа;

 МПа.

Сопротивление усталости при изгибе обеспечивается, так как выполняются условия:





**13. Проверочный расчет передачи на контактную прочность при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке).**

Цель данного расчета — проверка статической прочности зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтенной при расчете на сопротивление контактной усталости. Предельно допускаемое контактное напряжение:

 МПа.

где σТ – [4]: для колеса из стали 45, σТ = 540 МПа

В качестве расчётной принимаем наименьшую величину

= 1512 МПа. Максимальное контактное напряжение при кратковременной перегрузке

 МПа < = 1512 МПа



Условие контактной прочности выполняется.

**14. Проверочный расчет передачи при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке).**

Цель данного расчета — проверка статической прочности зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтенной при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе.

Предельно допускаемое напряжение изгиба

:

МПа;

МПа,

Максимальное напряжение изгиба *σFmax* при кратковременной перегрузке:

 МПа,

 МПа,

Статическая поломка зубьев при кратковременной перегрузке будет отсутствовать, так как выполняются условия:



.

**2.2 Расчет прямозубой цилиндрической передачи**

Исходные данные для расчета:

а) частота вращения шестерни n2= 228 об/мин;

б) частота вращения колеса n3= 51 об/мин;

в) передаточное число ступени Uт = 4,5;

г) вращающий момент на валу колеса Т2 =511 Н • м.

д) расчетный срок службы (ресурс работы) Lh=8600 ч;

Проектный расчет

**1.Выбор варианта термообработки зубчатых колес.**

Принимаем вариант термообработки (т.о.) I (см. табл. 1П.6 приложения 1П): т.о. шестерни - улучшение, твердость поверхности 269...302 НВ; т.о. колеса - улучшение, твердость поверхности 235...262 НВ; марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х;

**2.Предварительное определение допускаемого контактного напряжения при проектном расчете на сопротивление контактной усталости**.

Средняя твердость H поверхности зубьев:

 НВ;

 НВ;

Предел контактной выносливости поверхности зубьев σH lim, соответствующий базовому числу циклов напряжений (см. табл. 1П.9 приложения 1П) для т.о. улучшение:

 МПа;

 МПа;

Расчетный коэффициент SН (табл. 1П.9 приложения 1П) для т.о. улучшение :

SН1= SН2=1,1.

Базовое число циклов напряжений NН lim:

;

;

Эквивалентное число циклов напряжений NНE за расчетный срок службы передачи Lh=8600 часов:

;

;

где с1, и с2 -число зацеплений за один оборот соответственно зуба шестерни и зуба колеса; с1=1; с2 = 1, .

Определяем коэффициенты долговечности ZN1 и ZN2. Так как NНE1 > NНlim1, тогда

.

Так как NНE2 > NНlim2, тогда

.

Предварительная величина допускаемого контактного напряжения при расчете передачи на сопротивление контактной усталости:

МПа;

МПа;

В качестве расчетного допускаемого контактного напряжения [σн] при расчете прямозубой цилиндрической передачи на контактную усталость принимается минимальное напряжение из [σн]1 и [σн]2.

В нашем примере [σн]= [σн]1=526 МПа.

**3. Определение межосевого расстоянии**.

По табл. 1П.11 приложения 1П выберем коэффициент ψba. В данной таблице в зависимости от расположения зубчатых колес относительно опор и твердости рабочих поверхностей зубьев указывается диапазон рекомендуемых значений ψba. В указанном диапазоне ψba рекомендуется принимать из ряда стандартных чисел: 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4 и 0,5. Данных рекомендаций допускается не придерживаться при проектировании нестандартных редукторов.

В нашем примере шестерня рассчитываемой ступени расположена симметрично относительно опор, а колесо - симметрично (см. схему привода). По табл. 1П.11 приложения 1П при HB1<350 и HB2<350 принимаем из диапазона ψba = 0,3...0,5 расчетное значение ψba =0,3 и значение ψbdmax=1,4.

Тогда коэффициент ψba (предварительно):



По табл. 1П.12 приложения 1П при НВ1<350 и НВ2 <350 для кривой V принимаем коэффициент КHβ = 1,1.

Приняв для прямозубой цилиндрической передачи вспомогательный коэффициент Кα= 495, определим предварительно межосевое расстояние а'w :

мм.

По табл. 1П. 13 приложения 1П принимаем ближайшее стандартное значение аw = 180мм.

**4. Определение модуля передачи.**

мм

По табл. 1П.14 приложения 1П для полученного диапазона модулей 1,5...2,5мм стандартными значениями 1-го ряда примем m =2 мм.

**5. Определение чисел зубьев шестерни и колеса.**

Суммарное число зубьев



Число зубьев шестерни

 принимаем Z1=33.

Число зубьев колеса

.

**6. Определение фактического передаточного числа ступени.**



Отклонение Uф от U:

.

**7. Определение основных размеров шестерни и колеса.**

Диаметры делительные:

 мм;

 мм.

Проверка:  мм

Примем коэффициент высоты головки зуба ha\* = 1 и коэффициент радиального зазора с\*= 0,25. Тогда, диаметры окружностей вершин da и впадин df зубьев при высотной модификации:

мм;

мм;

мм;

мм.

Ширина венца колеса

мм

По Rа 40 ГОСТ 6636–69 примем мм

Ширина венца шестерни

мм.

Проверочный расчет

**8. Проверка пригодности заготовок зубчатых колес и выбор материала**

для их изготовления. Диаметр заготовки шестерни

 мм.

Условие пригодности заготовки шестерни

,

Где Dпред -см. табл.1П.7 приложения 1П. Для стали 40Х при т.о. улучшение для твердости поверхности 269...302 НВ Dпред=125 мм. Таким образом, для изготовления шестерни принимаем сталь 40Х. Выберем материал для изготовления колеса. Для этого определим толщину заготовки диска колеса Сзаг и толщину заготовки обода Sзаг:

 мм;

 мм.

Наибольшую из величин Сзаг и Sзаг сравниваем для той же марки стали, что и для шестерни (т.е. 40Х) по табл. 1П.7 приложения 1П при т.о. улучшение для твердости поверхности 235...262 НВ с Sпред =125 мм. Условие Сзаг =40< Sпред =125 мм выполняется. Таким образом, для изготовления колеса также подходит сталь 40Х

**9. Определение степени точности передачи**.

Окружная скорость υ (м/с)

шестерни или колеса в полюсе зацепления одинакова и может быть определена:

 м/с.

По табл. 1П.15 приложения 1П, исходя из υ < 2 м/с для прямозубых цилиндрических передач выбираем 9-ю степень точности, при которой допускается окружная скорость зубчатых колес до 2 м/с.

**10. Уточнение допускаемого контактного напряжения при проверочном расчете на сопротивление контактной усталости.**

На основании рекомендаций, изложенных в п. 2.1, принимаем параметр шероховатости Rа = 3,2 мкм и коэффициент ZR =0,9. Коэффициент ZV =1, т.к. υ<5 м/с.

Тогда по формуле:

МПа;

МПа;

Таким образом, уточненные величины [σн]1 и [σн]2 остались такими же , как и при предварительном расчете ввиду того, что произведение ZR ZV оказалось равным 0,9.

Следовательно, уточненная величина расчетного допускаемого контактного напряжения [σн] будет такой же, как и при предварительном расчете, т.е. [σн]=526 МПа (см. п. 2).

**11. Определение сил, действующих в прямозубом зацеплении.**

Окружная сила Ft на делительном цилиндре

Н

При этом для шестерни и колеса:

Н.

Радиальная сила Fr:

Н.

**12.Определение коэффициента нагрузки Кн.**

При расчете на сопротивление контактной усталости



Коэффициент КНа = 1 -для прямозубых передач.

Коэффициент KHβ уточняем по той же кривой V при HB1<350 и HB2<350 (см. табл. 1П.12 приложения 1П), что и при предварительном расчете в п.3, в зависимости от уточненной в п.7 величины ψbd=0,98. При этом коэффициент Kнβ практически не изменился: KHβ=1,01.

По табл. 1П.17 приложения 1П коэффициент δН=0,06 при HB1<350 и HB2<350 .

По табл. 1П.18 приложения 1П коэффициент g0= 7,3 (при m=4 мм и 9-й степени точности).

Тогда динамическая добавка



Коэффициент KHV:

.

Окончательно

.

**13. Проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости**.

Для стальных зубчатых колес коэффициент ZH, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубьев: ZЕ =190 МПа1/2.

Коэффициент ZН, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев, для прямозубых передач без смещения.

Коэффициент торцового перекрытия зубьев для прямозубой передачи при­ближенно можно определить по формуле



Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, для прямозубой передачи .

Расчетное значение контактного напряжения

 МПа

Сопротивление контактной усталости обеспечивается, так как выполняется условие: σн=494 МПа < [σн]=526 МПа.

**14.Определение допускаемого напряжения изгиба при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе.**

По табл. 1П.9 приложения 1П для термообработки улучшения предел выносливости при изгибе σFlim и коэффициент запаса SF:

 МПа;

 МПа,

где НHB1 и НHB2 - см. п. 2;

На основании рекомендаций, изложенных в п. 2.1,определяем коэффициенты долговечности YN1 и YN2.

Для шестерни при NFE> NFlim1 принимается YN1 =1.

Для колеса при при NFE> NFlim1 принимается YN1 =1.

Тогда допускаемое напряжение изгиба:

 МПа;

 МПа.

**15. Определение коэффициента нагрузки КF.**

Коэффициент нагрузки при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе:



Коэффициент КFа = 1 -для прямозубых передач.

Коэффициент KFβ принимаем по табл. 1П.12 приложения 1П при HB1<350 и HB2<350 при ψbd=0,98 (кривая V): KFβ =1,1.

Коэффициент δF, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев:δF =0,16 .

Коэффициент g0= 7,3- см. п.12.

Тогда динамическая добавка



Коэффициент KHV:

.

Окончательно

.

**16. Проверочный расчет зубьев на сопротивление усталости при изгибе.**

Коэффициент YFS, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений:

;

.

Тогда расчетное напряжение изгиба σF:

 МПа;

 МПа.

Сопротивление усталости при изгибе обеспечивается, так как выполняются условия:





Отмечаем, что для данного варианта термообработки основным критерием работоспособности передачи является сопротивление контактной усталости, а не усталости при изгибе.

**17. Проверочный расчет передачи на контактную прочность при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке).**

Цель данного расчета - проверка статической прочности зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтенной при расчете на сопротивление контактной усталости. По табл. 1П.9 приложения 1П предельно допускаемое контактное напряжение :

 МПа;

 МПа.

где σТ - см. табл. 1П.7 приложения 1П: для шестерни из стали 40Х при т.о. улучшение для твердости поверхности 269...302 НВ σТ1 = 750 МПа; для колеса из стали 40Х при т.о. улучшение для твердости поверхности 235...262 НВ σТ2 = 640 МПа.

В качестве расчетной принимаем наименьшую величину = 1792 МПа. Максимальное контактное напряжение при кратковременной перегрузке

 МПа,

где <тн =524 МПа - см. п. 13; Кп =1,3.

Статическая прочность рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям при кратковременной перегрузке обеспечивается, так как выполняется условие

 МПа.

**18. Проверочный расчет передачи при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке).**

Цель данного расчета - проверка статической прочности зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтенной при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе.

По табл. 1П.9 приложения 1П предельно допускаемое напряжение изгиба

Мпа;

Мпа,

Максимальное напряжение изгиба σFmax при кратковременной перегрузке:

 МПа,

 МПа,

где σF1 =120 МПа и σF1 =125 МПа - см. п. 16.

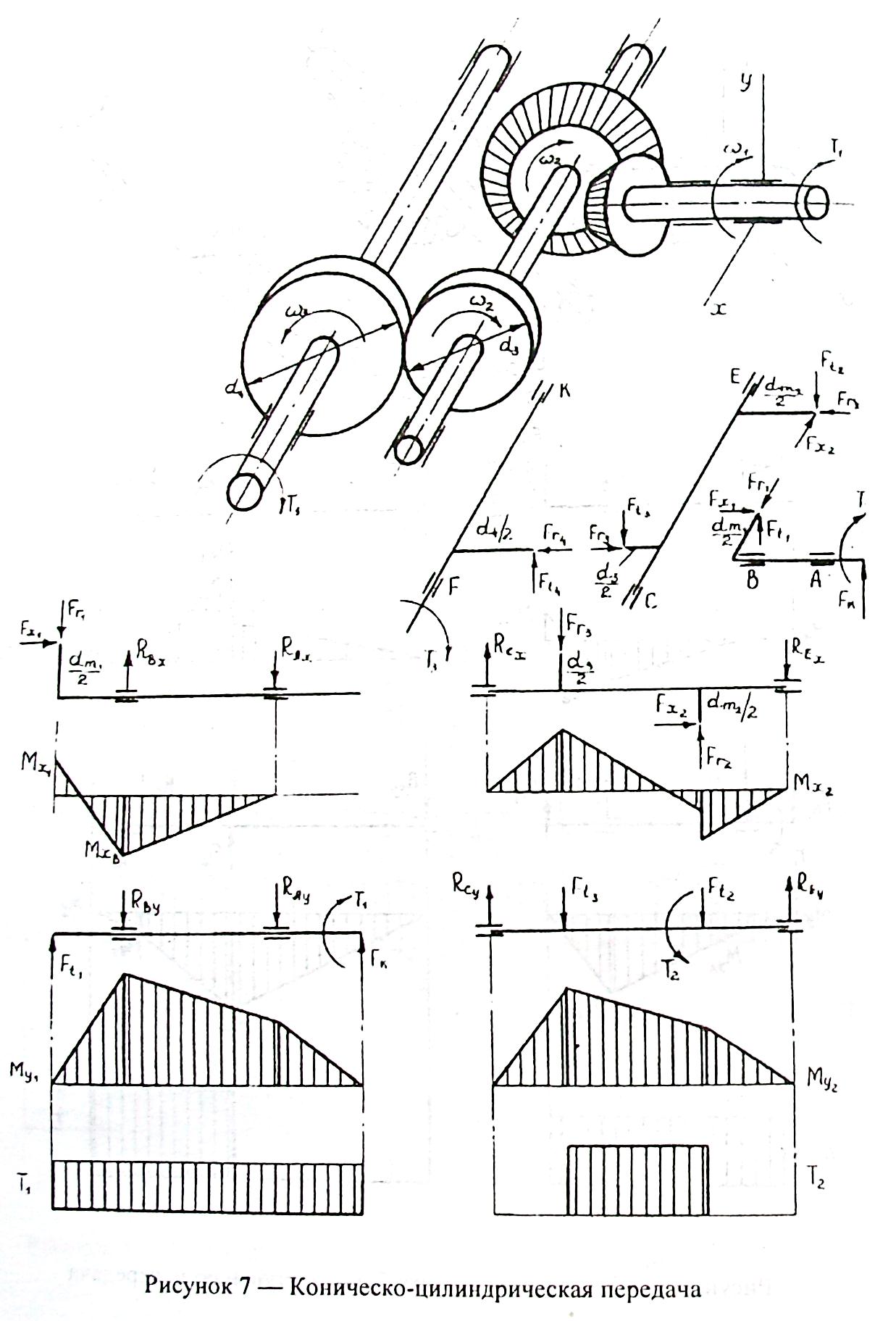
Статическая поломка зубьев при кратковременной перегрузке будет отсутствовать, так как выполняются условия:





# 3.РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

**3.1 ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛА**



**Быстроходный вал-шестерня**

Марка стали - 40 твердость 200 НВ.

Определяем диаметры участков валов:

**Быстроходный вал**:

,

мм, принимаем d=26 мм.

 мм, принимаем dп=35 мм.

 мм, принимаем dбп=42 мм.

**Промежуточный вал**

Марка стали – 40 твердость 200 НВ.

мм, принимаем d=48 мм.

 мм, принимаем dбк=52 мм.

 мм, принимаем dп=45 мм.

**Тихоходный вал**

Марка стали – 40 твердость 200 НВ.

мм, принимаем d=44 мм.

 мм, принимаем dп=50 мм.

 мм, принимаем dбп=58 мм.

После компоновки редуктора на миллиметровке измеряем длины участков валов:

Быстроходный вал-шестерня: l=56 мм , f=42 мм, u=27 мм.

Промежуточный вал: l1=34 мм ,l2=64 мм , l3=37 мм.

Тихоходный вал: l1=105 мм ,l2=45 мм , l3=68 мм.





Определяем реакции в опорах в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

**Быстроходный вал:**

а) вертикальная плоскость:



Н;



Н

б) горизонтальная плоскость:



Н;



Н;

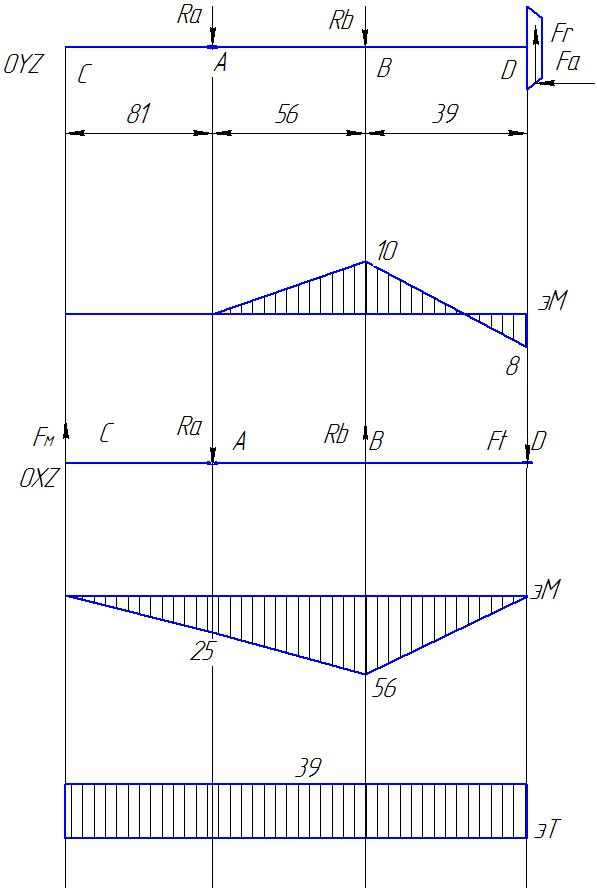


Рисунок 2 Эпюра изгибающих и крутящих моментов

**Промежуточный вал:**

Н;

;



б) вертикальная плоскость:



Н;

Н;

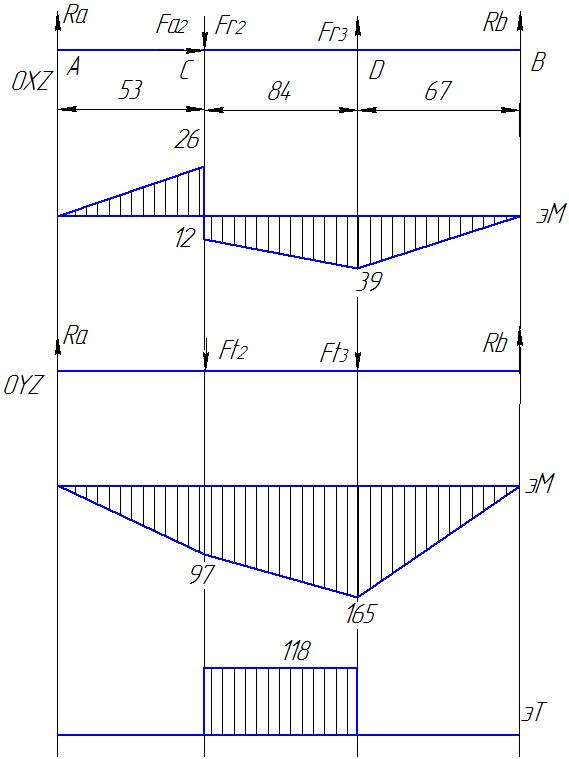


Рисунок 3 Эпюра изгибающих и крутящих моментов

**Тихоходный вал:**

Н;

 ;



б) вертикальная плоскость:



Н;



 Н;

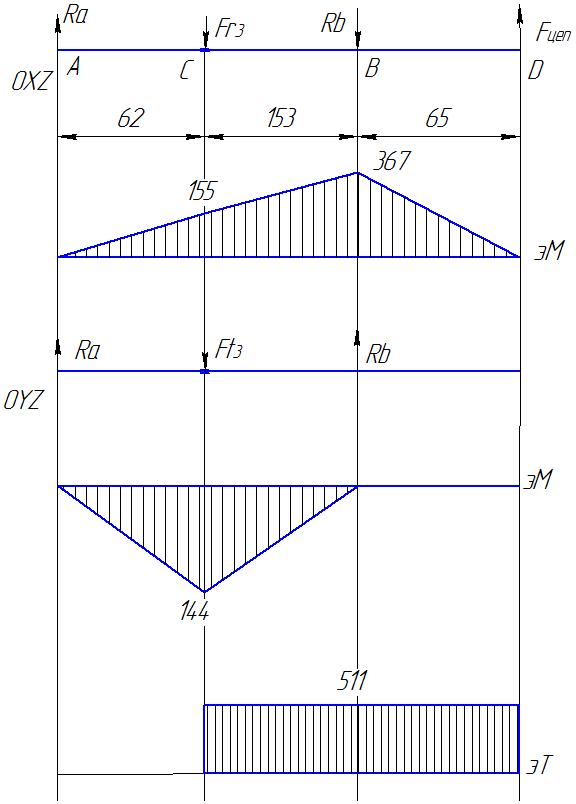


Рисунок 4 Эпюра изгибающих и крутящих моментов

Строим эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскости и эпюру крутящего момента.

**Быстроходный вал.**

Изгибающий момент:

а) горизонтальная плоскость:

сечение В: 

сечение A:  Н м

б) вертикальная плоскость:

сечение D: ;

сечение B: 

сечение A: 0

Крутящий момент Т=39 Н м.

**Промежуточный вал.**

Изгибающий момент:

а) горизонтальная плоскость:

сечение С:  Н м.



сечение D:  Н м.

б) вертикальная плоскость:

сечение C:  Н м;

сечение D:  Н м.

Крутящий момент Т=118 Н м.

**Тихоходный вал.**

Изгибающий момент:

а) горизонтальная плоскость:

сечение C:  Н м.

сечение В:  Н м.

б) вертикальная плоскость:

сечение C:  Н м;

сечение В: 0

Крутящий момент Т=511Н м.

7. Определяем суммарный изгибающий, эквивалентный моменты и диаметр в наиболее нагруженном сечении.

**Быстроходный вал-шестерня.**

Наиболее нагруженное сечение B.

Суммарный изгибающий момент:

Н м.

Эквивалентный момент:

Н м.

Диаметр вала:

мм.

Ранее принятое значение dп=35 мм. Это больше, чем требуется по расчету. Прочность по напряжениям изгиба обеспечена.

**Промежуточный вал.**

Наиболее нагруженное сечение C.

Суммарный изгибающий момент:

Н м.

Эквивалентный момент:

Н м.

Диаметр вала:

мм.

Ранее принятое значение dп=45 мм. Это больше, чем требуется по расчету. Прочность по напряжениям изгиба обеспечена.

**Тихоходный вал.**

Наиболее нагруженное сечение В.

Суммарный изгибающий момент:

Н м.

Эквивалентный момент:

Н м.

Диаметр вала:

мм.

Ранее принятое значение dп=50 мм. Это больше, чем требуется по расчету. Прочность по напряжениям изгиба обеспечена.

**3.2 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ**

**Быстроходный вал:**

Для опасного сечения вала по формуле определяем коэффи­циент запаса усталостной прочности S и сравниваем его с до­пускаемым значением [S], принимаемым обычно 1,5...2,5.



где Sσ — коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:



где σ-1 — предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба; σ-1 = 410 МПа принимается по таблице 1 *(см.* с. 8);

kσ— эффективный коэффициент концентрации нормальных

напряжений;

β— коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности; при *RА=*0,32...2,5 мкм принимают **β**= 0,97...0,90;

εσ — масштабный фактор для нормальных напряжений; отношение *kσ* /εσ = 2,50 *(см.* табл. 8, с. 32);

*σа* — амплитуда цикла нормальных напряжений, МПа:

МПа,

где *W* — момент сопротивления при изгибе, мм3; для сплошного круглого сечения диаметром *d*

;

ψσ — коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения; ψσ = 0,2 для углеродистых сталей, ψσ = 0,25...0,3 для легированных сталей;

*σm=4Fa/πd2=4·114/3,14·352=0,1*— среднее напряжение цикла нормальных напряжений, МПа;

Sτ — коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:



где τ-1 — предел выносливости стали при симметричном цикле;

τ-1 =0,58 σ-1 , τ-1=150 МПа;

kτ — эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений;

β— коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности; при *RА=*0,32...2,5 мкм принимают **β**= 0,97...0,90;

ετ — масштабный фактор для касательных напряжений; отношение

*kτ* /ετ =0,6 *kσ* /εσ+0,4=0,6\*2,50 + 0,4 = 1,90 *(см.* табл. 8, с. 32);

ψτ — коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения; ψτ = 0,1 для всех сталей;

τ*а* и σ*т* — амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений, МПа:

Мпа,

где *Wк* — момент сопротивления при кручении, мм3; для сплошного круглого сечения диаметром d

.

Подставляя полученные значения, получаем

,

.

Расчетный коэффициент усталостной прочности вала в опасном сечении

.

Сопротивление усталости вала в опасном сечении обеспечивается.

**Промежуточный вал:**



где Sσ — коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:



σ-1 = 410 МПа принимается по таблице 1 *(см.* с. 8);

**β**= 0,95;

*kσ* /εσ = 2,25 *(см.* табл. 8, с. 32);

МПа,

где *W* — момент сопротивления при изгибе, мм3;

;

ψσ = 0,2;

*σm=4Fa/πd2=4·350/3,14·452=0,31*— среднее напряжение цикла нормальных напряжений, МПа;

Sτ — коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:



τ-1=210 МПа;

**β**= 0,95;

*kτ* /ετ =0,6 *kσ* /εσ+0,4=0,6\*4,25 + 0,4 = 2,95 *(см.* табл. 8, с. 32);

ψτ = 0,1 для всех сталей;

 Мпа,

где *Wк* — момент сопротивления при кручении, мм3;

.

Подставляя полученные значения, получаем

,

.

Расчетный коэффициент усталостной прочности вала^

.

**Тихоходный вал:**



где Sσ — коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:



σ-1 = 410 МПа принимается по таблице 1 *(см.* с. 8);

**β**= 0,95;

*kσ* /εσ =2,25 *(см.* табл. 8, с. 32);

МПа,

где *W* — момент сопротивления при изгибе, мм3;

;

ψσ = 0,2;

*σm=0*— среднее напряжение цикла нормальных напряжений, МПа;

Sτ — коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:



τ-1=210 МПа;

**β**= 0,95;

*kτ* /ετ =0,6 *kσ* /εσ+0,4=0,6\*4,25 + 0,4 = 2,95 *(см.* табл. 8, с. 32);

ψτ = 0,1 для всех сталей;

 Мпа,

где *Wк* — момент сопротивления при кручении, мм3;

.

Подставляя полученные значения, получаем

,

.

Расчетный коэффициент усталостной прочности вала^

.

# 4. рАСЧЕТ шпоночных соединений

**Под муфту.**

Для данного элемента подбираем шпонку призматическую. Материал шпонки - сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия и условие прочности проверяем по формуле:



Мпа

где Т - момент на валу, T=39 Н·м; d - диаметр вала, d=26 мм; h - высота шпонки, h=6 мм; b - ширина шпонки, b=6; lраб – рабочая длина шпонки, lраб=l-b=58-8=50 мм, t1 - глубина паза вала, t1.=4 мм. Допускаемые напряжения смятия при переменной нагрузке и при стальной ступице [σсм] = 100 МПа. Условия прочности выполнены.

**Колесо прямозубой конической передачи.**

Для данного элемента подбираем шпонку призматическую. Материал шпонки - сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия и условие прочности проверяем по формуле:



Мпа

где Т - момент на валу, T=118 Н м; d - диаметр вала, d=52 мм; h - высота шпонки, h=8 мм; b - ширина шпонки, b=14; lраб – рабочая длина шпонки, lраб=l-b=76-16=60 мм, t1 - глубина паза вала, t1.=5,5 мм. Допускаемые напряжения смятия при переменной нагрузке и при стальной ступице [σсм] = 100 МПа. Условия прочности выполнены.

**Колесо цилиндрической передачи.**

Для данного элемента подбираем шпонку призматическую. Материал шпонки - сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия и условие прочности проверяем по формуле:



Мпа

где Т - момент на валу, T=511 Н м; d - диаметр вала, d=58 мм; h - высота шпонки, h=12 мм; b - ширина шпонки, b=18; lраб – рабочая длина шпонки, lраб=l-b=82-16=66 мм, t1 - глубина паза вала, t1.=8 мм. Допускаемые напряжения смятия [σсм] = 160 МПа. Условия прочности выполнены.

**Звездочка.**

Для данного элемента подбираем шпонку призматическую. Материал шпонки - сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия и условие прочности проверяем по формуле:



Мпа

где Т - момент на валу, T=511 Н м; d - диаметр вала, d=44 мм; h - высота шпонки, h=10 мм; b - ширина шпонки, b=14; lраб – рабочая длина шпонки, lраб=l-b=54-14=40 мм, t1 - глубина паза вала, t1.=6 мм. Допускаемые напряжения смятия [σсм] = 160 МПа. Условия прочности выполнены.

**5. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ**

Назначаем для быстроходного, промежуточного и тихоходного валов тип подшипника – роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности.

Основные размеры (ГОСТ 27365-87):

Для быстроходного вал-шестерня - легкая серия, 7205, d=35 мм, D=52 мм, Т=16,5, B=15 мм, r=1 мм, С=23,9 кН, Со=17,9 кН.

Определяем расстояние от точки приложения радиальной реакции подшипника до дальнего торца подшипника:

 мм.

Для промежуточного вала - легкая серия, 7209, d=45 мм, D=85 мм, Т=21, B=19 мм, r=2 мм, С=42,7 кН, Со=33,4кН.

Определяем расстояние от точки приложения радиальной реакции подшипника до дальнего торца подшипника:

 мм.

Для тихоходного вала - легкая серия, 210, d=50 мм, D=90 мм, B=20 мм, r=2 мм, С=35,1 кН, Со=19,8кН.

***Проверочный расчет подшипников качения быстроходного вала***

**1.Определяем суммарные реакции в опорах**

Н;

Н.

**2. Определяем осевые составляющие от действия радиальных нагрузок**

Н.

Н.

**3. Определяем расчетные осевые силы на подшипник:**

а) опора 1.



Н.

б) опора 2.



Н.

**4.Вычисляем отношение **

Так как на валу установлены два одинаковых подшипника, то подсчитываем для наиболее нагруженного:

Н.

**5. Определяем приведенную или эквивалентную нагрузку на подшипник при и .**

Для этого сравниваем коэффициенты осевого нагруженияи .

Так как , то коэффициент осевой нагрузки Y=1, а коэффициент радиальной нагрузки X=1, следовательно,





**6. Определяем требуемую динамическую грузоподъемность подшипника, приняв**







Н.

<кН.

Грузоподъемность и работоспособность подшипника обеспечена.

***Проверочный расчет подшипников качения промежуточного вала***

**1.Определяем суммарные реакции в опорах**

Н;

Н.

**2. Определяем осевые составляющие от действия радиальных нагрузок**

Н.

Н.

**3. Определяем расчетные осевые силы на подшипник:**

а) опора 1.



Н.

б) опора 2.



Н.

**4.Вычисляем отношение**



Так как на валу установлены два одинаковых подшипника, то подсчитываем для наиболее нагруженного:



Н.

**5. Определяем приведенную или эквивалентную нагрузку на подшипник при и .**



Для этого сравниваем коэффициенты осевого нагруженияи .



Так как , то коэффициент осевой нагрузки Y=1, а коэффициент радиальной нагрузки X=1, следовательно,





**6. Определяем требуемую динамическую грузоподъемность подшипника, приняв**





Н.

<кН.



Грузоподъемность и работоспособность подшипника обеспечена.

***Проверочный расчет подшипников качения тихоходного вала***

Определяем суммарные реакции в опорах

Н;

Н.

Принимаем для заданного случая Кк = 1 - коэффициент, зависящий от того, какое кольцо вращается (вращается внутреннее кольцо подшипника);  - коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (примем ) ;  = 1 - температурный коэффициент (при .

Эквивалентная нагрузка для радиальных шарикоподшипников при отсутствии осевой нагрузки

 (5.1)

Определяем значение эквивалентной нагрузки для наиболее нагруженного подшипника

 Н.

Определяем динамическую грузоподъемность

 (5.2)

где  коэффициент долговечности в функции необходимой надежности;

 обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации;

 - требуемая долговечность подшипника ( ч);

*p-* показатель степени ( для шариковых подшипников *р=3*);

кН.

Условие  кН выполняется, таким образом, радиальный однорядный шарикоподшипник 210 удовлетворяет предъявляемым требованиям.

Определяем действительную долговечность подшипника(в часах):





Действительная долговечность подшипника оказалась больше принятой, следовательно, работоспособность подшипника обеспечена.

# 6. ВЫБОР МУФТЫ

Муфта с торообразной оболочкой предназначена для передачи вращения между механизмами, которые подвергаются действию довольно значительных вибрационных, ударных и динамических нагрузок. Этот вид муфты прекрасно компенсирует радиальное смещение валов до 4,5 мм, они имеют высокие демпфирующие свойства, и характеризуются простотой конструкции и большим сроком эксплуатации - 10 лет. Муфта обеспечивает электро и шумоизоляцию узлов привода, и применяется в механизмах, в которых трудно обеспечить соосность валов, при ударных и переменных нагрузках. Такие высокоэластичые муфты широко применяются в насосных установках, в приводах рольгангов прокатных станов, строительно-дорожных машин, бурильных станках, а также в силовых приводах судов речного и морского флота, вспомогательных приводах тепловозов и электровозов.   
Так же беспорным преимуществом муфты с торообразной оболочкой является возможность замены эластичного элемента, без демонтажа муфты.

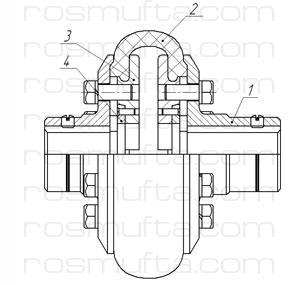


Рисунок 5. Муфта упругая с торообразной оболочкой

1-полумуфта,

2-оболочка,

3-полукольц прижимное;

4-кольцо соединительное.

Проверим прочность резиновых втулок на смятие по условию:



Проверим прочность стальных пальцев на изгиб по условию:



где z=10-число пальцев;

lВТ=36мм - длина резиновой втулки;

dп =18мм - диаметр пальца под втулкой;

D0=180 мм- диаметр окружности расположения пальцев.

Таким образом, прочность стальных пальцев обеспечена.

Основные размеры выбранной муфты

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| [Т], Н м | D, мм | d, мм | n, мм | L, мм |
| 63 | 180 | 26 | 3000 | 220 |

# 7. КОНСТРУИРОВАНИЕ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ И КРЫШЕК

В корпусе редуктора размешаются детали зубчатых передач. При его конструировании должны быть обеспечены прочность и жесткость, исключающие перекосы ва­лов.

Для повышения жесткости служат ребра, располагаемые у приливов под подшипники. Корпус обычно выполняют разъ­емным, состоящим из основания (его иногда называют кар­тером) и крышки. Плоскость разъема проходит через оси валов.

Материал корпуса обычно чугун СЧ 10 или СЧ 15. Сварные конструкции из листовой стали Ст2 и СтЗ применяют редко, главным образом для крупногабаритных редукторов индиви­дуального изготовления. Толщина стенок сварных корпусов на 20 — 30% меньше, чем чугунных.

Для захватывания редуктора при подъеме делают под флан­цем основания приливы в виде крюков. Для снятия крышки делают крюки или петли на ней.

Для заливки масла и осмотра в крышке корпуса имеется окно, закрываемое крышкой.

Для удаления загрязненного масла и для промывки ре­дуктора в нижней части корпуса делают отверстие под пробку с цилиндрической или конической резьбой. Радиусы галтелей выбирают из ряда: 1, 2, 3, 5, 8, 10, 15. 20, 25, 30, 40 мм.

Конструктивные размеры корпуса редуктора приведены в табл. 5.

Таблица 2 - Конструктивные размеры корпуса и крышки редуктора

|  |  |
| --- | --- |
| Наименование | Размеры, мм |
| Толщина стенки основания корпуса |  |
| Толщина стенки крышки корпуса |  |
| Ребра корпуса – |  |
| – толщина у основания |  |
| – высота |  |
| – литейный уклон | 20 |
| Диаметр болтов |  |
| – фундаментных |  |
| – стяжных(по периметру) |  |
| – стяжных(у бобышек подш.) |  |
| Расстояние между стяжными болтами |  |
| Фундаментные лапы |  |
| – толщина |  |
| – ширина |  |

Таблица 3 – К расчету корпуса редуктора

|  |  |
| --- | --- |
| Материал | чугун СЧ 15-32 |
| Пробка сливная масла | М16х1,25 |
| Проушина (диаметр) | 20 мм |
| Объем масляной ванны | 15л |
| Система смазки | окунанием колеса |
| Сорт масла | И-Г-С-220 |

# 8. СМАЗЫВАНИЕ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

Для уменьшения потерь мощности на трение и снижение интенсивности износа трущихся поверхностей, а также для предохранения их от заедания и лучшего отвода теплоты трущиеся поверхности деталей должны иметь надежную смазку.

В настоящее время в машиностроении для смазывания передач широко применяют картерную смазку. Масло заливают так, чтобы венцы колес были в него погружены.

Объем масла заливаемого в масляную ванну

V = 0,6N =0,6∙2,73=1,6 дм3

где N - мощность, передаваемая редуктором.

Рекомендуемая кинематическая вязкость масла (т. 11.1с. 200 [2])

V = 1,5 м/с;  = 178,5 МПа 🡪 20 ∙ 10-6 м2/с

Марка масла (т. 11.2. с. 200 [2])

И-Г-С-220.

# 9. ВЫБОР ПОСАДОК

Таблица 5

|  |  |
| --- | --- |
| Сопряжение | Условное обозначение по ГОСТ |
| Внутреннее кольцо подшипника на вал | k6 |
| Наружное кольцо подшипника в корпус (или в стакан) | H7 |
| Червячное колесо на валу | H7/p6 |
| Звёздочки | H7/k6 |
| Крышки подшипников в корпус (или в стакан) | H7/h8H7/d11 |
| Полумуфта на валу | H7/k6 |

Шероховатость поверхностей деталей, выполненных по шестому и седьмому квалитетам точности назначаем Ra =2,5 мкм. Шероховатость неответственных обработанных поверхностей Ra =6,3 мкм.

# 10.СБОРКА И РЕГУЛИРОВКА РЕДУКТОРА

Перед сборкой внутреннюю полость редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской. Сборку редуктора производят в соответствии с чертежом общего вида. Начинают с того, что на червячный вал надевают крыльчатки и роликовые конические подшипники, предварительно нагрев их в масле до 80-100 °С. Собранный червячный вал вставляют в корпус. В начале сборки вала червячного колеса закладывают шпонку и напрессовывают колесо до упора в бурт вала; затем надевают распорную втулку и устанавливают роликовые конические подшипники, нагретые в масле. Собранный вал укладывают в основании корпуса и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхность стыка фланцев спиртовым лаком. Для центровки крышку устанавливают на корпус с помощью двух конических штифтов и затягивают болты.

Закладывают в подшипниковые сквозные крышки резиновые манжеты и устанавливают крышки с прокладками.

Для регулировки червячного зацепления необходимо весь комплект вала с червячным колесом смещать в осевом направлении до совпадения средней плоскости колеса с осью червяка. Этого добиваются переносом части прокладок с одной стороны корпуса на другую. Чтобы при этом сохранилась регулировка подшипников, суммарная толщина этого набора прокладок должна оставаться без изменения.

Ввертывают пробку маслопропускного отверстия с прокладкой и маслоуказатель. Заливают в редуктор масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с отдушиной.

Собранный редуктор обкатывают и испытывают на стенде.

# 11. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ

К проведению сборки редуктора и его эксплуатации допускаются лица, прошедшие инструктаж по технике безопасности и обладающие навыками в проведении сборочных работ. Рабочие, осуществляющие сборку и регулировку привода, должны быть одеты в рабочею одежду и иметь индивидуальные средства защиты - резиновые перчатки, диэлектрический коврик. Инструменты электрика должны иметь изолированные ручки. Сборка привода и его элементов проводится согласно технической документации исправными инструментами и приспособлениями.

Перед началом эксплуатации привода его следует обкатать в течение 10-15 минут на всех режимах нагрузки. При этом происходит прорабатывание зубчатых колес редуктора и всех элементов привода. После обкатки привода производится окончательная регулировка, проверяется правильность и надежность крепления элементов привода и самого привода к фундаменту.

При эксплуатации привода все вращающиеся элементы открытых передач и муфт должны быть закрыты кожухами, которые предотвращают случайный доступ. Элементы системы электропитания должны быть надежно изолированы, крышка коробки питания электродвигателя должна быть закрыта. По правилам электробезопасности привод должен быть заземлен для исключения поражения обслуживающего персонала электрическим током. Для отключения электропитания привода при аварийных ситуациях система питания должна иметь аварийный выключатель, расположенный в доступном месте. Проверку натяжения ремня ременной передачи, нагрев подшипников, прочность болтовых соединений, уровня масла в редукторе разрешается производить только при отключенном электропитании.

В процессе эксплуатации следить за чистотой рёбер охлаждения, корпусом редуктора. Редуктор рассчитан на нереверсивную работу. Направление вращения ведомого вала указано на корпусе стрелкой.

Для предотвращения травмирования людей, все движущиеся детали (муфта, открытая передача) должны быть закрыты защитными кожухами, окрашенными бросающимися в глаза цветами, например, в жёлтый цвет с чёрными полосами.

Следить за состоянием масла.

# Список литературы

1. Детали машин. Курсовое проектирование: Учебное пособие- 2-е изд., испр. и доп.- Брест: БГТУ, Санюкевич Ф. М., 2004.- 488 с.

2. Конструирование узлов и деталей машин', Дунаев П.Ф., Леликов О.П., Москва.: Издательский центр 'Академия', 2004. 496 c.

3. Расчет валов:учебн.-метод Дремук В. А., Горелько В. М., пособие-Барановичи РИО БарГУ 2007 – 71 с.

4. Детали машин. Проектирование: учебн. пособие – 2-е изд., Курмаз Л. В., Скойбеда А. Т, испр. И доп. – Минск УП ”Технопринт”, 2006. – 296 с.