МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧЕРЕЖДЕНИЕ

ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕ ЛЬСКИЙ ТОМСКИЙ

ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ПРИВОД ЛЕНТОЧНОГО

КОНВЕЙЕРА

Пояснительная записка

к курсовому проекту по деталям машин

ПЛК.303359.000 ПЗ

Студент группы: 2Б3С1 Вавилин Владимир Викторович

Руководитель работы: Лунев Александр Генадьевич

Томск - 2015

**Исходные данные:**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

2

ПЛК.303359.01 ПЗ

Разраб.

Вавилин В.В

Провер.

Лунев А.Г

Реценз.

Н. Контр.

Утверд.

Редуктор

цилиндрический

одноступенчатый

Лит.

Листов

НИТПУ, ИДО

  Окружное усилие на барабане Fб=4 кН

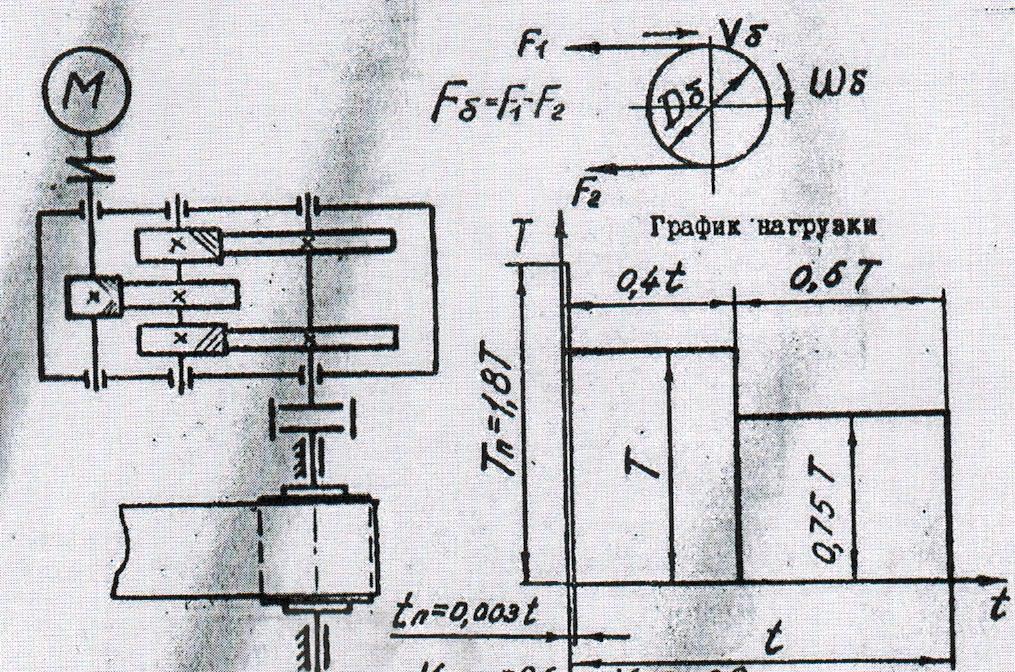
  Окружная скорость барабана vб=48 м/мин

Диаметр барабанаDб=0,3 м

Cрок службы h=7 лет

Коэффициент использования в течении года kг=0,8

Коэффициент использования в течении суток kс=0,6



**Оглавление**

Техническое задание 2

Кинематическая схема привода 5

Введение 6

1. Силовой и кинематический расчет привода 7

1.1 Выбор электродвигателя 7

1.2 Определение возможных частот вращения электродвигателя 7

1.3 Кинематический расчет привода 9

1.4 Силовой расчет привода 9

2 Расчет передач редуктора 10

2.1 Расчет двухступенчатого редуктора 10

2.1.1 Расчет быстроходной ступени 10

2.1.1.1 Выбор материала для зубчатых колес и определение допускаемых

напряжений 10

2.1.1.2 Расчет геометрических размеров 11

2.1.1.3 Расчет и проверка контактных напряжений 13

2.1.1.4 Проверка зубьев на выносливость при изгибе 14

2.1.2 Расчет тихоходной ступени 15

2.1.21.1 Выбор материала для зубчатых колес и определение допускаемых

напряжений 15

2.1.2.2 Расчет геометрических размеров 16

2.1.2.3 Расчет и проверка контактных напряжений 18

2.1.2.4 Проверка зубьев на выносливость при изгибе 19

3 Расчет и конструирование валов 22

3.1 Расчет и конструирование быстроходного вала 22

3.2 Расчет и конструирование промежуточного вала 23

3.3 Расчет и конструирование тихоходного вала 24

4. Конструктивные размеры корпуса редуктора 25

5. Выбор метода смазки элементов редуктора и назначение смазочных

средств 26

6. Проверка подшипников на долговечность 27

6.1 Расчет долговечности подшипников быстроходного вала 27

6.1.1 Определение реакций в опорах 27

6.1.2 Проверка долговечности подшипников 27

6.1.3 Построение эпюр изгибающих моментов 28

6.2 Расчет долговечности подшипников промежуточного вала 30

6.2.1 Определение реакций в опорах 30

6.2.2 Проверка долговечности подшипников 31

6.2.3 Построение эпюр изгибающих моментов 33

6.3 Расчет долговечности подшипников тихоходного вала 33

6.3.1 Определение реакций в опорах 33

6.3.2 Проверка долговечности подшипников 34

6.3.3 Построение эпюр изгибающих моментов 34

7 Проверка прочности шпоночных соединений 36

7.1 Проверка прочности шпоночных соединений быстроходного вала 36

7.2 Проверка прочности шпоночных соединений промежуточного вала 37

7.3 Проверка прочности шпоночных соединений тихоходного вала 37

8 Уточненный расчет валов 37

9 Анализ посадок 39

10 Сборка редуктора 43

Вывод 45

**ВВЕДЕНИЕ**

Проектируемый в данной работе привод состоит из :

- электродвигателя асинхронного короткозамкнутого серии 4А выбираемого по требуемой мощности;

- двухступенчатого цилиндрического редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью;

- рамы;

- муфты.

В данной курсовой работе спроектирован цилиндрический двухступенчатый редуктор с раздвоенной тихоходной ступенью. Быстроходная и тихоходная ступень выполнены с внешним зацеплением. Тихоходная ступень выполнена по раздвоенной схеме с наклонным на встречу друг другу направлением зубьев.

Редуктор состоит из корпуса литого чугунного корпуса , в котором помещены быстроходная и тихоходная пары, подобранные подшипники и быстроходный, промежуточный, тихоходный валы. Смазка зацепления в проектируемом редукторе производится окунанием зубчатых колес в масляную ванну. Смазка подшипников производится посредством разбрызгивания масленных паров при вращении зубчатых колес цилиндрических пар.

**1 СИЛОВОЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА.**

**1.1 Выбор электродвигателя**

Расчет привода ведем согласно методике изложенной в [1].

Для определения общего КПД привода назначим КПД узлов привода в соответствии с табл.1.1 [1]. Назначаем средние значения КПД узлов привода исходя из условия получения оптимального значения мощности электродвигателя:

КПД закрытой цилиндрической передачи, 3п=0,97

Коэффициент, учитывающий потери пары подшипников качения, ппк=0,99

КПД, учитывающий потери в муфте м=0,98

Определим общий КПД привода:

  =зп·ппк·м =0,982·0,993·0,97=0,877

Определим частоту вращения на валу барабана, мин-1



Определим угловую скорость барабана, с-1

.

Определим мощность на валу корпуса смесителя, Вт

Р=F·v=4·103·48/60=3200

Зная мощность на валу приводного барабана и значение общего КПД привода определим требуемую мощность электродвигателя, кВт

Ртр=Р/=3,2/0,877=3,65

**1.2 Определение возможных частот вращения электродвигателя**

Возможное значение частоты вращения электродвигателя можно определить из соотношения

nдв=uпр·nраб.зв

Принимаем в соответствии с рекомендациями [1] следующие значения быстроходной и тихоходной ступеней

u12=(2…6,3) – возможный диапазон значений передаточного отношения быстроходной ступени;

u34= (2…6,3) – возможный диапазон значений передаточного отношения тихоходной ступени;

Определим диапазон возможных значений передаточного отношения привода:

uпр=u12·u34 =(2…6,3) · (2…6,3) = 4,0…39,69.

Определим возможное значение частоты вращения электродвигателя, мин-1

nдв=(4,0…39,69) ·51=203,8…2022.

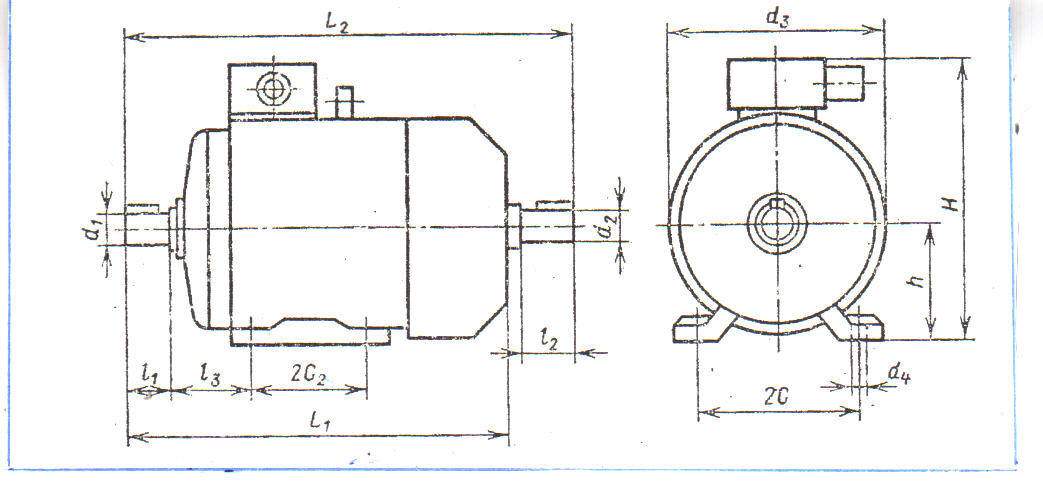
По требуемой мощности Ртр=3,65 кВт и максимально возможному значения частоты вращения электродвигателя, с учетом получения оптимальных значений передаточных отношений, а соответственно массогабаритных показателей привода выбираем асинхронный трехфазный электродвигатель серии 4А112МВ6У3

ГОСТ 19523-81 [1, табл. П1] с параметрами:

Мощность Рдв=4 кВт;

Синхронная частота вращения nсинхр=1000 об/мин;

Скольжение, % s=5,1 %.



Геометрические параметры двигателя 4А112МВ6:

L1=4520 мм; L2=534 мм; Н=3150 мм; D=260 мм; d1=32 мм; d2=32 мм;

l1=80 мм; l2=70 мм; l3=140 мм; b=190 мм; d=12 мм.

Определим значение номинальной частоты вращения электродвигателя, мин-1

nдв=nсинхр\*(1-s)=1000-(1-0,051)=949.

Определим угловую скорость на валу двигателя, с-1:

wдв=\*nдв/30=3,14\*949/30=99,3.

**1.3 Кинематический расчет привода**

Определим общее передаточное отношение привода:

uпр=uред =nдв/nб=949/51=18,62

Проведем разбивку передаточного отношения редуктора по ступеням [2, табл. 1.3].



Округлим расчетное значение передаточного отношении тихоходной ступени до ближайшего стандартного [1, стр. 40]. Примем u34=4.

Определим передаточное отношение быстроходной ступени:

u12= uред/u34=18,62/4,0=4,66.

Определим частоты вращения на валах привода, мин-1:

nI=nдв=949;

nII= nI/u12=949/4,66=203,8;

nIII= nII/u34=203,8/4,0=51;

nIV= 51.

Определим угловые скорости на валах привода, с-1:

wI=\*nI/30=3,14\*949/30=99,3;

wII=\*nII/30=3,14\*203,8/30=21,33;

wIII=\*nIII/30=3,14\*51/30=5,333;

wIV=5,333.

**1.4 Силовой расчет привода**

Определим крутящие моменты на валах привода, Н\*м

ТI=Ртр/wI=3,65\*103/99,3=36,01;

ТII= ТI\*u12\*ηзп\*η2ппк=36,01\*4,66\*0,98\*0,992=161;

ТIII= ТII\*u34\*ηзп\*ηппк=161\*4,0\*0,98\*0,99=618;

ТIV=618.

**2. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДА**

**2.1 Расчет двухступенчатого редуктора**

**2.1.1 Расчет быстроходной ступени**

**2.1.1.1 Выбор материала для зубчатых колес и определение допускаемых напряжений**

Так как в задании нет особых требований в отношении габаритов передачи, выбираем материалы со средними механическими характеристиками по табл. 3.3

[1]: для шестерни сталь 45, термическая обработка -улучшение, твердость НВ 230, для колеса сталь 45, термическая обработка-улучшение , твердость НВ 200

Допускаемые контактные напряжения

[H]=HlimbKHL/[SH] стр. 32 [1]

где Hlimb предел контактной выносливости при базовом числе циклов

По табл. 3.2 [1] для углеродистых сталей с твердостью поверхностей зубьев менее НВ 350 и термической обработкой (улучшение)

 Hlimb=2НВ+70

KHL-коэффициент долговечности для зубьев шестерни и колеса определяются по соотношению на стр.32 [1]:

, где

NHO – число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости по табл.3.3 [3].

для зубьев шестерни при НВ230 – NHO1=14 млн. циклов;

для зубьев колеса при НВ200 – NHO2=10,5 млн. циклов;

N число циклов перемены напряжений за весь срок службы (наработка) определяемая по формуле: NHE=60n/T13(T13t1+T23t2) [3, стр. 55].

t – общее календарное время работы редуктора, ч.

t=24\*kг\*kс\*365\*h,

где kг =0,8 – коэффициент использования в течении года;

kс =0,6 – коэффициент использования в течении суток;

h – срок службы привода.

t=24\*0,8\*0,6\*365\*7=29434.

Определим число циклов перемены напряжений на валах привода:

NНЕII=60n/TI3(T13t1+T23t2)=60\*949/(36,013\*0,4\*29434+(0,75\*36,01)3\*0,6\*

\*29434=1,01\*109

NНЕIII=60n/T13(T13t1+T23t2)=60\*203,8/(1613\*0,4\*29434+(0,75\*161)3\*0,6\*

\*29434=2,16\*108

Так как значения чисел циклов перемены напряжений для шестерни и колеса NНЕi много больше значения циклов перемены напряжений NH0i, то принимаем значение коэффициента долговечности зубьев шестерни и колеса равным KHL=1 [1, стр. 33].

коэффициент безопасности [SH]=1,1 [1, стр.32]

Для косозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение

[H]= 0,45\*([H1]+[H2]) [1, стр. 35]

Определим допускаемые напряжения для шестерни и колеса, МПа

[σH1]=(2НВ1+70)\*КHL/[SH]=(2\*230+70)1/1,1=482;   700

для колеса [σH2]=(2НВ2+70)\*КHL/[SH]=(2\*200+70)1/1,1=427     654,5

Расчетное допускаемое контактное напряжение, МПа

    [H]=0,45\*([H1]+[H2])=0,45\*(482+427)=409

**2.1.1.2 Расчет геометрических размеров**

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости, с учетом раздвоенной схемы выполнения ступени [1, стр. 32]

,

где Ка=43 – для косозубых шевронных передач [1, стр. 32]

Несмотря на симметричное расположение колес относительно опор, коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца KHпримем выше так как со стороны тихоходной ступени действуют силы, вызывающие дополнительную деформацию промежуточного вала и ухудшающие контакт зубьев. Принимаем предварительно по табл. 3.1 [1], как в случае несимметричного расположения колес значение KH=1,25

Принимаем для колёс быстроходной ступени коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию с учетом получения оптимального значения межосевого расстояния, а соответственно и массогабаритных показателей передачи. Принимаем ba=b/aw12=0,5 [1, стр. 33].

мм

Округляем расчетное значение межосевого расстояния до ближайшего стандартного по ГОСТ 2185-66 [1, стр. 36]. Принимаем аw12=125 мм

Нормальный модуль, мм

    mn12=(0,01…0,02)aw12=(0,01…0,02)\*125=1,25…2,5

принимаем по ГОСТ 9563-60 mn12= 2,0 мм [1, стр. 36]

Принимаем предварительно угол наклона зубьев β=300 [1, стр. 293] и определим числа зубьев шестерни и колеса.

Суммарное число зубьев

  z=2aw12cosβ/mn12=2\*125\*cos300/2=123,1

округлим значение до ближайшего целого числа z=123

Число зубьев шестерни

  z1=z/(u12+1)=123/(4,66+1)=21,7

округлим значение до ближайшего целого числа z1=22

Число зубьев колеса

  z2=z*-z1=*123-22=101

  Уточняем передаточное отношение

    u12=z2/z1=101/22=4,59

Определим погрешность Δu=1,4%

  Уточним значение угла наклона зубьев:

cosβ12=(z1+z2)\*mn12/2aw12=(22+101)\*2,0/(2\*125)=0,984

Угол β12=29016`

После всех округлений уточним межосевое расстояние, мм

  aw12=0,5(z1+z2)mn12/cosβ12=0,5(22+101)\*2,0/cos29016`=125

Основные размеры шестерни и колеса:

Диаметры делительные, мм:

   d1=mn12\*z1/cosβ12=2,0\*22/ cos29016`=44,72;

   d2=mn12z2/cosβ12=2,0\*101/ cos29016`=205,28.

Диаметры вершин зубьев, мм:

da1=d1+2\*mn12=44,72+2\*2,0=48,72;

da2=d2+2\*mn12=205,28+2\*2,0=208,28.

Диаметры впадин зубьев, мм:

df1=d1-2,4\*mn12=44,72-2,4\*2,0=39,92;

df2=d2-2,4\*mn12=205,28-2,4\*2,0=200,48 мм;

Ширина колеса одной из раздвоенных ступеней, мм

b2=ba\*aw12=0,5\*125=62,50

Ширина шестерни одной из раздвоенных ступеней, мм

b1=b2+5=62,5+5=67,5 мм

**2.1.1.3 Расчет и проверка контактных напряжений**

Расчетное контактное напряжение, МПа

, где

Коэффициент нагрузки [1, с. 31 ]:

    KH12=KHKHKH, где

KHкоэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;

KHкоэффициент,коэффициент, учитывающий неравномерность распределения между зубьями;

KHдинамический коэффициент.

Коэффициент ширины шестерни по диаметру

    bd12=b1/d1=67,5/44,72=1,51

Окружная скорость колёс, м/с

    =wI\*d1/2=99,33\*44,72/2\*103=2,22

Степень точности передачи: для косозубых колёс при скорости до 10 м/с следует

принять 8-ю степень точности.

По табл. 3.5 [1] при bd=1,51, твёрдости НВ<350 и несимметричном расположении колес коэффициент KH=1,2.

По табл. 3.4 [1] при v= 2,22 м/с и 8-ой степени точности KH=1,07

По табл. 3.6 [1] для косозубых колёс при скорости менее 5 м/с коэффициент KH=1,0

Таким образом, KH12=1,2\*1,07\*1,0=1,28

Проверяем контактные напряжения, МПа

,

Что меньше допускаемого значения [σH]=409

**2.1.1.4 Проверка зубьев на выносливость при изгибе**

Определим силы в зацеплении, Н:

окружная Ft12=TI/d1=36,01\*103/44,72=805;

радиальная Fr12=Ft12\*(tg/cosβ12)=805\*(tg20/cos29016`)=298;

Напряжение при изгибе, МПа [1, стр.46]:

F=FtKFYFYβKFα/b\*m<=[F]

Коэффициенты нагрузки KF=KFKFv=1,36\*1,1=1,44

При bd=1,51, несимметричном расположении колес на валах и твердости

НВ<=350 значение KF=1,36 табл.3.7 [1]

При твердости НВ<350, скорости v=2,22 м/с и 8-ой степени точности KFv=1,10 табл.4.9 [1]

YF- коэффициент формы зуба выбираем в зависимости от эквивалентных чисел   зубьев [1, с. 42]:

для шестерни zv1=z1/cos3β1=22/cos310016`=23,09  Y-F1=4,0               YF1= 3,68 ;

для колеса zv2=z2 cos3β2=101/cos310016`=106 YF2=3,6

Допускаемое напряжение при проверке зубьев на выносливость по напряжениям[1, c. 43]

изгиба [F]=0Flimb/[SF]

По табл.3.9 [1] для стали 45 улучшенной при твердости НВ<3500Flimb=1,8\*HB

Для шестерни 0Flimb1=1,8\*230=414 МПа

для колеса 0Flimb2=1,8\*200=360 МПа

Коэффициент запаса прочности [SF]=[SF]`[SF]``=1,75\*1=1,75 = 1,75

Для стали 45, термической обработке - улучшение коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала цилиндрического колеса [SF]=1,75 табл.3.9 [1];

полагая, что заготовки будут получены поковкой, коэффициент [SF]``=1

Вычислим допускаемое напряжение при расчете зубьев на выносливость, МПа:

для шестерни [F]=414\*1/1,75=237

для колеса [F]=360\*1/1,75=206

Для шестерни отношение [F]/YF1=237/4,0=59

Для колеса отношение [F2]/YF2=206/3,6=57

Определим коэффициенты Yβ и KFα

Yβ=1-(β/140)=1-(10016`/140)=0,93

KFα=4+(εα-1)\*(n-5)/(4\*εα)=4+(1,69-1)\*(8-5)/(4\*1,69)=0,898



Дальнейший расчет ведем для зубьев шестерни, так как полученное отношение для нее меньше

 Расчетное напряжение при изгибе, МПа

  F12=805\*1,44\*4,0\*0,93\*0,897/(62,5\*2,0)=83, что меньше допускаемого напряжения равного 206 МПа.

**2.1.2 Расчет тихоходной ступени**

**2.1.2.1 Выбор материала для зубчатых колес и определение допускаемых напряжений**

Так как в задании нет особых требований в отношении габаритов передачи, выбираем материалы со средними механическими характеристиками по табл. 3.3

[1]: для шестерни сталь 45, термическая обработка -улучшение, твердость НВ 230, для колеса сталь 45, термическая обработка-улучшение , твердость НВ 200

Допускаемые контактные напряжения

[H]=HlimbKHL/[SH] стр. 32 [1]

где Hlimb предел контактной выносливости при базовом числе циклов

По табл. 3.2 [1] для углеродистых сталей с твердостью поверхностей зубьев менее НВ 350 и термической обработкой (улучшение)

 Hlimb=2НВ+70

KHL-коэффициент долговечности для зубьев шестерни и колеса определяются по соотношению на стр.32 [1]:

, где

NHO – число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости по табл.3.3 [3].

для зубьев шестерни при НВ230 – NHO1=14 млн. циклов;

для зубьев колеса при НВ200 – NHO2=10,5 млн. циклов;

N число циклов перемены напряжений за весь срок службы (наработка) определяемая по формуле: NHE=60n/T13(T13t1+T23t2) [3, стр. 55].

t – общее календарное время работы редуктора, ч.

t=24\*kг\*kс\*365\*h,

где kг =0,8 – коэффициент использования в течении года;

kс =0,6 – коэффициент использования в течении суток;

h – срок службы привода.

t=24\*0,8\*0,6\*365\*7=29434.

Определим число циклов перемены напряжений на валах привода:

NНЕIII=60n/T13(T13t1+T23t2)=60\*203,8/(1613\*0,4\*29434+(0,75\*161)3\*0,6\*

\*29434=2,16\*108

NНЕIV=60n/T13(T13t1+T23t2)=60\*26/(14293\*0,6\*7884+(0,35\*1429)3\*0,4\*

\*7884=7,38\*107

Так как значения чисел циклов перемены напряжений для шестерни и колеса NНЕi много больше значения циклов перемены напряжений NH0i, то принимаем значение коэффициента долговечности зубьев шестерни и колеса равным KHL=1 [1, стр. 33].

коэффициент безопасности [SH]=1,1 [1, стр.32]

Для косозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение

[H]= 0,45\*([H3]+[H4]) [1, стр. 35]

Определим допускаемые напряжения для шестерни и колеса, МПа

[σH3]=(2НВ3+70)\*КHL/[SH]=(2\*230+70)1/1,1=482;   700

для колеса [σH4]=(2НВ4+70)\*КHL/[SH]=(2\*200+70)1/1,1=427     654,5

Расчетное допускаемое контактное напряжение, МПа

    [H]=0,45\*([H3]+[H4])=0,45\*(482+427)=409

**2.1.1.2 Расчет геометрических размеров**

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости, с учетом раздвоенной схемы выполнения ступени [1, стр. 32]

,

где Ка=43 – для косозубых передач [1, стр. 32]

0,55 – коэффициент понижения для расчета раздвоенных передач.

Несмотря на симметричное расположение колес относительно опор, коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца KHпримем выше так как со стороны быстроходной ступени действуют силы, вызывающие дополнительную деформацию промежуточного вала и ухудшающие контакт зубьев. Принимаем предварительно по табл. 3.1 [1], как в случае несимметричного расположения колес значение KH=1,25

По схеме задания тихоходная ступень раздвоенная, то есть выполнена как 2 пары колес шевроно направленных по отношению друг к другу. Принимаем для колёс тихоходной ступени коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию как для шевронных передач с учетом получения оптимального значения межосевого расстояния, а соответственно и массогабаритных показателей передачи. Принимаем ba=b/aw12=0,5 [1, стр. 33]. мм

Округляем расчетное значение межосевого расстояния до ближайшего стандартного по ГОСТ 2185-66 [1, стр. 36]. Принимаем аw34=160 мм

Нормальный модуль, мм

    mn34=(0,01…0,02)aw34=(0,01…0,02)\*160=1,6…3,2

принимаем по ГОСТ 9563-60 mn34=2,5 мм [1, стр. 36]

Принимаем предварительно угол наклона зубьев β=300 [1, стр. 293] и определим числа зубьев шестерни и колеса.

Суммарное число зубьев

  z=2aw34cosβ/mn34=2\*160\*cos300/2,5=110,9

округлим значение до ближайшего целого числа z=111

Число зубьев шестерни

  z3=z/(u34+1)=111/(4,0+1)=22,2

округлим значение до ближайшего целого числа z3=22

Число зубьев колеса

  z4=z*-z3=*111-22=89

  Уточняем передаточное отношение

    u34=z4/z3=89/22=4,04

Определим погрешность Δu=1,13%

  Уточним значение угла наклона зубьев:

cosβ34=(z3+z4)\*mn34/2aw34=(22+89)\*2,5/(2\*160)=0,867

Угол β12=29053`

После всех округлений уточним межосевое расстояние, мм

  aw34=0,5(z3+z4)mn34/cosβ34=0,5(22+89)\*2,5/cos290536`=160

Основные размеры шестерни и колеса:

Диаметры делительные, мм:

   d3=mn34\*z3/cosβ34=2,5\*22/ cos29053`=63,42;

   d4=mn34z4/cosβ34=2,5\*89/ cos29053`=256,58.

Диаметры вершин зубьев, мм:

da3=d3+2\*mn34=63,42+2\*2,5=68,4;

da4=d4+2\*mn34=256,58+2\*2,5=261,6.

Диаметры впадин зубьев, мм:

df3=d3-2,4\*mn34=63,42-2,4\*2,5=57,42 мм;

df4=d4-2,4\*mn34=256,58-2,4\*2,5=250,58 мм;

Ширина колеса, мм

b4=ba\*aw34=0,5\*160=80

Ширина шестерни, мм

b3=b4+6=80+6=86 мм

**2.1.2.3 Расчет и проверка контактных напряжений**

Расчетное контактное напряжение, МПа

, где

Коэффициент нагрузки [1, с. 31 ]:

 KH34=KHKHKH

Коэффициент ширины шестерни по диаметру

  bd34=b3/d3=86/63,42=1,36

Окружная скорость колёс, м/с

    =wII\*d3/2=21,3\*63,42/2\*103=0,35

Степень точности передачи: для косозубых колёс при скорости до 10 м/с следует

принять 8-ю степень точности.

По табл. 3.5 [1] при bd=1,36, твёрдости НВ>350 и несимметричном расположении колес коэффициент KH=1,16

По табл. 3.4 [1] при v34= 0,35 м/с и 8-ой степени точности KH=1,05

По табл. 3.6 [1] для косозубых колёс при скорости менее 5 м/с коэффициент KH=1,0

Таким образом, KH34=1,16\*1,05\*1,0=1,22

Проверяем контактные напряжения

 МПа, что меньше допускаемого [H]= 409 МПа

**2.1.2.4 Проверка зубьев на выносливость при изгибе**

Определим силы в зацеплении, Н:

окружная Ft34=2\*TII/d3=2\*161\*103/63,42=5077;

радиальная Fr34=Ft34\*(tg/cosβ34)=5077\*(tg20/cos29053`)=2130;

осевая Fa34=Ft34tgβ34=5077\*tg29053`=2915.

Напряжение при изгибе определяется как  [1, с.50]

F=FtKFYFYβKFα/b\*m<=[F], МПа

Коэффициенты нагрузки KF=KFKFv=1,36\*1,1=1,44

При bd=1,36, несимметричном расположении колес на валах и твердости

НВ>=350 значение KF=1,36 [1, табл.3.7]

При твердости НВ>350, скорости v=0,39 м/с и 8-ой степени точности KFv=1,1

[1, табл.4.9]

YF- коэффициент формы зуба выбираем в зависимости от эквивалентных чисел   зубьев [1, с. 42]:

для шестерни zv3=z3/cos3β34=22/cos329053`=33,74  Y-F3=3,8               YF1= 3,68 ;

для колеса zv4=z4 cos3β34=89/cos329053`=136,5 YF4=3,6                   YF2= 3,6

Допускаемое напряжение при проверке зубьев на выносливость по напряжениям

изгиба [F]=0Flimb/[SF] [1, c. 43]

По табл.3.9 [1] для стали 45 улучшенной при твердости НВ<3500Flimb=1,8\*HB

Для шестерни 0Flimb1=1,8\*230=414 МПа

для колеса 0Flimb2=1,8\*200=360 МПа

Коэффициент запаса прочности [SF]=[SF]`[SF]``=1,75\*1=1,75 = 1,75

Для стали 45, термической обработке - улучшение коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала цилиндрического колеса

[SF]=1,75 [1, табл.3.9];   полагая, что заготовки будут получены поковкой, коэффициент [SF]``=1

Определим допускаемые напряжения при расчете зубьев на выносливость, МПа:

для шестерни [F3]=414\*1/1,75=237;

для колеса [F4]=360\*1/1,75=206.

Для шестерни отношение [F3]/YF3=237/3,8=62

Для колеса отношение [F4]/YF4=206/3,6=57

Определим коэффициенты Yβ и KFα

Yβ=1-(β/140)=1-(29053`/140)=0,79

KFα=4+(εα-1)\*(n-5)/(4\*εα)=4+(1,68-1)\*(8-5)/(4\*1,68)=0,897



Дальнейший расчет ведем для зубьев колеса, так как полученное отношение для него меньше

  F34=5077\*1,44\*3,9\*0,79\*0,897/(80\*2,5)=106,6<206 МПа.

**3 РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ**

Расчет валов ведем по расчету на кручение.

Для стали 45 допускаемое напряжение на кручение лежит в диапазоне

[τ]=15…30 МПа.

**3.1 Расчет и конструирование быстроходного вала**

Диаметр выходного конца ведущего вала по расчету на кручение, мм

, [1, стр. 161]

[к] – допускаемое напряжение на кручение. Для стали 45 [к] =15…30, принимаем [к] =15 МПа;

Крутящий момент в поперечном сечении вала:

ТII= 36,01 Н\*м

Определим диаметр выходного конца вала редуктора, мм



Принимаем диаметр вала равным d1=32

Определим диаметр под подшипником, мм

dп1=d`в1+(1…5)=32+(1…5)=33…37,

Округлим расчетное значение диаметра под подшипник до ближайшего целого числа оканчивающегося на 0 или 5. Принимаем dп1=35 мм.

Определим диаметр под буртик, мм

dб1=dп1+(1…5)=35+(1…5)=36…40

Принимаем dб1=40 мм.

Сравнительно небольшие размеры шестерни по отношению к диаметру вала под колесо позволяют не выделять ступицу.

Длина посадочного участка lст=b1=55 мм.

**3.2 Расчет и конструирование промежуточного вала**

Диаметр выходного конца ведущего вала по расчету на кручение, мм

, [1, стр. 161]

[к] – допускаемое напряжение на кручение. Для стали 45 [к] =15…30, принимаем [к] =15 МПа;

Крутящий момент в поперечном сечении вала:

ТIII= 161 Н\*м

Определим диаметр выходного конца вала редуктора, мм

.

Округляем до ближайшего большего стандартного значения [1, с.161]

dв2=45 мм.

Определим диаметр под подшипником, мм

dп2=dв2+(1…5)=45+(1…5)=46…50.

Округлим расчетное значение диаметра под подшипник до ближайшего целого числа оканчивающегося на 0 или 5. Принимаем dп2=50 мм.

Определим диаметр под цилиндрическое колесо быстроходной ступени, мм dк2=dп2+(1…5)=50+(1…5)=51…55.

Принимаем dк2=55 мм.

Определим диаметр под буртик, мм

dб2=dк2+(1…5)=55+(1…5)=56…60.

Принимаем dб2=60 мм.

*Колесо быстроходной ступени*

Колесо зубчатое цилиндрическое кованное

Диаметр ступицы цилиндрического колеса, мм

dст2=1,6\*dк2=1,6\*55=88

Длина ступица, мм

lст2=(1,2…1,5)\*dк2=(1,2…1,5)\*55=66…82,5

Толщина диска, мм

С=0,3\*b2=0,3\*50=15

Толщина обода, мм

δ0=(3…4)\*mn=(3…4)\*2=6…8

*Шестерня тихоходной ступени*

Сравнительно небольшие размеры шестерни по отношению к диаметру вала под колесо позволяют не выделять ступицу.

Длина посадочного участка lст=b3=80 мм.

**3.3 Расчет и конструирование тихоходного вала**

Диаметр выходного конца ведущего вала по расчету на кручение, мм

, [1, стр. 161]

[к] – допускаемое напряжение на кручение. Для стали 45 [к] =15…30, принимаем [к] =15 МПа;

Крутящий момент в поперечном сечении вала:

ТIV= 618 Н\*м

Определим диаметр выходного конца вала редуктора, мм



Округляем до ближайшего большего стандартного значения [1, с.161]

dв3=70 мм.

Определим диаметр под подшипником dп3=dв3+(1…5)= 70+(1…5)=71…75.

Округлим расчетное значение диаметра под подшипник до ближайшего целого числа оканчивающегося на 0 или 5. Принимаем dп3=75 мм.

Определим диаметр под цилиндрическое колесо быстроходной ступени, мм dк3=dп3+(1…5)=75+(1…5)=76…80.

Принимаем dк3=80 мм.

Определим диаметр под буртик, мм

dб3=dк3+(1…5)=80+(1…5)=81…85.

Принимаем dб3=85 мм.

*Колесо тихоходной ступени*

Колесо зубчатое цилиндрическое кованное

Диаметр ступицы цилиндрического колеса, мм

dст2=1,6\*dк2=1,6\*80=128

Длина ступица, мм

lст2=(1,2…1,5)\*dк2=(1,2…1,5)\*80=96…120

Толщина диска, мм

С=0,3\*b2=0,3\*80=24

Толщина обода, мм

δ0=(3…4)\*mn=(3…4)\*2,5=7,5…10.

**4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА И КРЫШКИ РЕДУКТОРА**

Толщина стенок корпуса и крышки,

=0,025aw34+3=0,025\*160+3=7,0;

=0,02aw34+3=0,02\*160+3=6,2.

Так как корпус и крышка редуктора выполняются литейным способом, о минимальная толщина отливок корпусов и крышек равно 8 мм , то рассчитанное ранее значение толщины стенок корпуса и крышки принимаем равным 8 мм.

Толщина фланцев (поясов)корпуса и крышки, мм

b=1,5=1,5\*8=12;

b1=1,5=1,5\*8=12.

Толщина нижнего пояса корпус, мм

р=2,35=2,35\*8=20

Диаметр болтов:

Фундаментных, мм

d1=(0,03…0,036)aw34+12=(0,03…0,036)\*160+12=16,8…17,76;

принимаем болты с резьбой М16

крепящих крышку к корпусу у подшипников, мм

d2=(0,7…0,75)d1=(0,7х0,75)\*16=11,2…12;

принимаем болты с резьбой М 12

соединяющих крышку с корпусом, мм

d3=(0,5…0,6)d1=(0,5…0,6)\*16=8…9,6;

принимаем болты с резьбой М 10

**5 ВЫБОР МЕТОДА СМАЗКИ ЭЛЕМЕНТОВ РЕДУКТОРА И НАЗНАЧЕНИЕ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ**

Смазывание зубчатых зацеплений и подшипников применяется в целях защиты от коррозии; снижения коэффициента трения; уменьшения износа деталей; отвода тепла и продуктов износа трущихся поверхностей; снижения шума и вибрации.

Для цилиндрического косозубого редуктора принята картерная смазка(непрерывное смазывание жидким маслом методом разбрызгивания), смазка зубчатого зацепления производится окунанием зубчатых колес в масло.

Сорт масла назначаем по табл. [1, стр. 165] в зависимости от значения расчетного контактного напряжения и фактической окружной скорости колес при [σH34]=528 МПа; v12=1,14 м/с; v34=0,35 м/с; vср=(v12+v34)/2=(2,22+0,35)/2=1,285 м/с.

Рекомендуемая вязкость масла [1, стр. 164] равна 118сСт.

По таблице [1, стр.165] принимаем индустриальное масло марки И-30А

ГОСТ 20799.

В двухступенчатых горизонтальных редукторах принято

быстроходное колесо погружать в масло на глубину, равную 1/3·r2=34,89 мм;

тихоходное колесо погружать в масло на глубину, равную 1/6·r4=21,4 мм.

С учетом того, что расстояние от дна редуктора до низа колесо 5-10 модулей, объем масляной ванны равен (0,4…0,75)Рдв=(0,4…0,75)\*4=2,0…3,0 л [4, стр.36].

Контроль уровня масла производится посредством контрольной пробки по нижнему уровню масла.

Для слива масла при его замене предусмотрено сливное отверстие, закрываемой пробкой сливной с цилиндрической резьбой.

Для выбора смазки подшипников служит критерий dп2\*nII=35\*203,8=7133 мм\*(об/мин), что меньше 300000 мм\*(об/мин), при этом применяется пластичная смазка [1, стр.132], которую закладывают в подшипниковые камеры при сборке.

По таблице [1, 132] принимаем универсальную средне-плавкую смазку марки УС-1 ГОСТ 1033.

**6. ПРОВЕРКА ПОДШИПНИКОВ НА ДОЛГОВЕЧНОТЬ**

**6.1 Расчет долговечности подшипников быстроходного вала**

Ft1=805 H;

Fr1=298 Н

l1=144 мм, l2=144 мм, l= l1+ l2+ l3=144+144=288 мм

**6.1.1 Определение реакций в опорах**

Реакции опор, мм:

в плоскости xz

-Rx1\*(l1+l2)+Ft1\*l1 =0;

Rx1= (Ft1\*l1)/(l1+l2)=(805\*144)/(144+144)=402,5;

-Rx2\*l+ (Ft1/2)\*(l2+l1)+(Ft1/2)\*l1=0;

Rx2\*(l1+l2)-Ft1\*l1 =0;

Rx2= (Ft1\*l1)/(l1+l2)=(805\*144)/(144+144)=402,5;

Проверка: Rx1+Rx2-Ft1 =805-402,5-402,5=0

в плоскости уz

-Rу1\*(l1+l2)+Fr1\*l2=0;

Ry1= (Fr1\*l2)/(l1+l2)=(298\*144)/(144+144)=149;

-Rу2\*(l1+l2)+Fr1\*l2-Fa1\*d1/2=0;

Ry2= (Fr1\*l2)/(l1+l2)=(298\*144)/(144+144)=149;

Суммарные реакции, Н





Как более нагружена опора 1, следовательно расчет долговечности подшипников будем проводить для опоры 1.

**6.1.2 Проверка долговечности подшипников**

По формуле [1, стр. 212] эквивалентная нагрузка

Р=(xvPr1+YFa)KbKT

В которой радиальная нагрузка Pr2=433 Н

      осевая Fa1=146 Н

v=1 [1, стр.212], так как вращается внутреннее кольцо

K=1,2 [1, табл.9.19] коэффициент безопасности

КТ=1,0 [1, табл.9.20] температурный коэффициент

Рассмотрим радиальный шариковый подшипник легкой серии 207 ГОСТ 8338-75

c параметрами: [4, табл. 45]

d=35 мм

D=72 мм

В=17 мм

С0=13900 Н

С=20100 Н

Отношение Fa/C0=146/13900=0,010

этой величине [1,табл. 3.18] соответствует е=0,19

Отношение Fa/Pr1=146/1050=0,14<е, Х=1 Y=0

Определим эквивалентную нагрузку на подшипник, Н

Pэ=(XVPr2+YРa)KбKТ=(1\*1\*433+0\*146)\*1,2=520

Расчетная долговечность ,млн./об

    L=(C/Pэ1)3=(20100/520)3=5775

Расчетная долговечность ,ч

    Lh=L\*106/60nI=5775\*106/(60\*949)=101422

Расчетная долговечность больше требуемой в задании, следовательно после выработки ресурса работы редуктора, подшипники снимаем, промываем, консервируем и убираем на склад до принятия решения о вторичном их применении для другого редуктора.

**6.1.3 Построение эпюр изгибающих моментов.**

Определим значения изгибающих моментов в горизонтальной плоскости, Н\*мм:

Му1=0;

Му2=Rх1\*l1=402,5\*144=57960;

Му3=0.

Определим значения изгибающих моментов в вертикальной плоскости, Н\*мм:

Мх1=0;

Мх2=-Rу1\*l1=-149\*144=-21456;

Мх3=0.

**6.2 Проверка долговечности подшипников промежуточного вала**

Ft2=805 H;      Ft3=5077 H;

Fr2=298 Н    Fr3=2130 Н;

Fa2=146 H;      Fa3=2915 Н;

L1=70 мм; l2=75 мм; l3=75 мм; l4=70 мм l=l1+l2+l3+l4=2\*70+2\*75=290 мм

**6.2.1 Определение реакций в опорах**

Реакции опор, мм:

в плоскости xz

Rх3\*l-Ft2(l3+l4)+(Ft3/2)\*( l2+l3+l4)+ (Ft3/2)\* l4=0

Rх3 =(-(Ft3/2)\*(l2+l3+l4+l4)+Ft2\*(l3+l4))/l=

=(-(5077/2)\*(75+75+70)+805\*(75+70))/290=2328

-Rх4\*l+Ft2(l3+l4)-(Ft3/2)\*( l2+l3+l4)- (Ft3/2)\* l4=0

Rх4 =(-(Ft3/2)\*(l2+l3+l4+l4)+Ft2\*(l3+l4))/l=

=(-(5077/2)\*(75+75+70)+805\*(75+70))/290=1436

Проверка: Rx4-Ft3-Ft2+Rx3=1436-5077+805+2328=0

в плоскости yz

-Ry3\*l+Fr2(l3+l4)-(Fr3/2)\*( l2+l3+l4)- (Fr3/2)\* l4+Fa2\*d2/2=0

Ry3 =(-(Fr3/2)\*(l2+l3+l4+l4)+Fr2\*(l3+l4)+Fa2\*d2/2)/l=

=(-(2130/2)\*(75+75+70)+298\*(75+70)+146\*205,28/2)/290=570

Ry4\*l-Fr3(l2+l1)+(Fr2/2)\*(l1+l2+l3)+ (Fr2/2)\*l1+Fa2\*d2/2=0

Ry4 =(-(Fr2/2)\*(l1+l1+l2+l3)+Fr3\*(l2+l1)-Fa2\*d2/2)/l=

=(-(2130/2)\*(75+75+70)+298\*(75+70)-146\*205,28/2)/290=-674

Проверка: Ry4+Fr3-Fr2+Fr3-Ry3=674+2130-298-570=0

Суммарные реакции, Н





Как видно более нагружена опора 3, следовательно расчет долговечности подшипников будем проводить для опоры 3.

**6.2.2 Проверка долговечности подшипников**

По формуле [1, стр. 212] эквивалентная нагрузка

Р=(xvPr4+YFa)KbKT

В которой радиальная нагрузка Pr3=2397 Н

  суммарная осевая Fa2=146  Н

v=1 [1, стр.212], так как вращается внутреннее кольцо

K=1,2 [1, табл.9.19] коэффициент безопасности

КТ=1,0 [1, табл.9.20] температурный коэффициент

Рассмотрим радиальный шариковый подшипник легкой серии 210 ГОСТ 8338-75

c параметрами: [4, табл. 45]

d=50 мм

D=90 мм

В=20 мм

С0=20200 Н

С=27500 Н

Отношение Fa/C0=146/20200=0,007

этой величине [1,табл. 3.18] соответствует е=0,19

Отношение Fa/Pr3=146/2397=0,061<е, Х=1 Y=0

Определим эквивалентную нагрузку на подшипник, Н

Pэ3=(XVPr3+YFaΣ)KбKТ=(1\*1\*2397+0\*0)\*1,2=2876

Расчетная долговечность ,млн./об

    L=(C/Pэ4)3=(27500/2876)3=874

Расчетная долговечность ,ч

    Lh=L\*106/60nII=874\*106/(60\*203,8)=71475

Расчетная долговечность больше требуемой в задании, следовательно после выработки ресурса работы редуктора, подшипники снимаем, промываем, консервируем и убираем на склад до принятия решения о вторичном их применении для другого редуктора.

**6.2.3 Построение эпюр изгибающих моментов.**

Определим значения изгибающих моментов в горизонтальной плоскости, Н\*мм:

Му1=0;

Му2=Rх3\*l1=2328\*70=162960;

Му3=Rх3\*(l1+l2)+(Ft3/2)\*l2=2328\*(70+75)+(5077/2)\*75=527947;

Му4=Rх4\*l4=1436\*70=100520;

Му5=Rх4\*(l4+l3)+ (Ft3/2)\*l3=1436\*(75+70)+(5077/2)\*75=398607;

Му6=0.

Определим значения изгибающих моментов в вертикальной плоскости, Н\*мм:

Мх1=0;

Мх2=-Rу3\*l1=-570\*70=-39900;

Мх3=-Rу3\*(l1+l2)-(Fr2/2)\*l2=-570\*(70+75)-(2130/2)\*75=-162525;

Мх4= Мх3+Fa3\*d3/2=-162525+2915\*63,42/2=-70090;

Мх5= Rу4\*l4=-674\*70=-47180;

Мх6=-Rу4\*(l4+l3)-(Fr2/2)\*l3=-674\*(70+75)-(2130/2)\*75=-177605;

Мх7= Мх3+Fa3\*d3/2=-177605+2915\*63,42/2=-85170;

Мх8= 0.

**6.3 Проверка долговечности подшипников тихоходного вала**

Ft4=5077 H;

Fr4=2130 Н;

Fa4=2915 H;

l1=178 мм; l2=178 мм; l=l1+l2 =2\*178=356 мм;

**6.3.1 Определение реакций в опорах**

Реакции опор, мм:

в плоскости xz

Rх5= Rх6 =Ft4/2=5077/2=2538;

в плоскости yz

Ry5= Ry6 =Fr4/2=2130/2=1065.

Суммарные реакции, Н





Как видно обе опоры нагружены одинаково, следовательно расчет долговечности подшипников будем проводить по любой из опор.

**6.3.2 Проверка долговечности подшипников**

По формуле [1, стр. 212] эквивалентная нагрузка

Р=(xvPr6+YFa)KbKT

В которой радиальная нагрузка Pr6=2752 Н

  суммарная осевая Fa4=0 Н

v=1 [1, стр.212], так как вращается внутреннее кольцо

K=1,2 [1, табл.9.19] коэффициент безопасности

КТ=1,0 [1, табл.9.20] температурный коэффициент

Рассмотрим радиальный шариковый подшипник легкой серии 215 ГОСТ 8338-75

c параметрами: [4, табл. 45]

d=75 мм

D=130 мм

В=25 мм

С0=54100 Н

С=65400Н

При условии Fa4=0 по [1,табл. 9.18]

Х=1 Y=0

Определим эквивалентную нагрузку на подшипник, Н

Pэ=(XVPr6+YFa4)KбKТ=(1\*1\*2752)\*1,2=3302

Расчетная долговечность ,млн./об

    L=(C/Pэ6)3=(65400/3302)3=7770

Расчетная долговечность ,ч

    Lh=L\*106/60nIII=7770\*106/(60\*51)=25392

Расчетная долговечность больше требуемой в задании, следовательно после выработки ресурса работы редуктора, подшипники снимаем, промываем, консервируем и убираем на склад до принятия решения о вторичном их применении для другого редуктора

**6.3.3 Построение эпюр изгибающих моментов.**

Определим значения изгибающих моментов в горизонтальной плоскости, Н\*мм:

Му1=0;

Му2=Rх5\*l1=2538\*72=182736;

Му3=0.

Определим значения изгибающих моментов в вертикальной плоскости, Н\*мм:

Мх1=0;

Мх2=-Rу5\*l1=-1065\*72=-76680;

Мх3=0.

**7 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ**

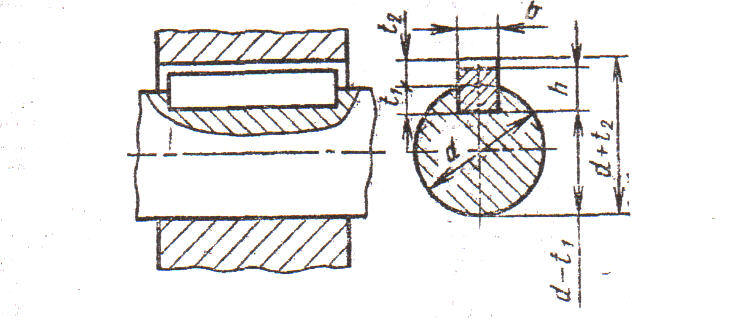
Выбираем шпонки призматические со скругленными торцами по ГОСТ 23360-78. Размеры сечений

шпонок и пазов и длины шпонок [1, табл. 8.9]

Материал шпонок - сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия и условие прочности

     смmax=2T/(d\*(h-t1)(l-b))<=[см], МПа



Допускаемые напряжения смятия при стальной ступице

[см]= 100…120 МПа;

Допускаемые напряжения смятия при чугунной ступице

[см]= 50…70 МПа;

**7.1 Проверка прочности шпоночных соединений быстроходного вала**

ТII=36,01 Н\*м

d=32 мм;  bxh=10x8 мм; t1=5 мм; l=50 мм

см=2\*36,01\*103/(32\*(8-5)(50-10))=57,3

Условие выполнено.

**7.2 Проверка прочности шпоночных соединений промежуточного вала**

ТIII=161\*103 Н

Под цилиндрическим колесом быстроходной ступени

d= 55 мм; bxh=16х10 мм; t1=6 мм; l=70 мм

см=161\*103/(55\*(10-6)(70-16))=63,35

Условие выполнено.

**7.3 Проверка прочности шпоночных соединений тихоходного вала**

ТIV=618\*103 Н

выходной конец вала

d= 70 мм; bxh=20х12 мм; t1=7,5 мм; l=110 мм

см=2\*618\*103/(70\*(12-7,5)(110-20))=83,5

Условие выполнено.

под цилиндрическим колесом тихоходной ступени

d=80 мм;   bxh=22х14 мм t1=9 мм; l=70 мм

см=2\*618\*103/(80\*(14-9)(70-22))=58,3

Условие выполнено.

**8 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ТИХОХОДНОГО ВАЛА**

Примем, что нормальные напряжения от изгиба изменябтся по симметричному циклу , а касательные от

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

Уточненный расчет состоит в определении коэффициентов запаса прочности s для опасных сечений и - сравнении их с требуемыми значениями [s]. Прочность соблю-

дена при s>=[s].

Будем производить расчет для предположительно опасных сечений вала.

Материал: сталь 45, термическая обработка – улучшение до HRC45

По табл.3.3 [1] при диаметре заготовки до 90 мм среднее значение в=780 МПа.

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба

    -1=0,43\*в=0,43\*780=335,4 МПа.

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений

    -1=0,58-1=0,58\*335=194,3 МПа.

*Сечение А-А.* Диаметр вала в этом сечении 65 мм. Концентрацию напряжений вызывает наличие шпоночной канавки.

k=1,79; k=1,68 [1, табл. 8.5]; масштабные факторы =0,66;=0,78 [1, табл. 8.8]

коэффициенты =0,15; =0,1 [1, стр. 166]

Определим изгибающие моменты в сечении, Н\*мм

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости

М`А= Му2= 182736;

Изгибающий момент в вертикальной плоскости

М``А= Мх2=- 76680;

Суммарный изгибающий момент в сечении, Н\*мм

MA-A=(1827362+766802)1/2=198172.

Момент сопротивления кручению (d=80 мм bxh=22x14   t1=9 мм)

Wнетто= 3,14\*d3/16-b\*t1\*(d-t1)2/(2\*d)=3,14\*803/16-25\*9\*(90-9)2/(2\*90)=134865 мм3

Момент сопротивления изгибу

Wкнетто= 3,14\*d3/32-b\*t1\*(d-t1)2/(2\*d)=3,14\*803/32-25\*9\*(90-9)2/(2\*90)=63332 мм3

амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

=m=max/2=TIII/2\*Wкнетто=618\*103/2\*63332=9,5 МПа

амплитуда нормальных напряжений изгиба

=MA-A/Wнетто=198172/134865=6,6 МПа

s=s=-1/(kt\*/+t\*m),

s=s=142/(1,68 \*9,5/0,66+0,1\*9,5)=3,6

s=-1/(k/\*+\*m)=246/(1,79/0,78\*6,6)=13,2

s=s\*s/(s2+s2)1/2=3,6\*13,2/(3,62+13,22)1/2=3,47

Сечение К-К Концентрация напряжений обусловлена посадкой подшипника

с гарантированным натягом.

k/e=3,9 ; kτ/eτ=2,74 [1, табл. 8.7]; принимаем =0,15 и =0,1 [1, стр. 166]

Осевой момент

W=d3/32=(3,14/32)\*753=60,26\*103 мм3

Определим изгибающие моменты в сечении К-К, Н\*мм

M`К= Му2= 182736;

M``К= Мх2=-76680;

MК=(1827362+766802)1/2=198172.

амплитуда нормальных напряжений изгиба

=max=MК/W=198172/(60,26\*103)=14,85 МПа

Полярный момент сопротивления

Wp=2W=2\*60,26\*103=120,52\*103 мм3

амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

=m=max/2=TIII/2\*Wр=161\*103/(2\*120,52\*103)=11,04 МПа

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

    s=-1/k\*/=246/(3,9\*14,85)=2,8

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

    s=-1/(k\*/+\*m)=142/(2,74\*11,04+0,1\*11,04)=5,13

Результирующий коэффициент запаса прочности

    s=s\*s/(s2+s2)1/2=2,8\*5,13/(2,82+5,132)1/2=2,5

**9** **АНАЛИЗ ПОСАДОК ТИХОХОДНОГО ВАЛА**

1) Соединение вал-ступица колеса.

Посадка 80 Н7/р6

Находим предельные отклонения, мм [4, табл. 86]:

для отверстия: 80 Н7, ЕS=0,03

EJ=0;

для вала:   80 р6, es=0,051

          ei=0,032

Вычисляем предельные размеры, мм

Dmax=D+ES=80+0,03=80,03

Dmin=D+EJ=80+0=80

dmax=D+es=80+0,051=80,051

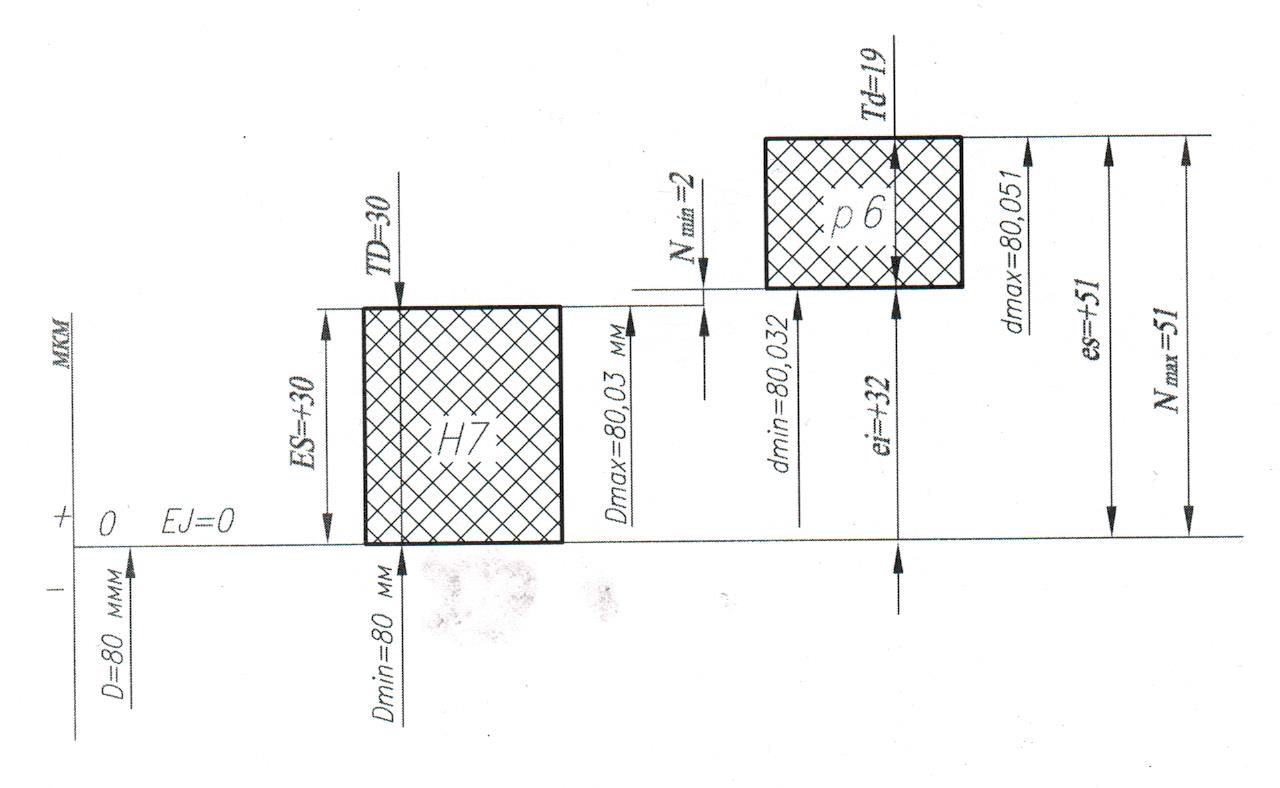
dmin=D+ei=80+0,032=80,032

Определяем величину допуска размера отверстия и вала:

а) через предельные размеры, мм:

TD=Dmax-Dmin=80,032-80=0,032

Td=dmax-dmin=80,051-80,032=0,019



б) через предельные отклонения, мкм:

TD=ES-EJ=32-0=32

Td=es-ei=51-32=19

Предельные значения натягов:

а) через предельные размеры, мм:

Nmax=dmax-Dmin=80,051-80=0,051

Nmin=dmin-Dmax=80,032-80,030=0,002

б) через предельные отклонения, мкм:

Nmax=es-EJ=51-0=51

Nmin=ei-ES=32-30=2

Допуск натяга:

TN=TD+Td=32+19=51 мкм

Соединение вал-ступица цилиндрического колеса выполнена с гарантированным натягом 2 мкм. Такая посадка называется посадка с натягом и выполнена в системе отверстия.

2) Соединение вал-распорная втулка.

Посадка 75 E9/к6

Величины предельных отклонений:

для отверстия 75 Е9 ES=0,132 мм EJ= 0,06 мм

для вала 75 к6 es=0,021 мм ei= 0,002 мм

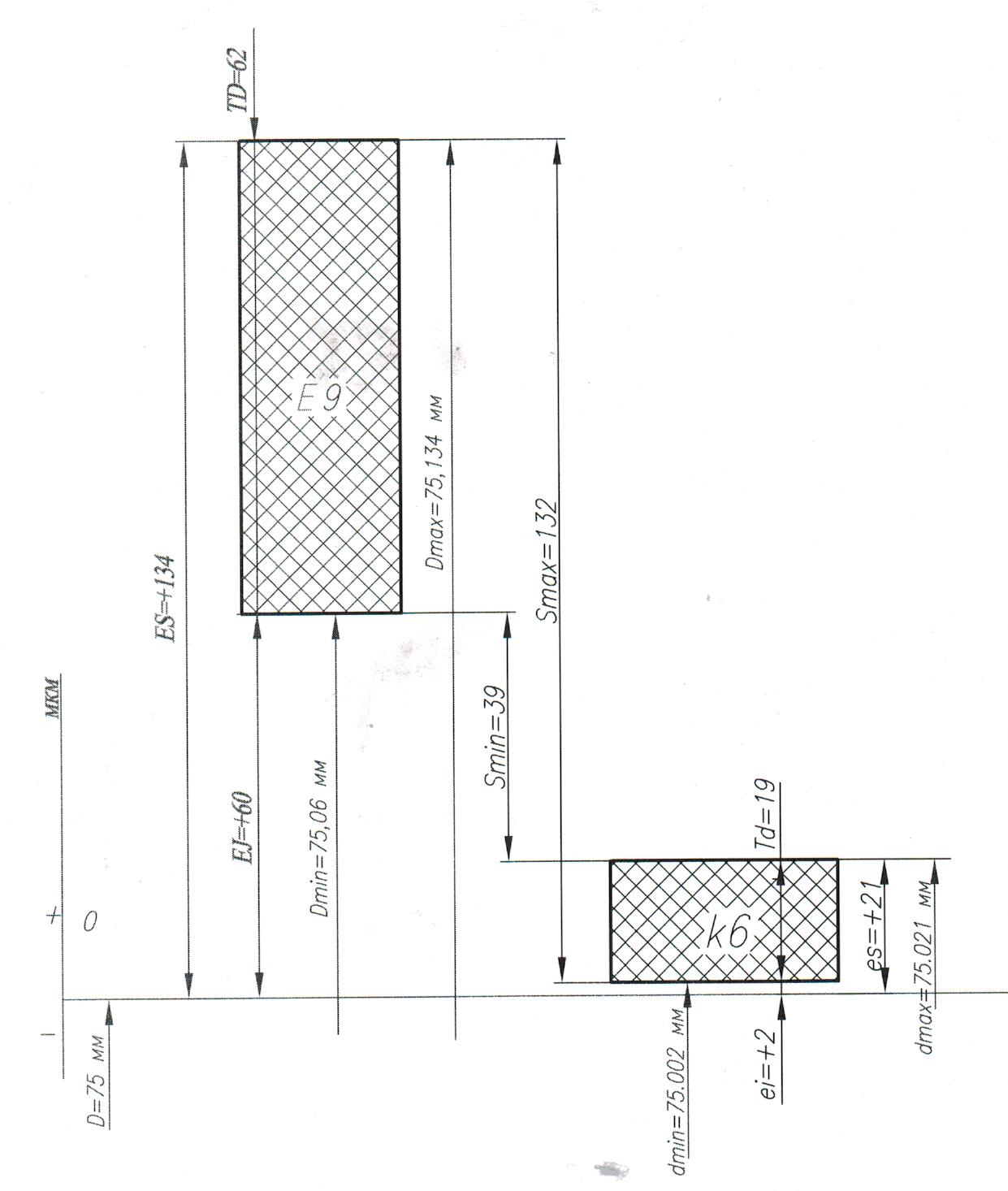
Вычисляем предельные размеры, мм:

Dmax=D+ES=75+0,132=75,132

Dmin=D+EJ=75+0,062=75,06

dmax=D+es=75+0,021=75,021

dmin=D+ei=75+0,002=75,002



Определяем величину допуска размера отверстия и вала:

а) через предельные размеры, мм:

TD=Dmax-Dmin=75,132-75,06=0,072

Td=dmax-dmin=75,021-75,002=0,019

б) через предельные отклонения, мкм:

TD=ES-EJ=132-60=72

Td=es-ei=21-2=19

Предельные значения зазоров:

через предельные размеры:

Smax=Dmax-dmin=75,132-75,002=0,130 мм=130 мкм

Smin=Dmin-dmax=75,06-75,021=0,039 мм=39 мкм

Cоединение вала с распорной втулкой выполнена с зазором минимальным равным 397 мкм. Такая посадка называется подвижной посадкой и выполнена внесистемной

3) Соединение вал-шпонка.

Посадка 22 Р9/h9

Величины предельных отклонений:

для отверстия      22 Р9   ES=-0,022 мм

                EJ=-0,074 мм

для вала         22 h9 es=0,000 мм

                       ei=-0,052 мм

Вычисляем предельные размеры, мм

Dmax=D+ES=22+-0,022=21,978

Dmin=D+EJ=22+-0,074=21,926

dmax=D+es=22+0=22

dmin=D+ei=22+-0,052=21,948

Определяем величину допуска размера отверстия и вала:

а) через предельные размеры, :

TD=Dmax-Dmin=21,978-21,926=0,052

Td=dmax-dmin=22-21,948=0,052

б) через предельные отклонения, мкм:

TD=ES-EJ=-22-(-74)=52

Td=es-ei=0-(-52)=52

Предельные значения натягов, мкм:

Nmax=dmax-Dmin=22-21,926=0,074 мм=74

Nmin=dmin-Dmin=21,948-21,926=0,022 мм=22

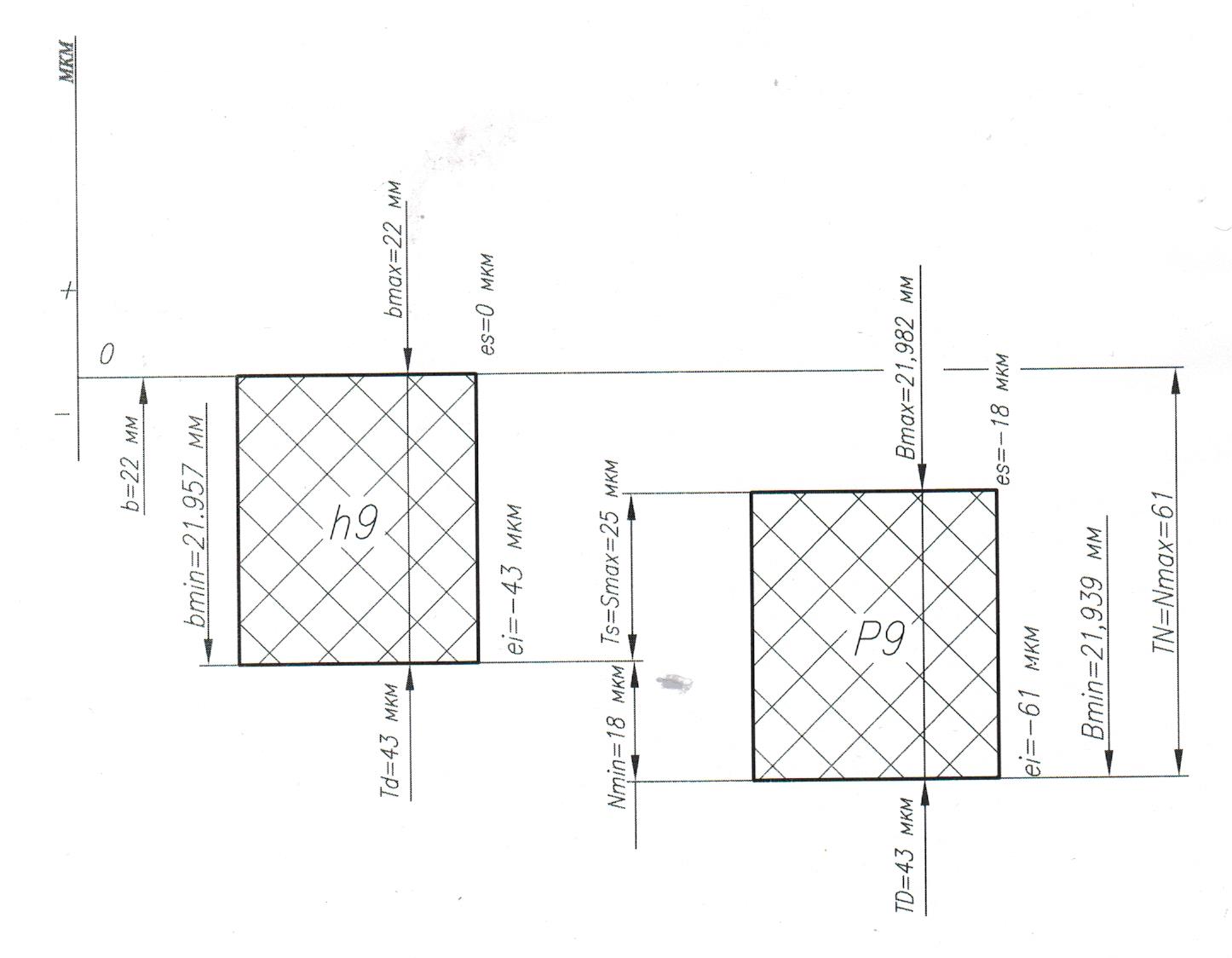
Предельные значения зазоров:

Smax=Dmax-dmin=21,978-214,948=0,030 мм=30 мкм

Smin=0

Допуск натяга, мкм:

TN=Nmax=74



Допуск зазора:

TS=Smax=30

Соединение вал-шпонка выполнено с зазором и натягом, такая посадка называется переходной и выполнена в системе вала

**10 СБОРКА РЕДУКТОРА**

 Перед сборкой внутреннюю полость корпуса тщательно очищают и покрывают масленой краской

Сборку редуктора производят в соответствии с чертежом общего вида. Начинают сборку с того, что на быстроходный вал устанавливают шариковые радиальные подшипники, предварительно нагрев их в масле до 80-100оС. Собранный быстроходный вставляют в корпус.

На быстроходный вал устанавливают шариковые радиальные подшипники нагретые в масле. Собранный вал укладывают в основании корпуса.

В начале сборки промежуточного вала в вал в месте посадки цилиндрического колеса раздвоенной быстроходной ступени закладывают шпонки и затем напрессовывают колеса до упора в бурт. Затем устанавливают шариковые радиальные подшипники нагретые в масле.

В начале сборки тихоходного вала в вал в месте посадки цилиндрических колес тихоходной ступени закладывают шпонку и затем напрессовывают колесо до упора в бурты. Затем устанавливают шариковые радиальные подшипники нагретые в масле.

Собранные валы укладывают в основании корпуса и надевают крышку корпуса покрывая предварительно поверхности стыка фланцев спиртовым лаком.

Для центровки крышку устанавливают на корпус с помощью двух конических штифтов затягивают болты

  Закладывают в подшипниковые сквозные крышки резиновые манжеты и устанав-ливают крышки с прокладками регулировочными. Для компенсации свободного пространства между подшипниками и крышками подшипника устанавливаем втулки.

  Регулировку подшипников производят набором тонких металических прокладок регулировочных, устанавливаемых под фланцы крышек подшипников.

  Для регулировки цилиндрического зацепления необходимо весь комплект вала с

цилиндрическим колесом смещать в осевом направлении до совпадения средней плоскости колеса с осью червяка. Этого добиваются переносом части прокладок регулировочных с одной стороны корпуса на другую. Чтобы при этом сохранилась регулировка подшипников, суммарная толщина набора прокладок регулировочных

должна оставаться без изменения.

  Ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель для контроля уровня масла.

Заливают в редуктор масло и закрывают смотровое отверстие крышкой. Собранный редуктор обкатывают и испытывают на стенде..

**ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В ходе данного курсового проекта был рассчитан привод шаровой мельницы, построен сборочный чертеж редуктора цилиндрического двухступенчатого, сборочный чертеж привода и в качестве рабочих чертежей приведены две детали: вал тихоходный, колесо тихоходное. В результате расчета был выбран электродвигатель 4А132S2У3 c синхронной частотой вращения равной 750 об/мин, выполнены кинематический и силовой расчеты привода, проведены прочностные расчеты закрытых цилиндрической передач привода (быстроходной и тихоходной) на контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев и на выносливость зубьев при изгибе , проведены геометрические расчеты закрытых цилиндрических (быстроходной и тихоходной). Рассчитан диаметр быстроходного вала редуктора, сделан выбор и расчет долговечности подшипниковых опор, выполнен расчет шпоночных соединений, выбраны допуски и посадки сопрягаемых деталей, степени точности цилиндрических колес.

При выполнении работы осваивались навыки конструирования, закреплялись теоретические знания , а также осваивалась работа на персональном компьютере, в частности, с такими программами как: Microsoft Word, Компас – 3D V13.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Чернавский С.А., БОКОВ К.Н., Черин И.М. И др. «Курсовое проектирование деталей машин» М.: Машиностроение 1988 г.

2. Дунаев П.Ф. Лёликов О.П. « Конструирование узлов и деталей машин»

М.: Высшая школа , 1995 г.

3. Шейнблит А.Е. «Курсовое проектирование деталей машин», янтарный сказ, Калинград, 1999 г.

4. В.В. Гурин «Прикладная механика», учебное пособие, Томск  2002.