Пояснительная записка к курсовому проекту «Детали машин»

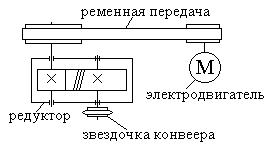
Содержание:

Введение (характеристика, назначение).

1. Выбор эл. двигателя и кинематический расчет.
2. Расчет ременной передачи.
3. Расчет редуктора.
4. Расчет валов.
5. Расчет элементов корпуса редуктора.
6. Расчет шпоночных соединений.
7. Расчет подшипников.
8. Выбор смазки.
9. Спецификация на редуктор.

Введение.

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



1.Выбор эл. Двигателя и кинематический расчет.

* 1. 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

* 1. 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

* 1. Выбираем эл. двигатель по П61.

**Рдв = 4 кВт**

**4А132 8У3 720 min-1**

4А100S2У3 2880 min-1

4А100L4У3 1440 min-1

4А112МВ6У3 955 min-1

4А132 8У3 720 min-1

* 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

* 1. 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**

* 1. 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.

2.1 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



2.2 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

2.3 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

2.4 Выбираем межосевое расстояние aрем для плоских ремней:

**aрем= 1000 мм**

**(D1+D2) ≤ aрем ≤ 2,5(D1+D2)**

**675 ≤ aрем ≤ 1687,5**

2.5 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.

2.6 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**

2.7 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

2.8 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/Dmin δ/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

2.9 Вычисляем площадь поперечного сечения ремня S:

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

**Ft = 2T1/D1** Ft –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**

2.10 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.

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

Колесо (нормализация) Шестерня (улутшение)

**НВ 180…220 НВ 240..280**

**G= 420 Мпа G= 600 Мпа**



**NHo = 107 NHo = 1,5\*107**

**G=110 Мпа G=130 Мпа**



## Для реверсивной подачи

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

3.2 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 МПа G= G\*KFL = 110 МПа**



для шестерни:

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



3.3 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**

3.4 Определяем нормальный модуль mn:

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

**β = 150**

3.5 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**

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

шестерня колесо

**d1 = mt\*Z1 = 2,61\*23 = 60 мм d2 = mt\*Z2 = 2,61\*115 = 300 мм**

**da1 = d1+2mn = 60+2\*2,5 = 65 мм da2 = d2+2mn = 300+5 = 305 мм**

**df1 = d1-2,5mn = 60-2,5\*2,5 = 53,75 мм df2 = d2-2,5mn = 300-2,5\*2,5 = 293,75 мм**

**d1 = 60 мм d2 = 300 мм**

**da1 = 65 мм da2 = 305 мм**

**df1 = 53,75 мм df2 = 293,75 мм**

3.8 Уточняем межосевое расстояние:

**aw = (d1+d2)/2 = (60+300)/2 = 180 мм**

3.9 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**

3.10 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**

3.12 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 Па1/2** по 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. П25 **KHβ = 1,05**

по таб. П24 **KHα = 1,05**

**KH = 1,11**

по таб. П26 **KHV = 1,01**

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

**GH = 371,84 МПа**

3.13 Проверяем контактную выносливость зубьев:

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



3.14 Определяем коэф.

по таб. П25 **KFα = 0,91**

по таб. 10 **KFβ = 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**

3.15 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 м** принимаем 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**



4.2 Тихоходный вал:

**dВ2= 50 мм**

**d = 54 мм**



**d ≥ = 4,88\*10-2 м** принимаем 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**



4.3 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**



4.5 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**

4.6.1 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**

4.6.2 Определяем реакции опор в плоскости xOz :

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

4.6.3 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**

4.6.4 Крутящий момент **T = T2 = 87,779 Н\*м**

**Ми =87,06 Н\*м**

4.7 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**



4.8 **Gэ111== 8,11 МПа**



4.9 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**



4.10 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**

4.10.1 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**

4.10.2 Определяем реакции опор в плоскости xOz :

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

4.10.3 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**

4.11 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**



4.12 **Gэ111== 28,83 МПа < 45,25 МПа**



5. Расчет элементов корпуса редуктора.

**δ = 9 мм**

Корпус и крышку редуктора изготовим литьем из серого чугуна.

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

**δ1 = 8 мм**

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

**s =14 мм**

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

**t = 20 мм**

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

**С = 8 мм**

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

**dф = 18 мм**

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

**К2 = 38 мм**

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

**dk = 10 мм**

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

**s1 = 12 мм**

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

**K = 30 мм**

5.10 Ширина пояса соединения корпуса и крышки редуктора около подшипников

**K1 = 25 мм**

**K ≈ 3dk = 3\*10 = 30 мм**

**dkп=12 мм**

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

5.12 Диаметр болтов для крепления крышек подшипников

**d= d = 10 мм**



**dп ≈ (0,7..1,4)δ = 6,3…12,6 мм**

5.13 Диаметр обжимных болтов можно принять 8…16 мм

**dkc = 8 мм**

5.14 Диаметр болтов для крышки смотрового окна

**dkc = 6…10 мм**

**dпр = 18 мм**

5.15 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**



5.18 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**

5.19 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**

5.20 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**

5.21 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.

6.1 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

6.2 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**

Выбераем шпонку **14×9×80** по СТ-СЭВ-189-75

6.3 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]**

Выбераем шпонку **18×11×70** по СТ-СЭВ-189-75

7.Расчет подшипников

7.1 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

7.2 Выбираем тип подшипника т.к.

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

7.3 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**

7.4 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**

7.5 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**

7.6 Вычислим динамическую грузоподъемность подшипника

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

7.7 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**

7.8 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

7.9 Выбираем тип подшипника т.к.

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

7.10 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**

7.11 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)

7.12 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**

7.13 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**

7.7 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 маслянную ванну кратера, обьем 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.