Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

2

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

Разраб.

*Насибуллин*

Провер.

*Михайлов*

Реценз.

Н. Контр.

Утверд.

Лит.

Листов

22

СОДЕРЖАНИЕ

[Техническое задание ………………………………………………………………………….3](#_Toc199528406)

[1. Кинематический расчет привода ………………………………………………………….4](#_Toc199528407)

[1.1. Подбор электродвигателя . ……………………………………………………………..4](#_Toc199528408)

[1.2. Определение передаточных чисел привод …………………………………………….4](#_Toc199528409)

[1.3. Определение частот вращения и вращающих моментов на валах привода .……....4](#_Toc199528410)

1.4. Определение мощности на валу ..………………………………………………………5

[2. Расчет зубчатой передачи ………………………………………………………………….6](#_Toc199528411)

[2.1. Выбор материала колес ..………………………………………………………………..6](#_Toc199528412)

[2.2. Определение допускаемых контактных напряжений и напряжений изгиба …..……6](#_Toc199528413)

[2.3. Проектный расчет ……….……………………………………………………………...6](#_Toc199528414)

[2.4. Проверочный расчет …………..………………………………………………………...7](#_Toc199528415)

[3. Расчет червячной передачи ………………………………………………………………...9](#_Toc199528416)

[3.1. Выбор материала червяка и червячного колеса ……………..………………………...9](#_Toc199528417)

[3.2. Определение допускаемых контактных напряжений и напряжений изгиба …..……9](#_Toc199528418)

[3.3. Проектный расчет ……..………………………………………………………………...9](#_Toc199528419)

[3.4. Проверочный расчет ……..…………………………………………………………….10](#_Toc199528420)

[4. Эскизное проектирование ………………………………………………………………...12](#_Toc199528421)

[4.1. Расчет реакций опор …..….…………………………………………………………..12](#_Toc199528422)

[4.2. Проектные расчеты валов …….……………………………………………………...13](#_Toc199528423)

4.3. Расчет на усталостную прочность ……..……………………………………………..13

4.4. Подбор подшипников ……..…………………………………………………………..17

[4.5. Конструирование зубчатых колес, червяка и червячного колеса](#_Toc199528424) ……..…………...18

[4.6. Расчет основных размеров корпусных деталей и крышек](#_Toc199528425) ………..………………..19

[5. Выбор смазочных материалов и системы смазывания](#_Toc199528426) ………………………………...20

[6. Подбор соединительных муфт](#_Toc199528429) …………………………………………………………....21

[Библиографический список ……](#_Toc199528430)…………………………………………………………...22

## Техническое задание

Лист

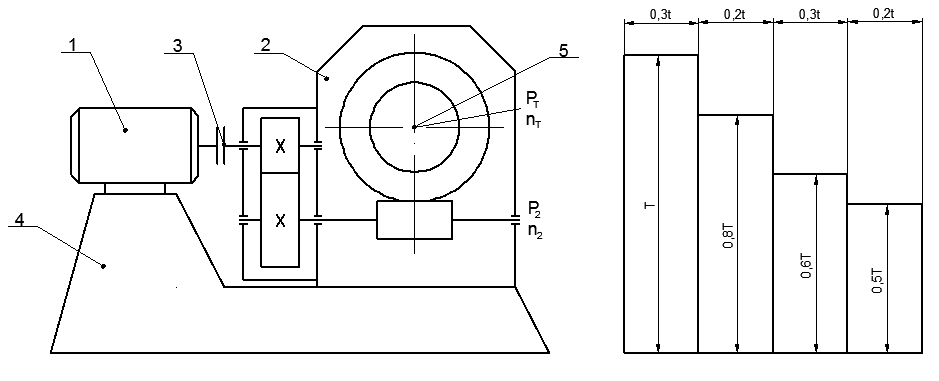
3

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

Задание № 5

Спроектировать привод цепного конвейера, состоящий из электродвигателя 1, двухступенчатого цилиндро-червячного редуктора 2 с отбором мощности со второго вала, муфты 3, плиты 4 и ведущего вала конвейера со звездочками 5.

**Кинематическая схема привода и график нагрузок**



**Исходные данные**

Мощность NТ = 5,5 кВт

Частота вращения nТ = 50 мин-1

Мощность отбора Nот = 1,9 кВт

Частота вращения n2 = 480 мин-1

Срок службы 6 лет

К1 = 0,7 К2 = 0,3

## 1. Кинематический расчет привода

## 1.1. Подбор электродвигателя

Лист

4

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

*мин-1*

По табл. 24.9 [1] подбираем электродвигатель. Указанным условиям удовлетворяет двигатель серии 4А160SУ3 мощностью *P* = 11 *кВт*.

S = 2,7%

*мин-1*

## 1.2. Определение передаточных чисел привода

Общее передаточное число

Разбивка общего передаточного числа на частные

Передаточное число тихоходной ступени



## 1.3. Определение частот вращения и вращающих моментов на валах привода

Частота вращения быстроходного вала редуктора

n1 = nдв = 973 *мин-1*

Частота вращения промежуточного вала

 = 486,5 *мин-1*

Частота вращения тихоходного вала

n3 =  = 50,6 *мин-1*

Вращающий момент на валу двигателя

 = 96 *Н·м*

Вращающий момент на промежуточном валу

Т2 = Т1 ∙ *u*ц ∙ ηц ∙ ηпк = 96 ∙ 2 ∙ 0,99 ∙ 0,97 = 184,4 *Н∙м*

где ηз = 0,97 – кпд цилиндрической зубчатой передачи, ηп = 0,99 – кпд одной пары подшипников качения.

Лист

5

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

Вращающий момент на тихоходном валу

Т3 = Т2 ∙ *uч*∙ ηч ∙ ηп = 184,4 ∙ 9,6 ∙ 0,75 ∙ 0,99 = 1314,4 *Н∙м*

где ηч = 0,75 – кпд червячной передачи.

## 1.4. Определение мощностей на валах

 = 10,89 *кВт*

N2 = N1 ∙ ηц ∙ ηпк – Nот = 10,89 ∙ 0,99 ∙ 0,97 – 1,9 = 8,55 *кВт*

N3 = N2 ∙ ηч ∙ ηп = 8,55 ∙ 0,75 ∙ 0,99 = 6,35 *кВт*

## 2. Расчет цилиндрической зубчатой передачи

## 2.1. Выбор материала колес

Лист

6

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

Материал колеса - сталь 40, Твердость колеса – 193НВ.

Термическая обработка шестерни – улучшение, выбираем материал сталь 40У. Твердость шестерни 285,5НВ.

## 2.2. Определение допускаемых контактных напряжений и напряжений изгиба

Допускаемые контактные напряжения [σ]Н для шестерни и колеса [2]:

[σ]Н = ,

где σНlim – предел контактной выносливости, ZN  - коэффициент долговечности, SH – коэффициент запаса прочности.

SH = 1,1

[σ]Н = = 441,36 МПа

Допускаемые напряжения изгиба [σ]F зубьев шестерни и колеса [2]:

[σ]F = ,

где σFlim = 1,8 – предел выносливости зубьев при изгибе, SF – коэффициент запаса прочности.

[σ]F =  = 246,1 МПа

## 2.3. Проектный расчет

Межосевое расстояние

Предварительное значение межосевого расстояния *aw*′, мм [1]

где Т2 – вращающий момент на колесе, Н∙м; *u* – передаточное число быстроходной ступени, K = 310 – для прямозубых передач, ψba = 0,315 – коэффициент ширины, выбираемый в зависимости от положения колес относительно опор.

Окружная скорость

Назначаем степень точности 8 ([1], табл. 2.5).

*KH = KHβ ∙ Kv*

 = 

Лист

7

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

*x* = 0,74

где KHβ0 - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки в начальный период работы;

*KHβ0 =* 1,2;

*KHβ =* 1,2(1-0,74)+0,74 = 1,05;

*Kv =* 1,28

*KH =* 1,05 *∙* 1,28 = 1,344

Так как выпуск крупносерийный, округляем до ближайшего большего стандартного значения = 100 мм.

Ширина колеса

b2 = ψba ∙ = 0,315 ∙ 100 = 31,5 мм

принимаем b2 = 32 мм

*Модуль передачи*

*m* = (0,01 – 0,02) = (0,01 – 0,02) ∙100 = 1 – 2

принимаем

*m* = 1,5

*Суммарное число зубьев*

Суммарное число зубьев

= 134

Принимаем zs = 134

Число зубьев шестерни и колеса

*=* 39

z2 = zs – z1 = 134 – 39 = 95

*Диаметры колес*

Делительные:

= 58,5 мм

= 142,5 мм

Проверка



Окружностей вершин и впадин

*da1 = d1 + 2m* = 58,5 + 2 ∙ 1,5 = 61,5 мм

*df1 = d1 – 2,5m* = 58,5 – 2,5 ∙ 1,5 = 54,75 мм

*da2 = d2 + 2m* = 142,5 + 2 ∙ 1,5 = 145,5 мм

*df2 = d2 – 2,5m* = 142,5 – 2,5 1,5 = 132,75 мм

## 2.4. Проверочный расчет

*Проверка зубьев по контактным напряжениям*

Расчетное значение контактного напряжения



Лист

8

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

*Zσ* = 310 для прямозубых передач

=1,373

 МПа



*Силы в зацеплении*

Окружная

Ft =  = 619 Н

Радиальная

Fr =  = 225,3 Н

Нормальная

*Проверка зубьев по напряжениям изгиба*

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса

где *Y* – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений и определяемые по таблице в зависимости от приведенного числа зубьев; *Yβ* – коэффициент, учитывающий угол наклона зуба в косозубой передаче; *Yε* – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев.

*KF = KFβ ∙ Kv*

 = 

*x* = 0,74

где KFβ0 - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки в начальный период работы;

*KFβ0 =* 1,08;

*KFβ =* 1,08(1-0,74)+0,74 = 1,02;

*Kv =* 1,78

*KF =* 1,04 *∙* 1,78 = 1,851

Y = 3,7

## 3. Расчет червячной передачи

## 3.1. Выбор материала червяка и червячного колеса

Лист

9

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

Червяк: сталь 45. σЧ= 193 МПа.

Скорость скольжения

*v*ск = = 4,13 м/с

материал зубчатого венца червячного колеса назначаем алюминиево-железистую бронзу БрЛАЖМц -66-6-3,2 с отливкой в кокиль

σв = 400 МПа.

## 3.2. Определение допускаемых контактных напряжений и напряжений изгиба

*Допускаемые контактные напряжения*

[σ]Н = [σ]Н0 – 25vск,

где [σ]Н0 = 250 МПа

[σ]Н = 250 – 25 ∙ 4,13 = 146,75 МПа

*Допускаемые напряжения изгиба*

[σ]F = КFL ∙ [σ]F0

[σ]F0 = 0,25σT + 0,08σВ = 0,25∙193 + 0,08∙400 = 80,25 МПа

– исходное допускаемое напряжение

[σ]F = 0,84 ∙ 80,25 = 67,41 МПа

## 3.3. Проектный расчет

*1. Межосевое расстояние*



Кβ = 1,155

 = 158,2 мм

принимаем стандартное значение  мм

*Основные параметры червячной передачи*

z1 = 2 - число заходов червяка (при u =15)

z2 = z1 ∙ u = 2 ∙ 15 = 30 – число зубьев колеса

Модуль

Принимаем стандартное значение m = 8 мм

Коэффициент диаметра червяка q = 10

*Размеры червяка и колеса*

d1 = qm = 10∙8 = 80 мм – делительный диаметр червяка

da1 = m(q + 2)= 8(10 + 2) = 96 мм – диаметр вершин

df1 = m(q – 2,4) = 8(10 – 2,4) = 60,8 мм – диаметр впадин

d2 = z2 ∙ m = 30 ∙ 8 = 240 мм – делительный диаметр колеса

da2 = m(z2 + 2) = 8(30 + 2) = 256 мм – диаметр вершин

Лист

10

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

df2 = m(z2 – 2,4) = 8(30 – 2,4) = 220,8 мм – диаметр впадин

b1 = (11+0,06 z2 )m=(11+0.06.30).8 =90 мм – длина нарезанной части

b2 = 0,75da1 = 0,75 ∙ 96 = 72 мм – ширина венца колеса

## 3.4. Проверочный расчет

Скорость скольжения в зацеплении

Расчетное напряжение

,

*КН = КHv ∙ KHβ* – коэффициент нагрузки

*КHv* = 1

*KHβ* =  - коэффициент концентрации нагрузки,

где θ = 72 – коэффициент деформации червяка,

*x* = 0,74 – коэффициент, учитывающий влияние режима работы передачи на приработку зубьев червячного колеса и витков червяка

*KHβ* =  = 1,155

*КH* = 1,155

*Силы в зацеплении*

Окружная на колесе и осевая на червяке



Окружная на червяке и осевая на колесе



Радиальная



Нормальная

*Проверка зубьев колеса по напряжениям изгиба*



где *КF* = 0,98 – коэффициент нагрузки,

Лист

11

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

Y – коэффициент формы зуба

 => Y = 1,76

 = 10,04 МПа < [σ]F

## 4. Эскизное проектирование

Лист

12

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

## 4.1. Определение опорных реакций валов

*Реакции опор первого вала*

Суммарная реакция опор

*Реакции опор второго вала*

Реакция четвертой опоры

Реакция третьей опоры

Для горизонтальной плоскости

Суммарная реакция опор

Реакция четвертой опоры вдоль вала

*Опорные реакции третьего вала*

Для горизонтальной плоскости

Суммарная реакция опор

Лист

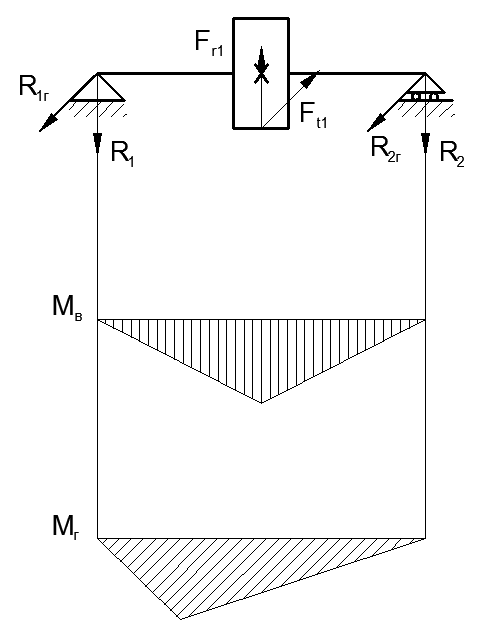
13

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

Реакция вдоль третьего вала

## 4.2. Проектные расчеты валов

*Быстроходный вал*

**

Вертикальная плоскость

Горизонтальная плоскость

*-* коэффициент концентрации напряжений

Лист

14

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

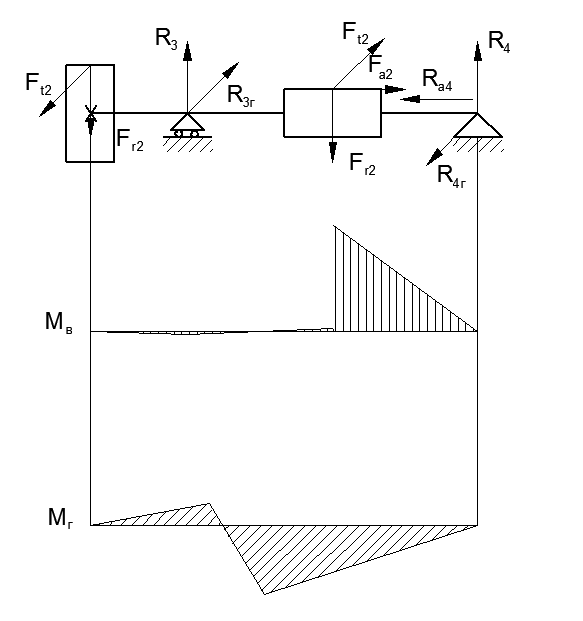
*n* – коэффициент запаса прочности

принимаем d = 27 мм в соответствии с диаметром вала электродвигателя

dП1 = d1 + 6…8 = 22+ 6…8 = 30 мм

принимаем dП = 30 мм – диаметр под подшипники

*Промежуточный вал*

**

Вертикальная плоскость

Горизонтальная плоскость

Лист

15

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

Лист

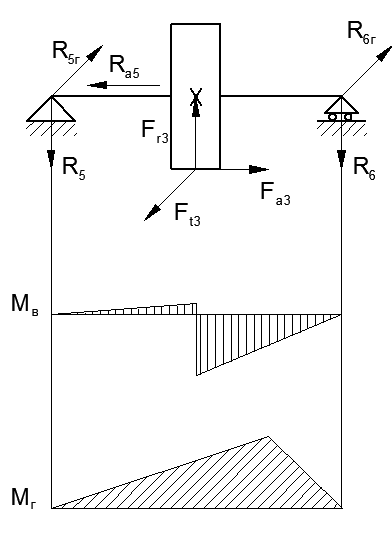
16

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

принимаем d = 35 мм

dП2 = 35 мм – диаметр под подшипники

*Тихоходный вал*

**

Вертикальная плоскость

Горизонтальная плоскость

Лист

17

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

принимаем d = 40 мм

принимаем dП = 40 мм – диаметр под подшипники

## 4.3. Расчет на усталостную прочность

*Быстроходный вал*

,

где и - предел выносливости материала вала при симметричных циклах изгиба и кручения; - предел выносливости.

где и - эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении; и - масштабные факторы для нормальных и касательных напряжений; и и - соответственно амплитуды и средние значения нормальных и касательных напряжений; и - коэффициенты, учитывающие соотношения предела выносливости при симметричном и пульсирующем циклах нагружения.

Общий коэффициент запаса прочности

Прочность обеспечена.

*Промежуточный вал*

Общий коэффициент запаса прочности

Прочность обеспечена.

*Тихоходный вал*

Общий коэффициент запаса прочности

Прочность обеспечена.

# 

# 4.4. Подбор подшипников.

Лист

18

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

*Быстроходный вал*

d = 20 мм; n = 2925 мин-1; температурный коэффициент КT = 1; коэффициент безопасности КБ = 2.

Подшипники шариковые радиальные

Предварительно выбираем подшипники 106 ГОСТ 8338-75

d = 30 мм; D = 55 мм; Cr = 9,36 кН; Cr0 = 4,5 кН, α = 0

Коэффициент осевого нагружения

 > e = 0,214 => принимаем коэффициенты x = 1; y= 0

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

Qпр = (VXFr1 + YFa1) ∙ KT ∙ KБ = (1 ∙ 329,4 + 0) ∙2∙1 = 658,8 Н

Расчетный ресурс подшипника

Lр = .

Подшипники пригодны.

*Промежуточный вал*

Исходные данные:

dп = 50 мм; n = 1198,8 мин-1; коэффициент вращения V =1; температурный коэффициент КT = 1; коэффициент безопасности КБ = 2.

Схема установки подшипников: правая опора фиксирующая, левая плавающая.

*Фиксирующая опора*

Принимаем 2 шариковых радиально-упорных подшипника №36210 (ГОСТ 333-79)

d = 50 мм; D = 90 мм; Сr = 76 кН; С0r = 61,5 кН; α = 15°.

Для комплекта из двух подшипников грузоподъемность

СrΣ = 1,714Cr = 1,714 ∙ 76 = 130 кН

С0rΣ = 2C0r = 2 ∙ 61,5 = 123 кН

е = 0,3

 > e = 0,3 => принимаем коэффициенты x = 0,74;   
y = 1,84

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

Qпр = (VXFr1 + YFa1) ∙ KT ∙ KБ = (0,74 ∙2034,4+ 1,84 ∙ 5325) ∙1,4∙1 = 15824 Н

Расчетный ресурс подшипника

Lр = .

Подшипники пригодны.

*Плавающая опора*

Принимаем шариковый подшипник радиальный №210(ГОСТ 8338-75)

d = 35 мм; D = 72 мм; Сr = 31,9 кН; С0r = 17,6 кН; α =0°.

Лист

19

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

Qпр = Fr1 ∙ KT ∙ KБ = 1,93∙2∙1 = 3860 Н

Расчетный ресурс подшипника

Lр = .

Подшипник пригоден.

*Тихоходный вал*

Исходные данные:

dп = 90 мм; n = 80 мин-1; коэффициент вращения V =1; температурный коэффициент КT = 1; коэффициент безопасности КБ = 1,5.

Предварительно выбираем роликоподшипники конические №7518 (ГОСТ 333-75)

d = 90мм; D = 160 мм; Cr = 30,8 кН; Cr0 = 17,8 кН, α = 0°.

е = 0,19

 > e = 0,19 => принимаем коэффициенты x = 0,56;   
y = 2,3

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

Qпр = (VXFr1 + YFa1) ∙ KT ∙ KБ = (0,56 ∙3500+ 2,3 ∙ 1434) ∙1,5∙1 = 8100 Н

Расчетный ресурс подшипника

Lр = .

Подшипники пригодны.

## 4.5. Конструирование зубчатых колес, червяка и червячного колеса

*Шестерня первого вала*

Исполнение – за одно целое с валом (вал-шестерня)

*Червяк*

Заодно с валом (вал-червяк)

Фаска

f = 0,8m = 0,8 ∙ 8 = 6,4 мм

α = 20°.

*Червячное колесо*

Т.к. выпуск крупносерийный, применяем наплавленный венец.

Диаметр ступицы

dст = 1,7d = 1,7 ∙ 35= 59,5 мм

lст = 1,4d = 1,4 ∙ 35= 49 мм

## 4.6. Расчет основных размеров корпусных деталей и крышек

Толщина стенки корпуса редуктора

;

Лист

20

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ



Принимаем *δ*  = 8 мм.

Зазор между поверхностью колес и внутренней поверхностью корпуса а = 10мм.

Радиусы скруглений

r = 0,5δ = 0,5 ∙ 8 = 4 мм внутренних

R = 1,5δ = 1,5 ∙8 = 12 мм внешних

Диаметр фундаментальных болтов:

Принимаем винты М20

Диаметр болтов у подшипников:

Принимаем винты М12

Диаметр болтов соединяющих корпус с крышкой:

Принимаем винты М10

Диаметр болтов крепящих крышку подшипников:

Принимаем винты М8

## 5. Выбор смазочных материалов и системы смазывания

Для смазывания передач применяем картерную систему. В корпус редуктора заливают масло так, чтобы венцы колёс и витки червяка были в него погружены. Колёса при вращении увлекают масло, разбрызгивая его внутри корпуса. Масло попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть.

Лист

21

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

Глубину уровня масла принимают

где *B* и *L* – длинна и ширина масляного картера.

Также для смазывания подшипников используется манжетные уплотнения. Манжету устанавливают открытой стороной внутрь корпуса. К рабочей кромке манжеты в этом случае обеспечен хороший доступ смазочного масла.

Поскольку в процессе работы масло постепенно загрязняется, его необходимо периодически менять. Для замены масла в корпусе предусмотрена сливная пробка с конической резьбой.

Выбранный сорт масла И-Г-С-220 ТУ 38 101413-78360-78 подходит

# 

## 6. Подбор соединительных муфт

Лист

22

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

Для соединения вала электродвигателя с входным валом редуктора целесообразно применить муфты с резиновыми упругими элементами. Размер муфты по заданному моменту подбирают из справочника [3].

Для соединения электродвигателя с входным валом редуктора принимаем муфту упругую втулочно-пальцевую ГОСТ 21424 – 75.

Для выбранной муфты принимаем радиальное смещение валов Δ = 1 мм.

## Библиографический список

Лист

23

ДМ 05.04.1.00.00.ПЗ

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие для студ. высш. учеб. заведений. – 7-е изд., перераб. и доп. – М.: «Высшая школа», 2001. – 447 с.

2. С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев и др. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для втузов, М: «Машиностроение», 1984. – 560 с.

3. Байков Б.А. и др. Детали машин: Атлас конструкции: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов, М: «Машиностроение», 1992. – 352 с.

4.Составление спецификаций изделий: методические указания/ сост Н.М.Михайлов, В.А.Лашков.- Казань: Издат-во Казан. гос. технол.ун-та, 2008-32с.