**Пояснительная записка к курсовому проекту «Детали машин»**

**Введение**

Рис. 1

Спроектировать привод к конвейеру по схеме (рис. 1). Мощность на ведомом валу редуктора P3 = 3 кВт и W3 = 2,3 π рад/c вращения этого вала.

**1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет**

Определяем общий η привода

ηобщ= 0,913

ηобщ = ηр\*ηп2\*ηз = 0,96\*0,992\*0,97 =0,913

η- КПД ременной передачи

η- КПД подшипников

η- КПД зубчатой цилиндрической передачи

Требуемая мощность двигателя

Ртр=3,286 кВт

Ртр = Р3/ηобщ = 3/0,913 = 3,286 кВт

Ртр - требуемая мощность двигателя

Р3 – мощность на тихоходном валу

Выбираем эл. двигатель по П61.

Рдв = 4 кВт

4А132 8У3720 min-1

4А100S2У32880 min-1

4А100L4У31440 min-1

4А112МВ6У3955 min-1

4А132 8У3720 min-1

Определяем общее передаточное число редуктора uобщ:

uобщ = 10,47

uобщ = nдв/n3 = 720\*0,105/(2,3\*π) = 10,47

nдв – число оборотов двигателя

n3 = 68,78 min-1

n3 – число оборотов на тихоходном валу редуктора

n3 = W3/0,105 = 2,3\*π/0,105 = 68,78 min-1

W3 – угловая скорость тихоходного вала

Принимаем по ГОСТу для зубчатой передачи uз = 5, тогда передаточное число ременной передачи равно:

uрем = 2,094

uрем = uобщ / uз = 10,47/ 5 =2,094

Определяем обороты и моменты на валах привода:

1 вал -вал двигателя:

n1 = nдвиг =720 min-1 W1 = 0,105\*n1 = 0,105\*720 =75,6 рад/c

T1 = Pтреб/W1 = 3,286/75,6 = 43,466 Н\*м

T1 – момент вала двигателя

2 вал – тихоходный привода - быстроходный редуктора

n2 = n1/uрем = 720/2,094 = 343,84 min-1

W2 = 0,105\*n2 =0,105\*343,84 = 36,1 рад/c

T2 = T1\*uрем\*ηр = 43,666\*2,094\*0,96 = 87,779 Н\*м

3 вал - редуктора

n3 = n2/uз = 343,84/5 = 68,78 min-1

W3 = 0,105\*n3 =0,105\*68,78 = 7,22 рад/c

T3 = Ртр/W3 = 3290/7,22 = 455,67 Н\*м

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| ВАЛ | n min-1  | W рад/c | T Н\*м |
| 1 | 720 | 75,6 | 43,666 |
| 2 | 343,84 | 36,1 | 87,779 |
| 3 | 68,78 | 7,22 | 455,67 |

**2. Расчет ременной передачи**

Определяем диаметр меньшего шкива D1 по формуле Саверина:

D1 = (115…135)

P1 –мощность двигателя; n1 –обороты двигателя

V = 8,478 м/с

D1 = 225 мм

D1 = 125\*=221,39 мм по ГОСТу принимаем

Определяем скорость и сравниваем с допускаемой:

V = π\*D1\*n1/60 = 3,14\*0,225\*720/60 = 8,478 м/с

При этой скорости выбираем плоский приводной ремень из хлопчатобумажной ткани при Vокр1 ≤ 20 м/с

Определяем диаметр большего шкива D2 и согласуем с ГОСТ:

D2 = uрем \*D1\*(1-ε) = 2,094\*225\*(1-0,015) = 464,08 мм

D2 = 450 мм

ε -коэф. упругого скольжения

по ГОСТу принимаем D2 = 450 мм

Выбираем межосевое расстояние aрем для плоских ремней:

aрем= 1000 мм

(D1+D2) ≤ aрем ≤ 2,5(D1+D2)

675 ≤ aрем ≤ 1687,5

Находим угол обхвата ремня ϕ:

ϕ ≈ 1800-((D2-D1)/ aрем)\*600

ϕ = 166,50

ϕ ≈ 1800-((450-225)/1000)\*600 = 1800-13,20 = 166,50

ϕ = 166,50 т.к. ϕ ≥ 1500 значит межосевое расстояние оставляем тем же.

Определяем длину ремня L:

L = 3072,4 мм

L = 2\*aрем +(π/2)\*(D1+D2)+(D2-D1)2/ 4\*aрем =2\*1000+(3,14/2)\*(450+225)+(450-225)2/4\*1000 = 3072,4 мм

Определяем частоту пробега ремня ν:

ν = 2,579 c-1

ν = V/L = 8,478/3,0724 = 2,579 c-1

ν ≤ 4…5 c-1

Вычисляем допускаемое полезное напряжение [GF]:

[GF] = GFo\*Cϕ\*CV\*Cp\*Cγ = 1,62\*0,965\*0,752\*1\*0,9 = 1,058 Мпа

GFo –по табл П11 GFo = 2,06-14,7\*δ/Dminδ/Dmin = 0,03

[GF] = 1,058 Мпа

Cϕ -коэф. угла обхвата П12 : Cϕ = 0,965

CV –коэф. скорости CV = 1,04-0,0004\*V2 = 0,752

Cp –коэф. режима нагрузки П13 : Cp = 1

Cγ -коэф зависящий от типа передачи и ее расположения Cγ = 0,9

GFo = 2,06-14,7\*0,03 = 1,62 Мпа

Вычисляем площадь поперечного сечения ремня S:

S = b\*δ = Ft/[GF] = 388,09/(1,058\*106) = 0,0003668 м2 = 366,8 мм2

Ft = 2T1/D1Ft –окружная сила T1 –момент вала дв.

Ft = 2\*43,66/0,225 = 388,09 H

S = 390 мм2

Найдем по таблицам П7 ширину b = 60мм и длину δ =6,5 мм

B = 70 мм

По ГОСТу S = 60\* 6,5 = 390 мм2

Вычисляем силу давления на вал F для хлопчатобумажных ремней:

F = 1164,27 H

F ≈ 3Ft

F = 3\*388,09 = 1164,27 H

**3. Расчет редуктора**

Используя П21 и П28 Назначаем для изготовления зубчатых колес сталь 45 с термической обработкой:

Колесо (нормализация)Шестерня (улутшение)

НВ 180…220НВ 240..280

G= 420 МпаG= 600 Мпа

NHo = 107NHo = 1,5\*107

G=110 МпаG=130 Мпа

Для реверсивной подачи

NFo = 4\*106NFo = 4\*106

Назначая ресурс передачи tч ≥ 104 часов находим число циклов перемены напряжений NHE = NFE = 60tч\*n3 ≥ 60\*104\*68,78 = 4,12\*107 т.к. NHE > NHO и NFE > NFO, то значения коэф. долговечности принимаем: KHL = 1 и KFL = 1

Допускаемые напряжения для колеса:

G= G\*KHL = 420 МПаG= G\*KFL = 110 МПа

для шестерни:

G= G\*KHL = 600 МПаG= G\*KFL = 130 МПа

Определения параметров передачи:

Ka = 4300 коэф. для стальных косозубых колес

Ψba = 0,2…0,8 коэф. ширины колеса Ψba = 0,4

Ψbd = 0,5Ψba\*(uз+1) = 0,5\*0,4\*(5+1) = 1,2

по П25 KHβ ≈ 1,05 и так найдем межосевое расстояние aw:

aw = 180 мм

aw ≥ Ka\*(uз+1)= 25800\*64,92-7 = 0,1679 м

по ГОСТу aw = 180 мм

mn = 2,5 мм

Определяем нормальный модуль mn:

mn = (0,01…0,02)aw = 1,8...3,6 мм по ГОСТу

β = 150

Обозначаем угол наклона линии зуба β:

β = 8…200 принимаем β = 150

Находим кол-во зубьев шестерни Z1:

Z1 = 23

Z1 = 2aw\*cosβ/[mn(uз+1)] = 2\*180\*cos150/[2,5(5+1)] = 23,18

Принимаем Z1 = 23

Z2 = 115

Тогда Z2 = uз\*Z1 = 5\*23 = 115

Находим точное значение угла β:

β = 160 35/

cosβ = mn\*Z1(uз+1)/2aw = 2,5\*23\*6/360 = 0,9583

mt = 2,61 мм

3.6 Определяем размер окружного модуля mt:

mt = mn/cosβ =2,5/cos160 35/ = 2,61 мм

Определяем делительные диаметры d, диаметры вершин зубьев da, и диаметры впадин df шестерни и колеса:

шестерняколесо

d1 = mt\*Z1 = 2,61\*23 = 60 ммd2 = mt\*Z2 = 2,61\*115 = 300 мм

da1 = d1+2mn = 60+2\*2,5 = 65 ммda2 = d2+2mn = 300+5 = 305 мм

df1 = d1-2,5mn = 60-2,5\*2,5 = 53,75 ммdf2 = d2-2,5mn = 300-2,5\*2,5 = 293,75 мм

d1 = 60 ммd2 = 300 мм

da1 = 65 ммda2 = 305 мм

df1 = 53,75 ммdf2 = 293,75 мм

Уточняем межосевое расстояние:

aw = (d1+d2)/2 = (60+300)/2 = 180 мм

Определяем ширину венца зубчатых колес b:

b = ψa\*aw = 0,4\*180 = 72 мм

принимаем b2 = 72 мм для колеса, b1 = 75 мм

Vп = 1,08 м/с

Определение окружной скорости передачи Vп:

Vп = π\*n2\*d1/60 = 3,14\*343,84\*60\*10-3/60 = 1,08 м/с

По таблице 2 выбираем 8-мую степень точности

Ft = 3,04\*103 Н

3.11 Вычисляем окружную силу Ft:

Ft = Pтр/Vп = 3286/1,08 = 3,04\*103 Н

Fa = 906,5 H

Осевая сила Fa:

Fa = Ft\*tgβ = 3,04\*103\*tg160 36/ = 906,5 H

Fr = 1154,59 H

Радиальная (распорная) сила Fr:

Fr = Ft\*tgα/cosβ = 3040\*tg200/cos160 36/ = 1154,59 H

Проверочный расчет на контактную и изгибную выносливость зубьев:

ZH ≈ 1,7

ZH ≈ 1,7 при β = 160 36/ по таб. 3

εα = 1,64

ZM = 274\*103 Па1/2по таб. П22

εα ≈[1,88-3,2(1/Z1+1/Z2)]cosβ = 1,64

Ze = 0,7

ZM = 274\*103 Па1/2

Ze = == 0,78

εβ = b2\*sinβ/(πmn) = 72\*sin160 36//3,14\*2,5 = 2,62 > 0,9

по таб. П25KHβ = 1,05

по таб. П24KHα = 1,05

KH = 1,11

по таб. П26KHV = 1,01

коэф. нагрузки KH = KHβ\*KHα \*KHV = 1,11

GH = 371,84 МПа

Проверяем контактную выносливость зубьев:

GH=ZH\*ZM\*Ze=1,7\*274\*103\*0,78\*968,16=351,18 МПа << GHP=420МПа

Определяем коэф.

по таб. П25KFα = 0,91

по таб. 10KFβ = 1,1

KFV = 3KHV-2 = 3\*1,01-2 = 1,03 KFV = 1,03

KF = 1,031

Коэф. нагрузки:

KF = KFα \* KFβ \* KFV = 0,91\*1,1\*1,03 = 1,031

Вычисляем эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса:

Z= 26,1

Z= 131

Z= Z1/cos3β = 23/0,9583 = 26,1

Z= Z2/cos3β = 115/0,9583 = 131

По таб. П27 определяем коэф. формы зуба шестерни Y ≈3,94 при Z= 26

По таб. П27 определяем коэф. формы зуба колеса Y ≈ 3,77 при Z= 131

Сравнительная оценка прочности зуба шестерни и колеса при изгибе:

G/Y = 130/3,94 = 33 МПа

G/Y = 110/3,77 = 29,2 МПа

Yβ = 0,884

Найдем значение коэф. Yβ:

Yβ = 1-β0/1400 = 0,884

Проверяем выносливость зубьев на изгиб:

GF = YF\*Yβ\*KF\*Ft/(b2mn) = 3,77\*0,884\*1,031\*3040/(72\*2,5) = 58 МПа << G

**4. Расчет валов**

Принимаем [τk]/ = 25 МПа для стали 45 и [τk]// = 20 МПа для стали 35

dВ1= 28 мм

4.1 Быстроходный вал

d = 32 мм

d ≥ = 2,62\*10-2 мпринимаем по ГОСТу dВ1= 28 мм

d = 35 мм

принимаем диаметр вала под манжетное уплотнение d = 32 мм

d = 44 мм

принимаем диаметр вала под подшипник d = 35 мм

принимаем диаметр вала для буртика d = 44 мм

Тихоходный вал:

dВ2= 50 мм

d = 54 мм

d ≥ = 4,88\*10-2 мпринимаем по ГОСТу dВ2= 50 мм

d = 55 мм

принимаем диаметр вала под манжетное уплотнение d = 54 мм

принимаем диаметр вала под подшипник d = 55 мм

d = 60 мм

принимаем диаметр вала для колеса d = 60 мм

d= 95 мм

Конструктивные размеры зубчатого колеса:

диаметр ступицы d≈ (1,5…1,7) d = 90…102 мм

lст = 75 мм

длина ступицы lcт ≈ (0,7…1,8) d = 42…108 мм

δ0 = 7мм

толщина обода δ0 ≈ (2,5…4)mn = 6,25…10 мм

е = 18 мм

Колесо изготовляем из поковки, конструкция дисковая.

Толщина e ≈ (0,2…0,3)b2 = 14,4…21,6 мм

G-1 = 352 МПа

4.4 Проверка прочности валов:

Быстроходный вал: G-1 ≈ 0,43G = 0,43\*820 = 352 МПа

Допускаемое напряжение изгиба [GИ]-1 при [n] = 2,2 Kσ = 2,2 и kри = 1:

[GИ]-1 = 72,7 МПа

[GИ]-1 = [G-1/([n] Kσ)] kри = 72,7 МПа

YB = 849,2 H

Определяем реакции опор в плоскости zOy :

YA = 305,4 H

YB = Fr/2+Fad1/4a1 = 849,2 H

YA = Fr/2-Fad1/4a1 = 305,4 H

XA = XB = 1520 H

Определяем реакции опор в плоскости xOz :

XA = XB = 0,5Ft = 0,5\*3040 = 1520 H

Определяем размер изгибающих моментов в плоскости yOz:

M = 15,27 Н\*м

MA = MB = 0

M= 42,46 Н\*м

M= YA\*a1 = 305,4\*0,05 = 15,27 Н\*м

M= YВ\*a1 = 849,2\*0,05 = 42,46 Н\*м

(MFrFa)max= 42,46 H\*м

в плоскости xOz:

M= 76 Н\*м

MA = MB = 0

M= XA\*a1 = 1520\*0,05 = 76 Н\*м

MFt = 76 H\*м

Крутящий момент T = T2 = 87,779 Н\*м

Ми =87,06 Н\*м

Вычисляем суммарный изгибающий момент Ми :

Gи = 5,71 МПа

Ми = = 87,06 Н\*м

Значит : Gи = 32Mи/πd= 5,71 МПа

Gэ111 = 8,11 МПа

τк = 16T2/(πd) = 16\*87,779/(3,14\*0,053753) = 2,88 МПа

Gэ111== 8,11 МПа

Тихоходный вал:

G-1 = 219,3 МПа

Для стали 35 по таб. П3 при d < 100 мм GB = 510 МПа

G-1 ≈ 0,43G = 0,43\*510 = 219,3 МПа

Допускаемое напряжение изгиба [GИ]-1 при [n] = 2,2 Kσ = 2,2 и kри = 1:

[GИ]-1 = 45,3 МПа

[GИ]-1 = [G-1/([n] Kσ)] kри = 45,3 МПа

YB = 2022,74 H

Определяем реакции опор в плоскости yOz :

YA = -869,2 H

YB = Fr/2+Fad2/4a2 = 2022,74 H

YA = Fr/2-Fad2/4a2 = -869,2 H

XA = XB = 1520 H

Определяем реакции опор в плоскости xOz :

XA = XB = 0,5Ft = 0,5\*3040 = 1520 H

Определяем размер изгибающих моментов в плоскости yOz:

M = -40,85 Н\*м

MA = MB = 0

M= 95,07 Н\*м

M= YA\*a2 = -869,2\*0,047 = -40,85 Н\*м

M= YВ\*a2 = 2022,74\*0,047 = 95,07 Н\*м

(MFrFa)max= 95,07 H\*м

в плоскости xOz:

M= 71,44 Н\*м

MA = MB = 0

M= XA\*a2 = 1520\*0,047 = 71,44 Н\*м

MFt = 71,44 H\*м

Крутящий момент T = T3 = 455,67 Н\*м

Ми =118,92 Н\*м

Вычисляем суммарный изгибающий момент Ми :

Gи = 7,28 МПа

Ми = = 118,92 Н\*м

Значит : Gи = 32Mи/πd= 7,28 МПа

Gэ111 = 28,83 МПа

τк = 16T3/(πd) = 16\*318,47/(3,14\*0,0553) = 13,95 МПа

Gэ111== 28,83 МПа < 45,25 МПа

**5. Расчет элементов корпуса редуктора**

δ = 9 мм

Корпус и крышку редуктора изготовим литьем из серого чугуна.

Толщина стенки корпуса δ ≈ 0,025aw+1…5 мм = 4,5+1…5 мм

δ1 = 8 мм

Толщина стенки крышки корпуса δ1 ≈ 0,02aw+1…5 мм = 3,6+1…5 мм

s =14 мм

Толщина верхнего пояса корпуса s ≈ 1,5δ = 13,5 мм

t = 20 мм

Толщина нижнего пояса корпуса t ≈ (2…2,5)δ = 18…22,5 мм

С = 8 мм

Толщина ребер жесткости корпуса C ≈ 0,85δ = 7,65 мм

dф = 18 мм

Диаметр фундаментных болтов dф ≈ (1,5…2,5)δ = 13,5…22,5 мм

К2 = 38 мм

Ширина нижнего пояса корпуса К2 ≥ 2,1 dф = 2,1\*18 = 37,8 мм

dk = 10 мм

Диаметр болтов соединяющих корпус с крышкой dk ≈ (0,5…0,6)dф

s1 = 12 мм

Толщина пояса крышки s1 ≈ 1,5δ1 = 12 мм

K = 30 мм

Ширина пояса соединения корпуса и крышки редуктора около подшипников

K1 = 25 мм

K ≈ 3dk = 3\*10 = 30 мм

dkп=12 мм

Диаметр болтов для подшипников dkп ≈ 0,75dф = 0,75\*18 = 13,5 мм

Диаметр болтов для крепления крышек подшипников

d= d = 10 мм

dп ≈ (0,7..1,4)δ = 6,3…12,6 мм

Диаметр обжимных болтов можно принять 8…16 мм

dkc = 8 мм

Диаметр болтов для крышки смотрового окна

dkc = 6…10 мм

dпр = 18 мм

Диаметр резьбы пробки для слива масла

dпр ≥ (1,6…2,2)δ = 14,4…19,8 мм

y = 9 мм

5.16 Зазор y:

y ≈ (0,5…1,5)δ = 4,5…13,5 мм

y1 = 20 мм

5.17 Зазор y1:

y= 35 мм

y1 ≈ (1,5…3)δ = 13,5…27 мм

y= (3…4)δ = 27…36 мм

Длины выходных концов быстроходного и тихоходного валов:

l1 = 50 мм

l2 = 85 мм

l1 ≈ (1,5…2)dB1 = 42…56 мм

l2 ≈ (1,5…2)dB2 = 75…100 мм

Назначаем тип подшипников средняя серия для быстроходного вала и легкая для тихоходного d = d = 35 мм, D1 = 80 мм, T= 23 мм

d = d = 55 мм, D2 = 100 мм, T= 23 мм

X/ = X// = 20 мм

размер X ≈ 2dп, принимаем X/ = X// = 2d= 2\*10 = 20 мм

l= l= 35 мм

l= l = 12 мм

размер l= l≈ 1,5 T= 1,5\*23 = 35,5 мм

l= l = 8…18 мм

l=15 мм

осевой размер глухой крышки подшипника

l≈ 8…25 мм

a2 = 47 мм

Тихоходный вал:

a2 ≈ y+0,5lст= 9+0,5\*75 = 46,5 мм

а1 = 50 мм

быстроходный вал

a1 ≈ l+0,5b1 = 12+0,5\*75 = 49,5 мм

ВР = 335 мм

Lp= 470 мм

НР = 388 мм

Габаритные размеры редуктора:

ширина ВР

ВР ≈ l2+ l+2,5T+2y +lст+ l+l1 = 85+35+ 2,5\*23+18+75+15+50 = 335,5 мм

Длина Lp

Lp ≈ 2(K1+δ+y1)+0,5(da2+da1)+aw = 2(25+9+20)+0,5(305+60)+ 180 = 470 мм

Высота НР

НР ≈ δ1+y1+da2+y+t = 8+20+305+35+20 = 388 мм

**6. Расчет шпоночных соединений**

Быстроходный вал dB1= 28 мм по П49 подбираем шпонку b×h = 8×7

l = 45мм

lp = 37 мм

l = l1-3…10 мм = 45 мм

lp = l-b = 45-8 = 37 мм

допускаемые напряжения смятия [Gсм]:

[Gсм] = 100…150 МПа

Gсм ≈ 4,4T2/(dlph) = 53,25 МПа < [Gсм]

Выбираем шпонку 8×7×45 по СТ-СЭВ-189-75

Тихоходный вал dB2= 50 мм по П49 подбираем шпонку b×h = 14×9

l = 80 мм

lp = 66 мм

l = l2-3…10 мм = 80 мм

lp = l-b = 80-14 = 66 мм

допускаемые напряжения смятия [Gсм]:

[Gсм] = 60…90 МПа

Gсм ≈ 4,4T3/(dВ2 lph) = 67,5 МПа

Выбираем шпонку 14×9×80 по СТ-СЭВ-189-75

Ступица зубчатого колеса d2= 60 мм по П49 подбираем шпонку b×h = 18×11

l = 70 мм

lp = 52 мм

l = lст-3…10 мм = 70 мм

lp = l-b = 70-18 = 52 мм

допускаемые напряжения смятия [Gсм]:

Gсм ≈ 4,4T3/(d2 lph) = 58,4 МПа < [Gсм]

Выбираем шпонку 18×11×70 по СТ-СЭВ-189-75

**7. Расчет подшипников**

Быстроходный вал

FrA = 1580,17 H

Fa = 906,5 H

FrB = 1741,13 H

FrA = = 1580,17 H

FrB = = 1741,13 H

Т.к. FrB > FrA то подбор подшипников ведем по опоре В

Выбираем тип подшипника т.к. (Fa/FrB)\*100% = (1580,17/1741,13)\*100% = 52,06% > 20…25% то принимаем радиально- упорные роликоподшипники

Определяем осевые составляющие реакции подшипников при е = 0,319 для средней серии при d = 35 мм:

SA = 0,83e\*FrA = 0,83\*0,319\*1580,17 = 418,38 H

SB = 0,83e\*FrB = 0,83\*0,319\*1741,13 = 461 H

По таблице 5 находим суммарные осевые нагрузки: т.к. SA < SB и Fа = 906,5 > SB-SA = 42,62 H то FaA = SA = 418,38 H и FaB = SA+Fa = 1324,88 H (расчетная)

Lh = 15\*103 часов

Долговечность подшипника Lh:

Lh = (12…25)103 часов

V = 1 т.к. вращается внутреннее кольцо П45

Kб = 1,6 П46

Кт = 1 П47

При FaB/VFrB = 1324,88/1\*1741,13 = 0,76 > e=0,319 по таб. П43 принимаем

X = 0,4

Y = 1,881

n = n2 = 343,84 min-1

α = 10/3

Вычислим динамическую грузоподъемность подшипника

Стр = (XVFrB+YFaB)KбKт(6\*10-5n2Lh)1/α = 24,68 кН

По таб. П43 окончательно принимаем подшипник 7307 средней серии

d = 35 мм

D = 80 мм

Tmax = 23 мм

С = 47,2 кН

nпр > 3,15\*103 min-1

Тихоходный вал

FrA = 1750,97 H

Fa = 906,5 H

FrB = 2530,19 H

FrA = = 1750,97 H

FrB = = 2530,19 H

Т.к. FrB > FrA то подбор подшипников ведем по опоре В

Выбираем тип подшипника т.к. (Fa/FrB)\*100% = (906,5/2530,19)\*100% = 35,83 % > 20…25% то принимаем радиально- упорные роликоподшипники

Определяем осевые составляющие реакции подшипников при е = 0,411 для легкой серии при d = 55 мм:

SA = 0,83e\*FrA = 0,83\*0,411\*1750,97 = 597,3 H

SB = 0,83e\*FrB = 0,83\*0,411\*2530,19 = 863,1 H

По таблице 5 находим суммарные осевые нагрузки:

т.к. SA < SB и Fа = 906,5 > SB-SA = 265,8 H то

FaA = SA = 597,3 H и FaB = SA+Fa = 1500,2 H (расчетная)

При FaB/VFrB = 1500,2/1\*2530,19 = 0,523 > e=0,411 по таб. П43 принимаем

X = 0,4

Y = 1,459

n3 = 59,814 min-1

α = 10/3

Вычислим динамическую грузоподъемность подшипника при Lh = 15\*103часов, V=1, Kб = 1,6, Кт = 1, α = 10/3

Стр = (XVFrB+YFaB)KбKт(6\*10-5n3Lh)1/α = 13,19 кН

По таб. П43 окончательно принимаем подшипник 7211 легкой серии

d = 55 мм

D = 100 мм

Tmax = 23 мм

С = 56,8 кН

nпр > 4\*103 min-1

**8. Выбор смазки**

Для тихоходных и среднескоростных редукторов смазки зубчатого зацепления осуществляется погружением зубчатого колеса в масляную ванну кратера, объем которой Vk=0,6Р3 =1,8 л. V = 1,08 м/с.

Масло И-100А, которое заливается в кратер редуктора с таким расчетом, чтобы зубчатое колесо погрузилось в масло не более чем на высоту зуба.