**Задание на проектирование**

Мощность на ведомом валу Р = 2 кВт;

Частота вращения ведомого вала n= 45 об/мин;

Тип ременной передачи – плоскоременная;

Режим работы - легкий; клиновый

Коэффициент использования передачи:

в течение года – *K*г = 0,9

в течение суток – *K*с = 0,6

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

3

Cрок службы передачи в годах L= 5 лет

Продолжительность включения ПВ=25%.

Тип привода – нереверсивный

1. **Выбор электродвигателя и расчет основных параметров привода**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

4

* 1. Расчет требуемой мощности

Требуемая мощность электродвигателя по формуле:



где *P* - мощность на валу станка, *P*= 2 кВт;

η0б – общий КПД привода,

Общий КПД привода по формуле [1, с.27]



где ηп= 0,99 – КПД пары подшипников [1, табл. П.2];

ηз. = 0,98 – КПД зубчатой передачи [1, табл. П.2]

ηр.п. = 0,96 – КПД ременной передачи [2, табл. 1.1]

Тогда кВт.

* 1. Выбор электродвигателя

По требуемой мощности выбираем асинхронный электродвигатель [1, табл. П1] с ближайшей большей стандартной мощностью Рэ=5,5 кВт 132S6, с синхронной частотой вращения nс=1000 об/мин и скольжением S=2,7%.

Частота вращения вала двигателя [1, с.28]:



1.3. Общее передаточное число и передаточные числа ступеней

Общее передаточное число привода [1, с.28]:

,

где *nв*– частота вращения вала станка, *nв*=45 мин-1.

Общее передаточное число привода можно представить и как произ­ведение:

U = Uр Uр.п.;

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

5

где Uр, Uр.п. – передаточные числа редуктора и ременной передачи соответственно.

Принимаем  [1, табл.7.1], тогда 

1.4. Частоты вращения валов

Вал двигателя:

973 об/мин;

Входной вал редуктора:

;

Выходной вал редуктора:



1.5. Мощности, передаваемые валами

Вал двигателя:

Р1=Ртр= 2,16 кВт

Ведущий вал:

Р2 = Ртрηр.п. ηп =2,16∙0,96 ∙0,99 = 2,05 кВт

Выходной вал редуктора:

Р3 = Р2 ηзηп =2,05∙0,98∙0,99 =2 кВт;

1.6. Крутящие моменты на валах

# Вал двигателя:

# ;

# Ведущий вал:

# ;

# Выходной вал:

# ;

1. **Расчет зубчатой передачи**

2.1 Выбор материалов зубчатых колес и способов термообработки

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

6

Определяем размеры характерных сечений заготовок. Шестерню изготавливаем в виде вал-шестерни.

Диаметр заготовки шестерни [1, с.5]:



Ширина заготовки шестерни [1, с.5]:



Диаметр заготовки колеса равен [1, с.7]:



Выбираем для колеса и шестерни [1, табл.1.1] - сталь 45 с термообработкой - улучшение. Твердость поверхности зуба шестерни 269…302. Средняя твердость колес НВ1=0,5(269+302)=286. Твердость поверхности зуба колеса 235…262. Средняя твердость колес НВ2=0,5(235+262)=249.

2.2. Расчет допускаемых напряжений

Допускаемые контактные напряжения [1, с.7]:

,

где - предел контактной выносливости, МПа

 - коэффициент долговечности;

- коэффициент безопасности,  [1, табл. 2.1].

Пределы контактной выносливости [1, табл. 2.1]:

,





Коэффициент долговечности [1, с.8]:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

7

,

где NHO1 =33,2⋅106 , NHO2 =16,5⋅106 – базовое число циклов [1, табл. 1.1];

NHE – эквивалентное число циклов перемены напряжений [1, с.8]:

,

где μh - коэффициент эквивалентности, μh=0.180 [1, табл. 3.1]

- суммарное число циклов нагружения за весь срок службы передачи.

При постоянной частоте вращения [1, с.9]:



где n – частота вращения колеса;

с – число зацеплений за один оборот колеса

th – время работы передачи, ч;

Суммарное время работы передачи в часах

*th*= 365*L*24*K*г*К*сПВ =365⋅6⋅24⋅0,9⋅0,6⋅0,25=7096 ч.

, 

, 



Вычислим 

Допускаемые контактные напряжения:





Допускаемые напряжения изгиба [1, с.9]:

,

где - предел изгибной выносливости, МПа

 - коэффициент долговечности;

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

8

 - коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки,  [1, табл. 4.1].;

- коэффициент безопасности,  [1, табл. 4.1].

Предел изгибной выносливости [1, с.9]:







Коэффициент долговечности [1, с.9]:

,

где NFO1,2 =4⋅106 – базовое число циклов [1, c. 10];

NFE – эквивалентное число циклов перемены напряжений [1, с.10]:

,

где μF - коэффициент эквивалентности, μF=0,065 [1, табл. 3.1]

, 

, 

Так как , то коэффициенты долговечности КFL1=1, KFL2=1.

Допускаемые напряжения изгиба:





2.3. Проектный расчет передачи

Межосевое расстояние определяем из расчета на выносливость по контактным напряжениям [1, с.11]:



где Ка =450 – для прямолинейной передачи;

Т2 – крутящий момент на шестерне, Нм;

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

9

Кн – коэффициент контактной нагрузки; Так как размеры передачи неизвестны, то предварительно зададим КН=1,2;

ψba – коэффициент ширины колеса, ψba =0,315, т.к. колеса расположены симметрично относительно опор [1, с. 12].

.

Округляем до ближайшего большего стандартного значения: 

Рекомендуемый диапазон для выбора модуля [1, с. 12]:

m = (0.01 – 0.02) аω=2….4 мм. Принимаем m=2,5 мм.

Сумма зубьев шестерни и колеса [1, с. 13]:

ZC = ; Округлим до ближайшего целого числа Zc=129.

Число зубьев шестерни [1, с. 13]:

Z1= . Принимаем Z1=26.

Число зубьев колеса [1, с. 13]:

Z2 = ZC – Z1=129-26=103

Фактическое передаточное число:

. при u4,5 отличие фактической передачи от номинального должно быть не более 2,5%

Рабочая ширина зубчатого венца, равная ширине венца колеса:

bω = b2 = ψba . аω= 0.315 . 161 =50,71мм. Примем b2=51 мм.

Ширина венца шестерни принимается на 2…5 мм больше чем ширина колеса:

b1 =51+5=56 мм.

Делительные диаметры [1, с. 14]:

Шестерни: d1 = m . Z1 =2,5 . 26=65 мм.

колеса: d2 = m . Z2 = 2 ,5. 103=257,5 мм.

Диаметры вершин зубьев [1, с. 14]:

шестерни: da1 = d1 + 2m =65+ 2 . 2,5 =70 мм.

колеса: da2 = d2 + 2m = 257,5 + 2 . 2,5 = 262,5 мм.

Диаметры впадин зубьев [1, с. 14]:

шестерни: df1 = d1 – 2,5m(1,25-x1) =70– 2,5 . 2(1,25-0) =63,75 мм.

колеса: df2= d2 – 2,5m(1,25-x2) = 262,5– 2,5 . 2(1,25-0)= 256,25 мм.

Окружная скорость зубчатых колёс [1, с. 14]:

V = ;

Для полученной скорости назначим степень точности передачи nст=8, т.к. 9 степень точности для закрытых зубчатых передач применять не рекомендуется.

2.4. Проверочный расчет передачи

Условие контактной прочности [1, с. 15]:

,

где Zσ=9600 [1, с. 15];

Кн – коэффициент контактной нагрузки.

Коэффициент контактной нагрузки [1, с. 12]:

,

где КНα - коэффициент распределения нагрузки между зубьями [1, с. 15];

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

10

КНβ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий [1, с. 15];

КНv – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения;  [1, табл. 10.1].



где А=0,06 для косозубых передач [1, с. 15];

Кw – коэффициент, учитывающий приработку зубьев.

При НВ<350 [1, с. 15]:

,

где V – окружная скорость в зацеплении.

тогда 





где - коэффициент неравномерности распределения нагрузки в начальный период работы. Для его определения найдем коэффициент ширины венца по диаметру [1, с. 15]:



Тогда  [1, табл. 9.1]





 мПа

=100=100

Условие изгибной прочности

В зубьях шестерни [1, с. 16]:

,

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

11

В зубьях колеса [1, с. 16]:



где YFS – коэффициент формы зубы [1, с. 17];

КF – коэффициент нагрузки при расчете по напряжениям изгиба [1, с. 18];





где Zw – эквивалентное число зубьев [1, с. 17],

Коэффициент нагрузки

,

где КFα - коэффициент, учитывающий влияние погрешностей изготовления колес на распределение нагрузки между зубьями [1, с. 18];

КFβ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений у основания зубьев по ширине зубчатого венца [1, с. 18];

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

12

КFv– коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения [1, с. 18];

KF=1 – для прямозубых передач











Недогрузка по контактным напряжениям не регламентируется.

Условия изгибной прочности передачи выполняются, поскольку σ*F*1[σ*FP*1] иσ*F*2[σ*FP*2].

Силы в зацеплении:

Окружная [1, с. 18]:



Радиальная [1, с. 18]



**3. Расчет ременной передачи**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

13

Диаметр ведущего шкива:

Выбираем δ=2,8 мм,  . Примем d1=334 мм

Число смен работы передачи в течение суток *n*c=3.

1. Диаметры шкивов

Диаметр ведомого шкива равен:

*d*2=*u**d*1=3,58(1-0,015)334=1177 мм.

После округления получим: *d*2= 1180 мм.

2. Фактическое передаточное число

*u*ф=

3. Предварительное значение межосевого расстояния

>2 (*d*1+*d*2)=2(334+1177)=1511 мм.

4. Расчетная длина ремня

*L=2*+0.5(*d*1+*d*2)+=

Округлим до ближайшего числа из ряда:

*L*= 5500 мм.

После выбора *L* уточняем межосевое расстояние





Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

5 Угол обхвата на ведущем шкиве

= -57 = 

6. Скорость ремня

*V* = =

7. Окружное усилие равно



8. Частота пробегов ремня



где к0 – допускаемая приведенная удельная окружная сила. к0=1,6 МПа [3, табл. 5.1];

Сα - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата ремнем меньшего шкива, Сα=0,94

Сv – коэффициент, учитывающий влияние скорости ремня, Сv=1,04;

Ср – коэффициент, учитывающий влияние режима работы, Ср=0,9;

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

14

СΘ - коэффициент, учитывающий расположение передачи; СΘ =1;

Сd – коэффициент влияния диаметра меньшего шкива; Сd =1,2;

СF =0,85 – коэффициент неравномерности нагрузки между нитями плоского ремня.



10. Ширина ремня:



11. Площадь поперченного сечения ремня:



Округляем до стандартного значения: b=160 мм.

Стандартное значение ширины шкива. В=180 мм.

12. Сила предварительного натяжения ремня:

*F*0 =Aσ0

где σ0 – предварительное натяжение, σ0 =2МПа [3, табл. 5.1]

F0=378⋅2=756 H

13. Силы натяжения ветвей ремня:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

15

9





14. Сила давление ремня на вал:

*Fв*= 2F0  sin=2⋅756⋅sin(145.35/2)=1436Н

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

9

15. Проверочный расчет:

Максимальные напряжения в сечении ведущей ветви:



где σ1 – напряжение растяжения:



σи – напряжение изгиба:



σv – напряжение от центробежных сил:

,

где ρ - плотность материала ремня: ρ =1100 кг/м3 [3, с.81]



 для плоских ремней.

**4. Расчет и проектирование валов**

4.1. Проектный расчет валов

На первом этапе конструирования вала определяют диаметр опасного сечения вала из расчета на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Ведущий вал.

Диаметр выходного конца вала [1, с. 108]:

,

где [τк] – пониженные допускаемые напряжения на кручение, [τк]=25 МПа.



Примем dв1=16 мм.

Длина посадочного конца вала:



Диаметр вала под уплотнение:



Диаметр вала под подшипники:

. Предварительно назначаем подшипник радиальный однорядный средней серии 207: d=35 мм, В=17 мм, D=72 мм.

Шестерню выполняем за одно целое с валом.

Выходной вал.

Диаметр выходного конца вала

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

16





Примем dв2=45 мм.

Длина посадочного конца вала:



Диаметр вала под уплотнение:



Диаметр вала под подшипник

 Предварительно назначаем подшипник радиальный однорядный легкой серии 208: d=45 мм, В=19 мм, D=85 мм.

Диаметр вала под колесом



Диаметр буртика у колеса:



4.2. Эскизная компоновка и составление расчетных схем валов

Конструктивные размеры зубчатых колес

Ведущий вал: Шестерню выполняем за одно целое с валом; размеры: d1 =65 мм; dal =70 мм; df1=63,75 мм; b1 = 56 мм.

Выходной вал: колесо косозубое.

Размеры колеса: d2 = 257,5 мм; da2 = 262,5 мм; df2=252,25 мм; b2 =51 мм.

Диаметр ступицы dст = l,55dк2=1,55⋅60=93 мм; длина ступицы

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

17

lст =1,2⋅60=72мм.

Толщина обода А1 = (5…6)m= (5…6)2=10…12 мм, принимаем А1 =10 мм.

Толщина диска е = 0,3 b2 = 0,3⋅ 51 = 15 мм.

Размеры отверстий: d0=0.25(da-2A1-dcт)=0,25(262,5-2⋅10-93)=37 мм.

Диаметр центровой окружности: D0=0.5(da-2A1+dcт)=0,5(262,5-2⋅10+100)=171 мм.

Фаска отверстий С3=2 x 45o.

Размер фаски зубчатого венца С1=0,5m=1 мм.

Размер фаски С2=2 мм.

Радиус скруглений R=7 мм.

Расчетные схемы валов



Рис. 3. Конструкция и расчетная схема ведущего вала.

На рисунке 5 представлена расчетная схема ведомого вала.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

18

9



Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

19

Рис. 5. Расчетная схема ведомого вала.

4.3. Определение опорных реакций

Ведущий вал

Исходные данные:

; Ft1=2048 Н, Fr1=745 Н, T1=21.2 Нм, d1=65 мм.

Определим реакции опор ведущего вала (рис. 2).

Вертикальная плоскость:

 



 



Проверка: 

Реакции найдены правильно.

Горизонтальная плоскость.

 



 

Проверка: 

Реакции найдены верно.

Суммарные реакции:



Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

20



Исходные данные:

, Ft2=2048 Н, Fr2=745 Н, T2=205 Нм, d2=208 мм.

Определим реакции опор ведомого вала (рис. 5).

Вертикальная плоскость:

 



 



Проверка: 

Реакции найдены правильно.

в горизонтальной плоскости:

 









Проверка:

Суммарные реакции:





4.4. Уточненный расчет валов

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

21

4.4.1. Ведущий вал

В качестве опасных рассмотрим сечения, в которых действуют наибольшие изгибающие моменты и имеются концентраторы напряжений. Из рис.3 это – посадка подшипника В на вал с натягом. Материал вала – сталь 45 улучшенная, σв=890 МПа.

В сечение действуют: изгибающий момент , крутящий момент Т=43 Нм.

Осевой момент сопротивления:



Полярный момент сопротивления:



Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

22

Определение напряжений:

Амплитуда и среднее значение отнулевого цикла [1, с.112]:



Амплитуда нормальных напряжений [1, с.112]:

,



Пределы выносливости:

 - для углеродистых сталей [1, с.110].



 - для углеродистых сталей [1, с.110].



Эффективные коэффициенты концентрации напряжений и коэффициенты влияния размера поперечного сечения:

Для посадки с натягом Кσ /εσ=3,4; Кτ/ετ=2,05 [табл. 7.5]

Поверхность получена чистовым точением (параметр шероховатости Ra=0,8) KF =1,2 [1, табл. 5.5]; участок вала без упрочнения Kv =1.

Коэффициенты чувствительности к ассиметрии цикла

; 

Коэффициенты перехода пределов выносливости образца к пределам выносливости детали:



,

Коэффициенты запаса прочности.

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям изгиба

,

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

23

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

,

Общий коэффициент запаса прочности:



Усталостная прочность вала в сечении обеспечена.

Большой коэффициент запаса прочности получился из-за увеличения диаметра хвостовика вала для соединения с валом двигателя муфтой и, следовательно, диаметра вала под подшипник

* 1. Ведомый вал

В качестве опасных рассмотрим сечения, в которых действуют наибольшие изгибающие моменты и имеются концентраторы напряжений. Из рис.5 – это посадка подшипника А на вал с натягом. Материал вала – сталь 45, σв=780МПа

В сечение действуют: изгибающий момент , крутящий момент Т=204 Нм.

Геометрические характеристики сечения:

Осевой момент сопротивления:



Полярный момент сопротивления:



Амплитуда и среднее значение отнулевого цикла [1, с.112]:



Амплитуда нормальных напряжений [1, с.112]:

,

Пределы выносливости:

 - для углеродистых сталей [1, с.110].



 - для углеродистых сталей [1, с.110].



Эффективные коэффициенты концентрации напряжений и коэффициенты влияния размера поперечного сечения.

Для посадки с натягом Кσ /εσ=4,3; Кτ/ετ=2,5 [табл. 7.5]

Поверхность получена чистовым точением (параметр шероховатости Ra=0,8) KF =1,2 [1, табл. 5.5]; участок вала без упрочнения Kv =1.

Коэффициенты чувствительности к ассиметрии цикла

; 

Коэффициенты перехода пределов выносливости образца к пределам выносливости детали



,

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям изгиба

,

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

24

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

,

Общий коэффициент запаса прочности:



Усталостная прочность вала в сечении обеспечена.

**5. Выбор подшипников качения**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

25

5.1. Ведущий вал

Первоначально приняты подшипники №207 со следующими параметрами: С0=13,7кН, С=25,5 кН. По расчету опорные реакции равны: , . Расчет ведем для наиболее нагруженного подшипника В.

Эквивалентная динамическая нагрузка [1, с.124]:

,

где Кб=1,3 – коэффициент безопасности [1, табл. 1.6]

КТ=1,0 – температурный коэффициент; при температуре подшипникового узла *T* <105;

V=1,0 – коэффициент вращения (вращается внутреннее кольцо);

Х – коэффициент радиальной нагрузки;

Y – коэффициент осевой нагрузки, у=0 – осевая сила отсутствует.



Долговечность подшипника [1, с.123]:

,

где m=3 для шарикоподшипников.

Частота вращения 



Согласно ГОСТ Р50891-96 для подшипников зубчатых редукторов должно выполняться условие Lh≥10000 ч.

Выбранный подшипник №207 удовлетворяет ГОСТ Р50891-96.

5.2. Ведомый вал

Первоначально приняты подшипники №209 со следующими параметрами: С0=18,6 кН, С=33,2кН. По расчету опорные реакции равны: , . Расчет подшипников ведем по более нагруженной опоре А.



Долговечность подшипника [1, с.123]:



Выбранный подшипник №209 удовлетворяет заданным условиям работы.

**6. Проверка шпонок на смятие**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

26

Материал шпонок — сталь 45 нормализованная.

Расчет призматических шпонок на смятие по формуле [1, с.168]:

,

где l – длина шпонки, мм;

b – ширина шпонки, мм;

h – высота шпонки, мм;

t1 – глубина паза на валу, мм.

Допускаемые напряжения смятия для стальных ступиц при нереверсивном приводе [σcм]=120 МПа.

Ведущий вал: Шпонка на выходном конце вала d=28 мм. Подбираем шпонку 8х7х36 ГОСТ 23360-78 (t1=4 мм). Т1=43 Нм.



Выбранная шпонка удовлетворяет условиям.

Ведомый вал: шпонка под колесом d=50 мм. Шпонка 14х9х50 ГОСТ 23360-78 (t1 =5,5 мм). Т2=205 Нм.



Выбранная шпонка удовлетворяет условиям.

Шпонка на выходном конце вала d=38 мм. Шпонка 10х8х56 (t1 = 5 мм)..

Выбранная шпонка удовлетворяет условиям.

**7. Определение размеров корпуса редуктора**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

27

Для удобства монтажа деталей корпус обычно выполняют разъёмным. Плоскость разъёма проходит через оси валов и делит корпус на основание (нижнюю часть) и крышку (верхнюю часть).

Толщина стенок корпуса редуктора:

. Примем 

Диаметр фундаментных болтов для крепления редуктора к раме:

. Принимаем болт М18.

Диаметр болтов крепления крышки корпуса к основанию:

- у подшипников . Принимаем болт М14.

- на фланцах . Принимаем болт М10.

Размеры отверстий, диаметры зенковок или бобышек для болтов в таблице 1.

Таблица 1 – Размеры элементов корпуса редуктора

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Диаметр резьбы болта | | |
| М10 | М14 | М18 |
| a | 15 | 19 | 23 |
| B | 28 | 37 | 44 |
| d0 | 11 | 15 | 19 |
| D0 | 20 | 27 | 34 |

Толщина ребер жесткости С=8 мм. Толщина лапы h=2.5δ=20 мм, толщина фланца h1=1,6δ=14 мм.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

28

Расстояние от внутренней стенки корпуса до края лапы:



Расстояние от внутренней стенки корпуса до оси фундаментного болта:



Ширина фланцев у подшипников

, где t=4 мм – высота бобышки.

Расстояние от внутренней стенки корпуса до оси болта:



Ширина боковых фланцев 

Расстояние от внутренней стенки корпуса до оси болта:



Расстояние от головки болта крепления крышки подшипника до границы хвостовика вала у=6.

Толщина ребра жесткости С=(0,85…1)δ=6,8…8 мм. Примем С=8 мм.

Толщина лапы h=2.5δ=20 мм.

Толщина фланца h1=1.6δ=13 мм.

Расстояние от окружности вершин зубчатого колеса до стенки корпуса редуктора f=1,2δ=9,6 мм. Примем f=10 мм.

**8. Смазка**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

29

Смазка зубчатой передачи осуществляем окунанием колеса в масляную ванну. Минимальная глубина погружения тихоходного колеса в масляную ванну hmin=2m=4мм. Максимальная глубина погружения не должна превышать половины радиуса зубчатого колеса.

При контактных напряжениях 498 МПа и скорости v=1,65 м/с рекомендуемая вязкость масла должна быть равна 28⋅10-6 м2/с. Выбираем масло И-Г-А-32.

Для смазки подшипников применяем то же масло.

## **9.** **Библиографический список**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

30

1. Баранов Г.Л. Расчет деталей машин: учеб.пособие – 2-е изд. Перераб. И доп.-Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2007. 222 с.
2. Дунаев П. Ф. Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие. Изд. 5-е, перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1988. 447 с.
3. А.Е. Шейнблит. Курсовое проектирование деталей машин. Учеб пособие для техникумов. - М.: Высш. шк., 1991 – 432 с.