З А Д А Н И Е

Спроектировать привод.

В состав привода входят следующие передачи:

1 - червячная передача.

Мощность на выходном валу Р = 4 кВт.

Частота вращения выходного вала n = 74 об./мин.

Коэффициент перегрузки Кп = 1,2.

Коэффициент годового использования Кг = 0,65.

Коэффициент использования в течении смены Кс = 0,7.

Срок службы L = 5 лет.

Число смен S = 2.

Продолжительность смены T = 8 ч.

Тип нагрузки - переменный.

Mi, ni

1\*M

0,35\*M

t

1\*n

1\*n

Содержание

1 Введение 3

2 Выбор электродвигателя и кинематический расчёт 4

3 Расчёт 1-й червячной передачи 7

3.1 Проектный расчёт 7

3.2 Проверочный расчёт по контактным напряжениям 11

3.3 Проверка зубьев передачи на изгиб 12

4 Предварительный расчёт валов 15

4.1 Ведущий вал. 15

4.2 Выходной вал. 15

5 Конструктивные размеры шестерен и колёс 17

5.1 Червячное колесо 1-й передачи 17

6 Выбор муфты на входном валу привода 18

7 Проверка прочности шпоночных соединений 20

7.1 Червячное колесо 1-й червячной передачи 20

8 Конструктивные размеры корпуса редуктора 22

9 Расчёт реакций в опорах 23

9.1 1-й вал 23

9.2 2-й вал 23

10 Построение эпюр моментов валов 25

10.1 Расчёт моментов 1-го вала 25

10.2 Эпюры моментов 1-го вала 26

10.3 Расчёт моментов 2-го вала 27

10.4 Эпюры моментов 2-го вала 28

11 Проверка долговечности подшипников 29

11.1 1-й вал 29

11.2 2-й вал 30

12 Уточненный расчёт валов 33

12.1 Расчёт 1-го вала 33

12.2 Расчёт 2-го вала 35

13 Тепловой расчёт редуктора 38

14 Выбор сорта масла 39

15 Выбор посадок 40

16 Технология сборки редуктора 41

17 Заключение 42

18 Список использованной литературы 43

# Введение

Инженер-конструктор является творцом новой техники, и уровнем его творческой работы в большей степени опредеделяются темпы научно-технического прогресса. Деятельность конструктора принадлежит к числу наиболее сложных проявлений человеческого разума. Решающая роль успеха при создании новой техники определяется тем, что заложено на чертеже конструктора. С развитием науки и техники проблемные вопросы решаются с учетом все возрастающего числа факторов, базирующихся на данных различных наук. При выполнении проекта используются математические модели, базирующиеся на теоретических и экспериментальных исследованиях, относящихся к объемной и контактной прочности, материаловедению, теплотехнике, гидравлике, теории упругости, строительной механике. Широко используются сведения из курсов сопротивления материалов, теоретической механики, машиностроительного черчения и т. д. Все это способствует развитию самостоятельности и творческого подхода к поставленным проблемам.

При выборе типа редуктора для привода рабочего органа (устройства) необходимо учитывать множество факторов, важнейшими из которых являются: значение и характер изменения нагрузки, требуемая долговечность, надежность, КПД, масса и габаритные размеры, требования к уровню шума, стоимость изделия, эксплуатационные расходы.

Из всех видов передач зубчатые передачи имеют наименьшие габариты, массу, стоимость и потери на трение. Коэффициент потерь одной зубчатой пары при тщательном выполнении и надлежащей смазке не превышает обычно 0,01. Зубчатые передачи в сравнении с другими механическими передачами обладают большой надежностью в работе, постоянством передаточного отношения из-за отсутствия проскальзывания, возможностью применения в широком диапазоне скоростей и передаточных отношений. Эти свойства обеспечили большое распространение зубчатых передач; они применяются для мощностей, начиная от ничтожно малых (в приборах) до измеряемых десятками тысяч киловатт.

К недостаткам зубчатых передач могут быть отнесены требования высокой точности изготовления и шум при работе со значительными скоростями.

Косозубые колеса применяют для ответственных передач при средних и высоких скоростях. Объем их применения - свыше 30% объема применения всех цилиндрических колес в машинах; и этот процент непрерывно возрастает. Косозубые колеса с твердыми поверхностями зубьев требуют повышенной защиты от загрязнений во избежание неравномерного износа по длине контактных линий и опасности выкрашивания.

Одной из целей выполненного проекта является развитие инженерного мышления, в том числе умение использовать предшествующий опыт, моделировать используя аналоги. Для курсового проекта предпочтительны объекты, которые не только хорошо распространены и имеют большое практическое значение, но и не подвержены в обозримом будущем моральному старению.

Существуют различные типы механических передач: цилиндрические и конические, с прямыми зубьями и косозубые, гипоидные, червячные, глобоидные, одно- и многопоточные и т. д. Это рождает вопрос о выборе наиболее рационального варианта передачи. При выборе типа передачи руководствуются показателями, среди которых основными являются КПД, габаритные размеры, масса, плавность работы и вибронагруженность, технологические требования, предпочитаемое количество изделий.

При выборе типов передач, вида зацепления, механических характеристик материалов необходимо учитывать, что затраты на материалы составляют значительную часть стоимости изделия: в редукторах общего назначения - 85%, в дорожных машинах - 75%, в автомобилях - 10% и т. д.

Поиск путей снижения массы проектируемых объектов является важнейшей предпосылкой дальнейшего прогресса, необходимым условием сбережения природных ресурсов. Большая часть вырабатываемой в настоящее время энергии приходится на механические передачи, поэтому их КПД в известной степени определяет эксплуатационные расходы.

Наиболее полно требования снижения массы и габаритных размеров удовлетворяет привод с использованием электродвигателя и редуктора с внешним зацеплением.

# Выбор электродвигателя и кинематический расчёт

По табл. 1.1[1] примем следующие значения КПД:

- для закрытой червячной передачи: 1 = 0,8

Общий КПД привода будет:

 = 1 x ... x n x подш. 2 x муфты 2

= 0,8 x 0,99 2 x 0,98 2 = 0,753

где подш. = 0,99 - КПД одного подшипника.

муфты = 0,98 - КПД одной муфты.

Угловая скорость на выходном валу будет:

вых. = = = 7,749 рад/с

Требуемая мощность двигателя будет:

Pтреб. = = = 5,312 кВт

В таблице 24.7[2] по требуемой мощности выбираем электродвигатель 132S4 (исполнение IM1081), с синхронной частотой вращения 1500 об/мин, с параметрами: Pдвиг.=7,5 кВт. Номинальная частота вращения с учётом скольжения nдвиг. = 1440 об/мин, угловая скорость

двиг. = = = 150,796 рад/с.

Oбщее передаточное отношение:

U = = = 19,46

Руководствуясь таблицами 1.2[2] и 1.3[2], для передач выбрали следующие передаточные числа:

U1 = 20

Рассчитанные частоты и угловые скорости вращения валов сведены ниже в таблицу :

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Вал 1-й | n1 = nдвиг. = 1440 об./мин. | 1 = двиг. = 150,796 рад/c. |
| Вал 2-й | n2 = = = 72 об./мин. | 2 = = = 7,54 рад/c. |

Мощности на валах:

P1 = Pтреб. x подш. =

5,312 x 10 6 x 0,99 = 5258,88 Вт

P2 = P1 x 1 x подш. =

5258,88 x 0,8 x 0,99 = 4165,033 Вт

Вращающие моменты на валах:

T1 = = = 34874,135 Нxмм

T2 = = = 552391,645 Нxмм

По таблице 24.7(см. приложение учебника Дунаева/Леликова) выбран электродвигатель 132S4 (исполнение IM1081), с синхронной частотой вращения 1500 об/мин, с мощностью Pдвиг.=7,5 кВт. Номинальная частота вращения с учётом скольжения nдвиг. = 1440 об/мин.

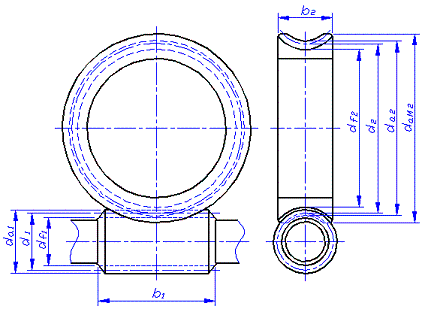
Передаточные числа и КПД передач

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Передачи | Передаточное число | КПД |
| 1-я червячная передача | 20 | 0,8 |

Рассчитанные частоты, угловые скорости вращения валов и моменты на валах

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Валы | Частота вращения, об/мин | Угловая скорость, рад/мин | Момент, Нxмм |
| 1-й вал | 1440 | 150,796 | 34874,1352-й вал |
| 72 | 7,54 | 552391,645 |  |

# Расчёт 1-й червячной передачи



## Проектный расчёт

Так как выбор материала для колеса связан со скоростью скольжения, то предварительно определяем её значение:

Vск = 0.45 x 10 -3 x n(черв. кол.) x U x = 0.45 x 10 -3 x 72 = 5,317 м/с.

Выбираем для червяка сталь 45 с закалкой менее 350 HB и последующим шлифованием.

Для червячного колеса по предварительно найденной скорости скольжения выбираем по табл. 2.14[2] материал 1-й группы БрО10Ф1 (отливка в песчаную форму).

Для данного материала допускаемое контактное напряжение будет:

[]H = KHL x Cv x []Ho

где []Ho = 0.75 x в - для червяков при твёрдости <= 350HB. в = 215 МПа - из табл. 2.14[2]. Тогда:

[]Ho = 0.75 x 215 = 161,25 МПа.

KHL - коэффициент долговечности.

KHL = ,

где NHO = 10 7 - базовое число циклов нагружения;

NHE = 60 x n(кол.) x t x KHE

здесь: n(кол.) = 72 об/мин. - частота вращения червячного колеса;

t = 365 x Lг x C x tc x kг x kс - продолжительность работы передачи в расчётный срок службы, ч.

- Lг=5 г. - срок службы передачи;

- С=2 - количество смен;

- tc=8 ч. - продолжительность смены;

- kг=0,65 - коэффициент годового использования.

- kс=0,7 - коэффициент суточного использования.

t = 365 x 5 x 2 x 8 x 0,65 x 0,7 = 13286 ч.

KHE - дополнительный множитель для эквивалентной циклической долговечности.

KHE =  =

+ = 0,409

Тогда:

NHE = 60 x 72 x 13286 x 0,409 = 23474767,68

В итоге получаем:

КHL = = 0,899

Коэффициент Сv, учитывающий интенсивность изнашивания материала колеса, находим в зависимости от скорости скольжения Vск (см. стр. 34[2]) по формуле:

Сv = 1.66 x Vск -0.352 = 1.66 x 5,317 -0.352 = 0,922

Допустимое контактное напряжение:

[]H = 0,899 x 0,922 x 161,25 = 133,657 МПа.

Допускаемые напряжения изгиба вычисляются для материала зубьев червячного колеса:

[]F = KFL x []Fo

где:

[]Fo = 0.25 x т + 0.08 x в

Для выбранного материала червячного колеса т = 135 МПа, в = 215 МПа, тогда:

[]Fo = 0.25 x 135 + 0.08 x 215 = 50,95 МПа, KFL - коэффициент долговечности.

KFL = ,

где NFO = 10 6 - базовое число циклов нагружения;

NFE = 60 x n(кол.) x t x KFE

здесь: n(кол.) = 72 об/мин. - частота вращения червячного колеса;

t = 365 x Lг x C x tc x kг x kс - продолжительность работы передачи в расчётный срок службы, ч.

- Lг=5 г. - срок службы передачи;

- С=2 - количество смен;

- tc=8 ч. - продолжительность смены;

- kг=0,65 - коэффициент годового использования.

- kс=0,7 - коэффициент суточного использования.

t = 365 x 5 x 2 x 8 x 0,65 x 0,7 = 13286 ч.

KFE - дополнительный множитель для эквивалентной циклической долговечности.

KFE =  =

+ = 0,4

Тогда:

NFE = 60 x 72 x 13286 x 0,4 = 22958208

В итоге получаем:

КFL = = 0,706

В итоге получаем:

[]F = 0,706 x 50,95 = 35,971 МПа.

Предельно допускаемые напряжения при проверке на максимальную статическую или единичную пиковую нагрузку для материала червячного колеса:

предельно допускаемые контактные напряжения:

[]Hmax = 4 x т = 4 x 135 = 540 МПа.

предельно допускаемые напряжения изгиба:

[]Fmax = 0.8 x т = 0.8 x 135 = 108 МПа.

Для полученной выше скорости скольжения выбираем число витков червяка z1 = 2.

Межосевое расстояние червячной передачи:

a  Ka x

где Ka = 610 - для архимедового червяка; KH - коэффициент концентрации нагрузки, при переменном режиме нагружения:

KH = 0.5 x (KH o + 1)

По графику (рис. 2.12[2]) для z1 = 2 принимаем KH o = 1,112. Тогда:

KH = 0.5 x (1,112 + 1) = 1,056

Получаем:

a  610 x = 194,972 мм

Полученное расчётом межосевое расстояние округляем в большую сторону: для стандартной червячной пары - до стандартного числа: a = 200 мм

Число зубьев червячного колеса:

z2 = z1 x U = 2 x 20 = 40

Предварительно вычислим значение модуля червячной передачи:

m = (1,4...1,7) x = (1,4...1,7) x = 7...8,5 мм

Выбираем из стандартного ряда m = 8 мм.

Минимальное значение коэффициента диаметра червяка:

qmin = 0,212 x z2 = 0,212 x 40 = 8,48.

Коэффициент диаметра червяка:

q = = = 10

Полученное значение округляем до ближайшего стандартного q = 10.

Коэффициент смещения инструмента по условию неподрезания и незаострения зубьев по ГОСТу:

x = 0

Угол подъёма линии витка червяка:

на делительном цилиндре:

 = arctgarctg11,31 o

на начальном цилиндре:

 = arctgarctg11,31 o

Фактическое передаточное число:

Uф = = 20

Фактическое значение передаточного числа отличается на 0%, что меньше, чем допустимые 5% для одноступенчатого редуктора.

Размеры червяка:

диаметр делительный:

d1 = q x m = 10 x 8 = 80 мм

диаметр начальный червяка:

d1 = m x (q + 2 x x) = 8 x (10 + 2 x 0) = 80 мм

диаметр вершин витков:

da1 = d1 + 2 x m = 80 + 2 x 8 = 96 мм

диаметр впадин:

df1 = d1 - 2,4 x m = 80 - 2,4 x 8 = 60,8 мм

Длина b1 нарезанной части червяка:

b1 = (10 + 5,5 x |x| + z1) x m = (10 + 5,5 x 0 + 2) x 8 = 96 мм

Для шлифованного червяка при m<10 мм полученную длину увеличиваем на 25 мм:

b1 = 96 + 25 = 121 мм

Полученную величину округляем в ближайшую сторону до числа из табл. 24.1[2]: b1 = 120 мм.

Размеры червячного колеса:

диаметр делительный:

d2 = z2 x m = 40 x 8 = 320 мм

диаметр вершин зубьев:

da2 = d2 + 2 x m x (1 + x) = 320 + 2 x 8 x (1 + 0) = 336 мм

диаметр впадин:

df2 = d2 - 2 x m x (1,2 - x) = 320 - 2 x 8 x (1,2 + 0) = 300,8 мм

диаметр колеса наибольший:

daM2  da2 +

где для данного типа червяка k = 2, тогда:

daM2  336 +

Принимаем daM2 = 348 мм.

При z1 = 2 ширина венца червячного колеса:

b2 = 0,355 x a = 0,355 x 200 = 71 мм

Окружная скорость на начальном диаметре червяка:

V1 = 6,032 м/с

Скорость скольжения в зацеплении:

Vск = 6,151 м/с

Для червячной передачи выбираем степень точности 7.

Окружная скорость червячного колеса:

V2 = 1,206 м/с

## Проверочный расчёт по контактным напряжениям

Расчётное контактное напряжение:

H =  []H

где Z = 5350 - для данного типа червяка; коэффициент нагрузки:

K = KHv x KH

При полученной окружной скорости червячного колеса V2<=3 м/с принимаем значение KHv = 1. Коэффициент концентрации напряжений:

KH = 1 + x (1 - X)

здесь  = 86 - коэффициент деформации червяка по табл. 2.16[2]. Коэффициент X, учитывающий влияние режима работы передачи на приработку зубьев червячного колеса и витков червяка. Коэффициент X вычисляют по формуле:

X = 

0,61

KH = 1 + x (1 - 0,61) = 1,039

K = 1 x 1,039 = 1,039

Тогда расчётное контактное напряжение:

H = =

126,659 МПа  []H = 133,657 МПа

Приведённый угол трения (стр. 38[2]):  = 1,094 o.

Коэффициент полезного действия червячной передачи:

 = 0,909

Силы в зацеплении:

окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке:

Ft2 = Fa2 = = = 3452,448 Н

окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе:

Ft1 = Fa2 = 759,614 Н

Радиальная сила:

Fr = 1281,474 Н

## Проверка зубьев передачи на изгиб

Расчётное напряжение изгиба:

F =  []F

где YF2 - коэффициент формы зуба, который выбирается в зависимости от:

zv2 = 42,424

По полученному значению выбираем (стр. 39[2]) YF2 = 1,516. Тогда:

F = 6,409 МПа  []F = 35,971 МПа

Произведём проверку зубьев колеса на контактную прочность при кратковременном действии пикового момента Tпик. Действие пиковых нагрузок оценивают коэффициентом перегрузки Kпер = Tпик / T, где T = Tmax - максимальный из длительно действующих (номинальный) момент.

Проверка на контактную прочность при кратковременном действии пикового момента:

Hmax = H x = 126,659 x = 138,748 МПа  []Hmax = 540 МПа

Проверка зубьев червячного колеса на прочность по напряжениям изгиба при действии пикового момента:

Fmax = F x Kпер = 6,409 x 1,2 = 7,691 МПа  []Hmax = 108 МПа

Механические характеристики материалов червячной передачи

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент передачи | Марка материала | Способ отливки | в |  | []H | []F |
| H/мм2 | | | |
| Червяк | сталь 45 с закалкой менее 350 HB и последующим шлифованием | - | 570 | 290 | - | - |
| Колесо | БрО10Ф1 | отливка в песчаную форму | 215 | 135 | 133,657 | 35,971 |

Параметры червячной передачи, мм

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Проектный расчёт | | | | | | |
| Параметр | Значение | | Параметр | | | Значение |
| Межосевое расстояние aw | 200 | | Ширина зубчатого венца колеса b2 | | | 71 |
| Модуль зацепления m | 8 | | Длина нарезаемой части  червяка b1 | | | 96 |
| Коэффициент диаметра червяка q | 10 | | Диаметры червяка | | |  |
| делительный d1  начальный dw1  вершин витков da1  впадин витков df1 | | | 80  80  96  300,8 |
| Делительный угол витков  червяка , град. | 11,31 | |
| Угол обхвата червяка 2, град. | 50,51 | | Диаметры колеса: | | |  |
| делительный d2 = dw2  вершин зубьев da2  впадин зубьев df2  наибольший daM2 | | | 320  336  300,8  348 |
| Число витков червяка z1 | 2 | |
| Число зубьев колеса z2 | 40 | |
| Проверочный расчёт | | | | | | |
| Параметр | | Допускаемые значения | | Расчётные значения | Примечание | |
| Коэффициент полезного действия | | - | | 0,909 |  | |
| Контактные напряжения H, H/мм2 | | 133,657 | | 127 |  | |
| Напряжения изгиба F, H/мм2 | | 35,971 | | 6 |  | |

# Предварительный расчёт валов

Предварительный расчёт валов проведём на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Диаметр вала при допускаемом напряжении [к] = 25 МПа вычисляем по формуле 8.16[1]:

dв 

## Ведущий вал.

dв  = 19,224 мм.

Под 1-й элемент (подшипник) выбираем диаметр вала: 45 мм.

Под 2-й элемент (червяк) выбираем диаметр вала: 50 мм.

Под 3-й элемент (подшипник) выбираем диаметр вала: 45 мм.

Под свободный (присоединительный) конец вала выбираем диаметр вала: 32 мм.

## Выходной вал.

dв  = 48,279 мм.

Под свободный (присоединительный) конец вала выбираем диаметр вала: 52 мм.

Под 2-й элемент (подшипник) выбираем диаметр вала: 55 мм.

Под 3-й элемент (ведомый) выбираем диаметр вала: 60 мм.

Под 4-й элемент (подшипник) выбираем диаметр вала: 55 мм.

Диаметры участков валов назначаем исходя из конструктивных соображений.

Диаметры валов, мм

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Валы | Расчетный диаметр | Диаметры валов по сечениям | | | |
| 1-е сечение | 2-е сечение | 3-е сечение | 4-е сечение |
| Ведущий вал. | 19,224 | Под 1-м элементом (подшипником) диаметр вала:  45 | Под 2-м элементом (червяком) диаметр вала:  50 | Под 3-м элементом (подшипником) диаметр вала:  45 | Под свободным (присоединительным) концом вала:  32 |
| Выходной вал. | 48,279 | Под свободным (присоединительным) концом вала:  52 | Под 2-м элементом (подшипником) диаметр вала:  55 | Под 3-м элементом (ведомым) диаметр вала:  60 | Под 4-м элементом (подшипником) диаметр вала:  55 |

Длины участков валов, мм

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Валы | Длины участков валов между | | |
| 1-м и 2-м сечениями | 2-м и 3-м сечениями | 3-м и 4-м сечениями |
| Ведущий вал. | 190 | 190 | 120 |
| Выходной вал. | 130 | 85 | 85 |

# Конструктивные размеры шестерен и колёс

## Червячное колесо 1-й передачи

Диаметр ступицы: dступ = (1,5...1,8) x dвала = 1,5 x 60 = 90 мм.

Длина ступицы: Lступ = (1,2...1,7) x dвала = 1,2 x 60 = 72 ммТолщина обода напрессовываемой (рабочей) части червячного колеса:

 = 2 x mn + 0,05 x b2 = 2 x 8 + 0,05 x 71 = 19,55 мм = 20 мм.

где mn = 8 мм - модуль зацепления, b2 = 71 мм - ширина зубчатого венца червячного колеса.

Толщина обода центральной части червячного колеса:

о = 1,25 x  = 1,25 x 20 = 25 мм = 25 мм.

Толщина диска: С = (1,2...1,3) x o = 1,2 x 20 = 24 мм

Внутренний диаметр обода:

Dобода = df2 - 2 x (o + ) = 300,8 - 2 x (20 + 25) = 210,8 мм = 210 мм.

Диаметр центровой окружности:

DC отв. = 0,5 x (Doбода + dступ.) = 0,5 x (210 + 90) = 150 мм

где Doбода = 210 мм - внутренний диаметр обода.

Диаметр отверстий: Dотв. =

67,5 мм = 22 мм.

Параметры для стопорных винтов: Dвинт = (1,2...1,4) x m = 1,3 x 8 = 10,4 мм.

Подбираем стандартный болт M12.

# Выбор муфты на входном валу привода

В виду того, что в данном соединении валов требуется невысокая компенсирующая способность муфт, то допустима установка муфты упругой втулочно-пальцевой. Достоинство данного типа муфт: относительная простота конструкции и удобство замены упругих элементов. Выбор муфты упругой втулочно-пальцевой производится в зависимости от диаметров соединяемых валов, расчётного передаваемого крутящего момента и максимально допустимой частоты вращения вала. Диаметры соединяемых валов:

d(эл. двиг.) = 38 мм;

d(1-го вала) = 32 мм;

Передаваемый крутящий момент через муфту:

T = 34,874 Нxм

Расчётный передаваемый крутящий момент через муфту:

Tр = kр x T = 1,5 x 34,874 = 52,311 Нxм

здесь kр = 1,5 - коэффициент, учитывающий условия эксплуатации; значения его приведены в таблице 11.3[1].

Частота вращения муфты:

n = 1440 об./мин.

Выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую 250-38-I.1-32-I.1-У2 ГОСТ 21424-93 (по табл. К21[3]).

Упругие элементы муфты проверим на смятие в предположении равномерного распределения нагрузки между пальцами.

см. = 0,454 МПа  [см] = 1,8МПа,

здесь zc=6 - число пальцев; Do=98 мм - диаметр окружности расположения пальцев; dп=14 мм - диаметр пальца; lвт=28 мм - длина упругого элемента.

Рассчитаем на изгиб пальцы муфты, изготовленные из стали 45:

и =

11,672 МПа  [и] = 80МПа,

здесь c=4 мм - зазор между полумуфтами.

Условие прочности выполняется.

Муфты

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Муфты | Соединяемые валы | |
| Ведущий | Ведомый |
| Муфта упругая втулочно-пальцевая 250-38-I.1-32-I.1-У2 ГОСТ 21424-93 (по табл. К21[3]). | Вал двигателя  d(эл. двиг.) = 38 мм; | 1-й вал  d(1-го вала) = 32 мм; |

# Проверка прочности шпоночных соединений

## Червячное колесо 1-й червячной передачи

Для данного элемента подбираем две шпонки, расположенные под углом 180 o друг к другу.Шпонки призматические со скруглёнными торцами 18x11. Размеры сечений шпонки и пазов и длины шпонок по ГОСТ 23360-78 (см. табл. 8,9[1]).

Материал шпоноки - сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия и условие прочности проверяем по формуле 8.22[1].

см =

51,147 МПа  [см]

где Т = 552391,645 Нxмм - момент на валу; dвала = 60 мм - диаметр вала; h = 11 мм - высота шпонки; b = 18 мм - ширина шпонки; l = 63 мм - длина шпонки; t1 = 7 мм - глубина паза вала. Допускаемые напряжения смятия при переменной нагрузке и при стальной ступице [см] = 75 МПа.

Проверим шпонку на срез по формуле 8.24[1].

ср =

11,366 МПа  [ср]

Допускаемые напряжения среза при стальной ступице [ср] = 0,6 x [см] = 0,6 x 75 = 45 МПа.

Все условия прочности выполнены.

Соединения элементов передач с валами

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Передачи | Соединения | |
| Ведущий элемент передачи | Ведомый элемент передачи |
| 1-я червячная передача | Заодно с валом. |  |

# Конструктивные размеры корпуса редуктора

Для редукторов толщину стенки корпуса, отвечающую требованиям технологии литья, необходимой прочности и жёсткости корпуса, вычисляют по формуле:

 = 1.3 x = 1.3 x = 6,302 мм

Так как должно быть   8.0 мм, принимаем  = 8.0 мм.

В местах расположения обработанных платиков, приливов, бобышек, во фланцах толщину стенки необходимо увеличить примерно в полтора раза:

1 = 1.5 x  = 1.5 x 8 = 12 мм

Плоскости стенок, встречающиеся под прямым углом, сопрягают радиусом   
r = 0.5 x  = 0.5 x 8 = 4 мм. Плоскости стенок, встречающиеся под тупым углом, сопрягают радиусом R = 1.5 x  = 1.5 x 8 = 12 мм.

Толщина внутренних ребер из-за более медленного охлаждения металла должна быть равна 0,8 x  = 0,8 x 8 = 6,4 мм.

Учитывая неточности литья, размеры сторон опорных платиков для литых корпусов должны быть на 2...4 мм больше размеров опорных поверхностей прикрепляемых деталей.

Обрабатываемые поверхности выполняются в виде платиков, высота h которых принимается h = (0,4...0,5) x . Принимаем h = 0,5 x 8 = 4 мм.

Толщина стенки крышки корпуса 3 = 0,9 x  = 0,9 x 6,302 = 5,672 мм.Так как должно быть 3  6.0 мм, принимаем   
3 = 6.0 мм.

Диаметр винтов крепления крышки корпуса вычисляем в зависимости от вращающего момента на выходном валу редуктора:

d = 1,25 x = 1,25 x = 10,256 мм

Принимаем d = 12 мм.

Диаметр штифтов dшт = (0,7...0,8) x d = 0,7 x 12 = 8,4 мм. Принимаем dшт = 9 мм.

Диаметр винтов крепления редуктора к плите (раме):

dф = 1.25 x d = 1.25 x 12 = 15 мм. Принимаем dф = 16 мм.

Высоту ниши для крепления корпуса к плите (раме) принимаем:

h0 = 2,5 x d = 2,5 x 16 = 40 мм.

# Расчёт реакций в опорах

## 1-й вал

Силы, действующие на вал и углы контактов элементов передач:

Fx2 = 759,614 H

Fy2 = -1281,474 H

Fz2 = Fa2 = 3452,448 H

Из условия равенства суммы моментов сил относительно 1-й опоры:

Rx1 =

=

= -379,807 H

Ry1 =

=

= 277,321 H

Из условия равенства суммы сил относительно осей X и Y:

Rx3 =

=

= -379,807 H

Ry3 =

=

= 1004,153 H

Суммарные реакции опор:

R1 = = = 470,277 H;

R2 = = = 1073,581 H;

## 2-й вал

Силы, действующие на вал и углы контактов элементов передач:

Fx3 = -3452,448 H

Fy3 = 1281,474 H

Fz3 = Fa3 = -759,614 H

Из условия равенства суммы моментов сил относительно 1-й опоры:

Rx2 =

=

= 1726,224 H

Ry2 =

=

= -1355,668 H

Из условия равенства суммы сил относительно осей X и Y:

Rx4 =

=

= 1726,224 H

Ry4 =

=

= 74,194 H

Суммарные реакции опор:

R1 = = = 2194,922 H;

R2 = = = 1727,818 H;

# Построение эпюр моментов валов

## Расчёт моментов 1-го вала

1 - е с е ч е н и е

Mx = 0 Н x мм

My = 0 Н x мм

M = = = 0 H x мм

2 - е с е ч е н и е

Mx1 = =

= 52691,07 H x мм

Mx2 = =

= 190788,99 H x мм

My1 = =

= -72163,33 H x мм

My2 = =

= -72163,33 H x мм

M1 = = = 89352,644 H x мм

M2 = = = 203980,354 H x мм

3 - е с е ч е н и е

Mx = 0 Н x мм

My = 0 Н x мм

M = = = 0 H x мм

4 - е с е ч е н и е

Mx = 0 Н x мм

My = 0 Н x мм

M = = = 0 H x мм

## Эпюры моментов 1-го вала

Y

X

Fy2

Fx2

Z

Ry3

Ry1

Fz2

Rx3

Rx1

1

4

3

2

120

190

190

190788,99

Mx, Hxмм

52691,07

My, Hxмм

-72163,33

203980,354

M =

89352,644

Mкр(max) = Ткр, Hxмм

## Расчёт моментов 2-го вала

1 - е с е ч е н и е

Mx = 0 Н x мм

My = 0 Н x мм

M = = = 0 H x мм

2 - е с е ч е н и е

Mx = 0 Н x мм

My = 0 Н x мм

M = = = 0 H x мм

3 - е с е ч е н и е

Mx1 = =

= -115231,765 H x мм

Mx2 = =

= 6306,475 H x мм

My1 = =

= 146729,04 H x мм

My2 = =

= 146729,04 H x мм

M1 = = = 186568,408 H x мм

M2 = = = 146864,505 H x мм

4 - е с е ч е н и е

Mx = 0 Н x мм

My = 0 Н x мм

M = = = 0 H x мм

## Эпюры моментов 2-го вала

Y

X

Fy3

Fx3

Z

Ry4

Ry2

Fz3

Rx4

Rx2

4

3

2

1

85

85

130

6306,475

Mx, Hxмм

-115231,765

146729,04

My, Hxмм

146729,04

186568,408

M =

146864,505

Mкр(max) = Ткр, Hxмм

# Проверка долговечности подшипников

## 1-й вал

Выбираем подшипник роликовый конический однорядный (по ГОСТ 333-79) 7609 средней широкой серии со следующими параметрами:

d = 45 мм - диаметр вала (внутренний посадочный диаметр подшипника);

D = 100 мм - внешний диаметр подшипника;

C = 114 кН - динамическая грузоподъёмность;

Co = 90,5 кН - статическая грузоподъёмность.

 = 14 Н.

Радиальные нагрузки на опоры:

Pr1 = 470,277 H;

Pr2 = 1073,581 H.

Отношение 0,038; этой величине (по табл. 9.18[1]) соответствует e = 0,29. Здесь Fa = 3452,448 Н - осевая сила, действующая на вал.

В радиально-упорных подшипниках при действии на них радиальных нагрузок возникают осевые составляющие S, определяемые по формулам:

S1 = 0.83 x e x Pr1 = 0.83 x 0,29 x 470,277 = 113,196 H;

S2 = 0.83 x e x Pr2 = 0.83 x 0,29 x 1073,581 = 258,411 H.

Тогда осевые силы действующие на подшипники, установленные враспор, будут равны (см. стр. 216[1]):

Pa1 = S1 = 113,196 H;

Pa2 = -(S1 + Fa) = -(113,196 + 3452,448) = -3565,644 H.

Эквивалентная нагрузка вычисляется по формуле:

Рэ = (Х x V x Pr1 + Y x Pa1) x Кб x Кт,

где - Pr1 = 470,277 H - радиальная нагрузка; V = 1 (вращается внутреннее кольцо подшипника); коэффициент безопасности Кб = 1,6 (см. табл. 9.19[1]); температурный коэффициент Кт = 1 (см. табл. 9.20[1]).

Отношение 0,241  e; тогда по табл. 9.18[1]: X = 1; Y = 0.

Тогда: Pэ = (1 x 1 x 470,277 + 0 x 113,196) x 1,6 x 1 = 9347,684 H.

Расчётная долговечность, млн. об. (формула 9.1[1]):

L = 4175,124 млн. об.

Расчётная долговечность, ч.:

Lh = 48323,194 ч,

что больше 10000 ч. (минимально допустимая долговечность подшипника), установленных ГОСТ 16162-85 (см. также стр.307[1]), здесь n1 = 1440 об/мин - частота вращения вала.

Рассмотрим подшипник второй опоры:

Отношение 3,321 > e; тогда по табл. 9.18[1]: X = 0,4; Y = 2,06.

Тогда: Pэ = (0,4 x 1 x 1073,581 + 2,06 x 3565,644) x 1,6 x 1 = 12439,454 H.

Расчётная долговечность, млн. об. (формула 9.1[1]):

L = 1610,689 млн. об.

Расчётная долговечность, ч.:

Lh = 18642,234 ч,

что больше 10000 ч. (минимально допустимая долговечность подшипника), установленных ГОСТ 16162-85 (см. также стр.307[1]), здесь n1 = 1440 об/мин - частота вращения вала.

## 2-й вал

Выбираем шарикоподшипник радиальный однорядный (по ГОСТ 8338-75) 311 средней серии со следующими параметрами:

d = 55 мм - диаметр вала (внутренний посадочный диаметр подшипника);

D = 120 мм - внешний диаметр подшипника;

C = 71,5 кН - динамическая грузоподъёмность;

Co = 41,5 кН - статическая грузоподъёмность.

Радиальные нагрузки на опоры:

Pr1 = 2194,922 H;

Pr2 = 1727,818 H.

Будем проводить расчёт долговечности подшипника по наиболее нагруженной опоре 1.

Эквивалентная нагрузка вычисляется по формуле:

Рэ = (Х x V x Pr1 + Y x Pa) x Кб x Кт,

где - Pr1 = 2194,922 H - радиальная нагрузка; Pa = Fa = 759,614 H - осевая нагрузка; V = 1 (вращается внутреннее кольцо подшипника); коэффициент безопасности Кб = 1,6 (см. табл. 9.19[1]); температурный коэффициент Кт = 1 (см. табл. 9.20[1]).

Отношение 0,018; этой величине (по табл. 9.18[1]) соответствует e = 0,199.

Отношение 0,346 > e; e; тогда по табл. 9.18[1]: X = 0,56; Y = 2,205.

Тогда: Pэ = (0,56 x 1 x 2194,922 + 2,205 x 759,614) x 1,6 x 1 = 4646,202 H.

Расчётная долговечность, млн. об. (формула 9.1[1]):

L = = = 3644,382 млн. об.

Расчётная долговечность, ч.:

Lh = 843606,944 ч,

что больше 10000 ч. (минимально допустимая долговечность подшипника), установленных ГОСТ 16162-85 (см. также стр.307[1]), здесь n2 = 72 об/мин - частота вращения вала.

Подшипники

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Валы | Подшипники | | | | | |
| 1-я опора | | | 2-я опора | | |
| Наименование | d, мм | D, мм | Наименование | d, мм | D, мм |
| 1-й вал | подшипник роликовый конический однорядный (по ГОСТ 333-79) 7609 средней широкой серии | 45 | 100 | подшипник роликовый конический однорядный (по ГОСТ 333-79) 7609 средней широкой серии | 45 | 100 |
| 2-й вал | шарикоподшипник радиальный однорядный (по ГОСТ 8338-75) 311средней серии | 55 | 120 | шарикоподшипник радиальный однорядный (по ГОСТ 8338-75) 311средней серии | 55 | 120 |

# Уточненный расчёт валов

## Расчёт 1-го вала

Крутящий момент на валу Tкр. = 34874,135 Hxмм.

Для данного вала выбран материал: сталь 45. Для этого материала:

- предел прочности b = 780 МПа;

- предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба

-1 = 0,43 x b = 0,43 x 780 = 335,4 МПа;

- предел выносливости стали при симметричном цикле кручения

-1 = 0,58 x -1 = 0,58 x 335,4 = 194,532 МПа.

2 - е с е ч е н и е.

Червячный вал порверять на прочность не следует, так как размеры его поперечных сечений, принятые при конструировании после расчёта геометрических характеристик (d1=80мм, da1=96мм, df1=60,8мм), значительно превосходят те, которые могли бы быть получены расчётом на кручение.

Проверим стрелу прогиба червяка (расчёт на жёсткость).

Приведённый момент инерции поперечного сечения червяка:

Jпр =

913505,094 мм 4

(формула известна из курса 'Сопротивления материалов' и 'Детали машин')

Стрела прогиба:

f =

0,0089 мм,

где l = 380 мм - расстояние между опорами червяка; Fx=759,614H, Fy=1281,474H - силы, действующие на червяк; E=2,1 x 10 5 Нxмм 2.

Допускаемый прогиб:

[f] = (0,005...0,01) x m = 0,04...0,08 мм.

Таким образом, жёсткость червяка обеспечена, так как

f  [f]

4 - е с е ч е н и е.

Диаметр вала в данном сечении D = 32 мм. Это сечение при передаче вращающего момента через муфту рассчитываем на кручение. Концентрацию напряжений вызывает наличие шпоночной канавки.

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

S = , где:

- амплитуда и среднее напряжение отнулевого цикла:

v = m = 0,5 x 2,973 МПа,

здесь

Wк нетто =

5864,451 мм 3

где b=10 мм - ширина шпоночного паза; t1=5 мм - глубина шпоночного паза;

- t = 0.1 - см. стр. 166[1];

-  = 0.97 - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности, см. стр. 162[1].

- k = 1,7 - находим по таблице 8.5[1];

-  = 0,77 - находим по таблице 8.8[1];

Тогда:

S = 27,538.

ГОСТ 16162-78 указывает на то, чтобы конструкция редукторов предусматривала возможность восприятия консольной нагрузки, приложенной в середине посадочной части вала. Величина этой нагрузки для редукторов должна быть 2,5 x .

Приняв у ведущего вала длину посадочной части под муфту равной длине полумуфты l = 80 мм, получим Мизг. = 2,5 x 2,5 x 18674,618 Нxмм.

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

S = , где:

- амплитуда цикла нормальных напряжений:

v = 14,548 МПа,

здесь

Wнетто =

2647,46 мм 3,

где b=10 мм - ширина шпоночного паза; t1=5 мм - глубина шпоночного паза;

- среднее напряжение цикла нормальных напряжений:

m = 0 МПа, где

Fa = 0 МПа - продольная сила в сечении,

-  = 0,2 - см. стр. 164[1];

-  = 0.97 - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности, см. стр. 162[1];

- k = 1,8 - находим по таблице 8.5[1];

-  = 0,88 - находим по таблице 8.8[1];

Тогда:

S = 10,933.

Результирующий коэффициент запаса прочности:

S = = = 10,161

Расчётное значение получилось больше минимально допустимого [S] = 2,5.

Проверим вал на статическую прочность.

Проверку будем проводить по допустимым напряжениям. Коэффициент перегрузки Кп = 1,2. Проверка по допустимым напряжениям на статическую прочность проводится по формуле 11.2[2]:

экв.max = Kп x экв. = Кп x  [ст.] , где:

[ст.] = 176 МПа, здесь

т = 440 МПа; [S]=2.5 - минимально допустимый коэффициент запаса прочности.

Тогда:

экв.max = 1,2 x = 18,519 МПа  [ст.]

Таким образом сечение полностью проходит по прочности.

## Расчёт 2-го вала

Крутящий момент на валу Tкр. = 552391,645 Hxмм.

Для данного вала выбран материал: сталь 45. Для этого материала:

- предел прочности b = 780 МПа;

- предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба

-1 = 0,43 x b = 0,43 x 780 = 335,4 МПа;

- предел выносливости стали при симметричном цикле кручения

-1 = 0,58 x -1 = 0,58 x 335,4 = 194,532 МПа.

3 - е с е ч е н и е.

Диаметр вала в данном сечении D = 60 мм. Концентрация напряжений обусловлена наличием двух шпоночных канавок. Ширина шпоночной канавки b = 18 мм, глубина шпоночной канавки t1 = 7 мм.

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

S =

- амплитуда цикла нормальных напряжений:

v = 12,189 МПа,

здесь

Wнетто =

15306,85 мм 3,

где b=18 мм - ширина шпоночного паза; t1=7 мм - глубина шпоночного паза;

- среднее напряжение цикла нормальных напряжений:

m = 0,269 МПа, Fa = 759,614 МПа - продольная сила,

-  = 0,2 - см. стр. 164[1];

-  = 0.97 - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности, см. стр. 162[1];

- k = 1,8 - находим по таблице 8.5[1];

-  = 0,82 - находим по таблице 8.8[1];

Тогда:

S = 12,136.

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

S = где:

- амплитуда и среднее напряжение отнулевого цикла:

v = m = 7,564 МПа,

здесь

Wк нетто =

36512,601 мм 3,

где b=18 мм - ширина шпоночного паза; t1=7 мм - глубина шпоночного паза;

- t = 0.1 - см. стр. 166[1];

-  = 0.97 - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности, см. стр. 162[1].

- k = 1,7 - находим по таблице 8.5[1];

-  = 0,7 - находим по таблице 8.8[1];

Тогда:

S = 9,878.

Результирующий коэффициент запаса прочности:

S = = = 7,661

Расчётное значение получилось больше минимально допустимого [S] = 2,5.

Проверим вал на статическую прочность.

Проверку будем проводить по допустимым напряжениям. Коэффициент перегрузки Кп = 1,2. Проверка по допустимым напряжениям на статическую прочность проводится по формуле 11.2[2]:

экв.max = Kп x экв. = Кп x  [ст.] , где:

176 МПа, здесь т = 440 МПа; [S]=2.5 - минимально допустимый коэффициент запаса прочности.

Тогда:

экв.max = 1,2 x = 21,473 МПа  [ст.]

Таким образом сечение полностью проходит по прочности.

# Тепловой расчёт редуктора

Червячный редуктор в связи с невысоким КПД и большим выделением теплоты должен проверяться на нагрев.

Мощность (Вт) на червяке:

P = 4971,642 Вт

Температура нагрева масла (корпуса) при установившемся тепловом режиме без искусственного охлаждения:

tраб. = 89,851 oC  [t]раб. = 95 oC

где  = 0,3 - коэффициент, учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора в металлическую плиту или раму; Kт = 15Вт/(м 2x oC) - коэффициент теплоотдачи для чугунных корпусов при естественном охлаждении; [t]раб. = 95 oC - минимально допустимая рабочая температура.

Температура лежит в пределах нормы.

# Выбор сорта масла

Смазывание элементов передач редуктора производится окунанием нижних элементов в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение элемента передачи примерно на 10-20 мм. Объём масляной ванны V определяется из расчёта 0,25 дм 3 масла на 1 кВт передаваемой мощности:

V = 0,25 x 5,312 = 1,328 дм 3.

По таблице 10.8[1] устанавливаем вязкость масла. При контактных напряжениях H = 126,659 МПа и скорости v = 6,151 м/с рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна 15 x 10 -6 м/с 2. По таблице 10.10[1] принимаем масло индустриальное И-12А (по ГОСТ 20799-75\*).

Выбираем для подшипников качения пластичную смазку УТ-1 по ГОСТ 1957-73 (см. табл. 9.14[1]). Камеры подшинпиков заполняются данной смазкой и периодически пополняются ей.

# Выбор посадок

Посадки элементов передач на валы - Н7/р6, что по СТ СЭВ 144-75 соответствует легкопрессовой посадке.

Посадки муфт на валы редуктора - Н8/h8.

Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала k6.

Остальные посадки назначаем, пользуясь данными таблицы 8.11[1].

# Технология сборки редуктора

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской. Сборку производят в соответствии с чертежом общего вида редуктора, начиная с узлов валов.

На валы закладывают шпонки и напрессовывают элементы передач редуктора. Мазеудерживающие кольца и подшипники следует насаживать, предварительно нагрев в масле до 80-100 градусов по Цельсию, последовательно с элементами передач. Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов; затягивают болты, крепящие крышку к корпусу. После этого в подшипниковые камеры закладывают смазку, ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок, регулируют тепловой зазор. Перед постановкой сквозных крышек в проточки закладывают войлочные уплотнения, пропитанные горячим маслом. Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышку винтами. Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель. Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой, закрепляют крышку болтами. Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.

# Заключение

При выполнении курсового проекта по “Деталям машин” были закреплены знания, полученные за прошедший период обучения в таких дисциплинах как: теоретическая механика, сопротивление материалов, материаловедение.

Целью данного проекта является проектирование привода цепного конвейера, который состоит как из простых стандартных деталей, так и из деталей, форма и размеры которых определяются на основе конструкторских, технологических, экономических и других нормативов.

В ходе решения поставленной передо мной задачей, была освоена методика выбора элементов привода, получены навыки проектирования, позволяющие обеспечить необходимый технический уровень, надежность и долгий срок службы механизма.

Опыт и навыки, полученные в ходе выполнения курсового проекта, будут востребованы при выполнении, как курсовых проектов, так и дипломного проекта.

Можно отметить, что спроектированный редуктор обладает хорошими свойствами по всем показателям.

По результатам расчета на контактную выносливость действующие напряжения в зацеплении меньше допускаемых напряжений.

По результатам расчета по напряжениям изгиба действующие напряжения изгиба меньше допускаемых напряжений.

Расчет вала показал, что запас прочности больше допускаемого.

Необходимая динамическая грузоподъемность подшипников качения меньше паспортной.

При расчете был выбран электродвигатель, который удовлетворяет заданные требования.

# Список использованной литературы

1. Чернавский С.А., Боков К.Н., Чернин И.М., Ицкевич Г.М., Козинцов В.П. 'Курсовое проектирование деталей машин': Учебное пособие для учащихся. М.:Машиностроение, 1988 г., 416с.

2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. 'Конструирование узлов и деталей машин', М.: Издательский центр 'Академия', 2003 г., 496 c.

3. Шейнблит А.Е. 'Курсовое проектирование деталей машин': Учебное пособие, изд. 2-е перераб. и доп. - Калининград: 'Янтарный сказ', 2004 г., 454 c.: ил., черт. - Б.ц.

4. Березовский Ю.Н., Чернилевский Д.В., Петров М.С. 'Детали машин', М.: Машиностроение, 1983г., 384 c.

5. Боков В.Н., Чернилевский Д.В., Будько П.П. 'Детали машин: Атлас конструкций.' М.: Машиностроение, 1983 г., 575 c.

6. Гузенков П.Г., 'Детали машин'. 4-е изд. М.: Высшая школа, 1986 г., 360 с.

7. Детали машин: Атлас конструкций / Под ред. Д.Р.Решетова. М.: Машиностроение, 1979 г., 367 с.

8. Дружинин Н.С., Цылбов П.П. Выполнение чертежей по ЕСКД. М.: Изд-во стандартов, 1975 г., 542 с.

9. Кузьмин А.В., Чернин И.М., Козинцов Б.П. 'Расчеты деталей машин', 3-е изд. - Минск: Вышейшая школа, 1986 г., 402 c.

10. Куклин Н.Г., Куклина Г.С., 'Детали машин' 3-е изд. М.: Высшая школа, 1984 г., 310 c.

11. 'Мотор-редукторы и редукторы': Каталог. М.: Изд-во стандартов, 1978 г., 311 c.

12. Перель Л.Я. 'Подшипники качения'. M.: Машиностроение, 1983 г., 588 c.

13. 'Подшипники качения': Справочник-каталог / Под ред. Р.В. Коросташевского и В.Н. Нарышкина. М.: Машиностроение, 1984 г., 280 с.

14. 'Проектирование механических передач' / Под ред. С.А. Чернавского, 5-е изд. М.: Машиностроение, 1984 г., 558 c.

Программа DM-Monster V8.x всегда рада поработать за Вас.

Сайт: Курсовое проектирование ДЕТАЛЕЙ МАШИН для студентов и преподавателей.

www.dm-monster.narod.ru

Сайт: Programs from Russia.

www.mouse-ru.narod.ru