Министерство образования и науки Украины

Кафедра ОКММ

«Основы автоматизированного проектирования сложных объектов и систем»

2006

**Задание**

Вариант 50.3

М

Выходной вал

 Т,n

1

2

4

3

Рассчитать и спроектировать привод к бегунам.

Режим нагружения:

|  |
| --- |
| Время в часах с использованием мощности |
| t1 | P1 | t2 | P2 | t3 | P3 |
| 3000 | P | 5000 | 0.8P | 4000 | 0.3P |

Вариант задания:

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Т, Н\*м | n, мин-1 | nc, мин-1 | Тип соединительной муфты | Тип передачи на выходном валу | Редуктор установить на  |
| 23 | 120 | 153 | 1000 | Упругая со звездочкой | Цепная U=1.4 | Литой плите |

# Аннотация

В курсовом проекте по дисциплине “Основы автоматизированного проектирования сложных объектов и систем” произведено проектирование привода, то есть выбор электродвигателя, проектирование и проверочный расчет редуктора и его составных частей.

В пояснительной записке представлены проектировочные и проверочные расчеты, разработана общая структура пакета прикладных программ (ППП). Записка содержит стр. 1 страниц, 14 рисунков, 2 таблиц, приложения А, Б, В, Г.

РЕДУКТОР, ЗВЁДОЧКА, ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ, ШПОНКА, ПОДШИПНИК, БОЛТ, ГАЙКА, ШАЙБА, ШКИВ, ЗВЕЗДОЧКА, ЦЕПНАЯ ПЕРЕДАЧА, МАСЛОУКАЗАТЕЛЬ, ПРОБКА, ВАЛ

**Введение**

Технический уровень всех отраслей народного хозяйства в значительной мере определяется уровнем развития машиностроения. На основе развития машиностроения осуществляется комплексная механизация и автоматизация производственных процессов в промышленности, строительстве, сельском хозяйстве, на транспорте.

Повышение эксплуатационных и качественных показателей, сокращение времени разработки и внедрения новых машин, повышение их надежности и долговечности при снижении стоимости – основные задачи конструкторов-машиностроителей. Большие возможности для совершенствования труда конструкторов дает широкое применение ЭВМ, позволяющее освободить конструкторов от нетворческих операций, оптимизировать конструкции, автоматизировать значительную часть процесса проектирования.

Проектирование по курсу «Детали машин» входит в учебные планы всех механических специальностей. Оно является завершающим этапом в цикле базовых общетехнических дисциплин: теоретическая механика, сопротивление материалов, материаловедение, взаимозаменяемость, метрология и стандартизация и др. Курсовой проект – первая самостоятельная конструкторская работа студента, в ходе которой он изучает практические принципы и методы проектирования.

Редуктором называется передача, установленная в отдельной закрытой коробке, называемой корпусом, и служащая для снижения угловой скорости и соответственно повышения вращающего момента на ведомом валу по сравнению с валом ведущим.

Установка передачи в отдельном корпусе гарантирует точность сборки, лучшую смазку её и соответственно более высокий КПД, меньший износ, а также защиту от попадания в неё пыли и грязи. Поэтому в данной ответственной установке применяется редуктор.

Подвод мощности от двигателя к редуктору осуществляется через муфту.

От муфты момент передаётся на входной вал (вал-шестерня), предназначенный для передачи вращающего момента.

Вал-шестерня входит в зацепление с колесом.

На выходе редуктора расположена однорядная цепная передача. Она состоит из расположенных на расстоянии друг от друга двух колес, называемых звёздочками, и охватывающей их цепи. Вращение ведущей звёздочки, расположенной на выходном валу, преобразуется во вращение ведомой звёздочки благодаря сцеплению цепи с зубьями звёздочек.

# Проектные расчеты

## **Общие сведения**

Для приведения в движение исполнительных механизмов большинства машин используются приводы, состоящие из двигателей, систем механических передач и муфт, соединяющих отдельные валы. Таким образом, под приводом следует понимать устройство для приведение в действие рабочего механизма машины. Наибольшее распространение, благодаря простоте конструкции, достаточной надёжности, относительной дешевизне и высокому КПД получили механические приводы.

Приводы большей части машин допускают использование стандартных двигателей, муфт и механических передач. Механические приводы общего назначения классифицируются по числу и типу двигателей, а также по типу использующихся передач.

По числу двигателей приводы делятся на групповые, одно- и многодвигателевые.

Групповой привод служит для приведения в движение нескольких рабочих органов машины. Привод этого типа используется в некоторых металлообрабатывающих станках, в различных строительных и погрузочно-разгрузочных машинах. Групповой привод имеет большие габаритные размеры, сложную конструкцию и низкий КПД.

Однодвигателевый привод распространен наиболее широко, особенно в машинах с одним рабочим органом, приводимым в движение от одного двигателя.

Мнонгодвигателевый привод используется в сложных машинах, имеющих несколько рабочих органов или один рабочий орган, потребляющий большое количество энергии (например, конвейер большой длины). Такие приводы используются в подъёмно-транспортных машинах, сложных металлообрабатывающих станках и т.п.

По типу двигателя различаются приводы с электродвигателем, двигателями внутреннего сгорания, с паровыми и газовыми двигателями, гидро- и пневмодвигателями.

В состав механических приводов могут входить такие типы передач: зубчатые (цилиндрические и конические), червячные, передачи с промежуточной гибкой связью (ременные, цепные), передачи винт-гайка. Передачи в приводе могут быть как однотипными, так и комбинированными.

Общее передаточное число привода определяется отношением частоты (угловой скорости) вала двигателя к частоте(угловой скорости) приводного вала исполнительного механизма или рабочего органа машины:


## **Выбор электродвигателя**

При выборе электродвигателя кроме синхронной частоты вращения и потребной мощности необходимо определиться с его исполнением, выбор которого зависит от типа и конструкции редуктора или коробки скоростей и условий компоновки привода.

Исходными данными на этом этапе проектирования привода служат принципиальная схема привода (с указанием всех передач, входящих в его состав); вращающий момент на выходном валу редуктора (коробки скоростей) ; частота вращения выходного вала ; синхронная частота электродвигателя . Расчет потребляемой мощности привода, кВт, выполняется по заданной нагрузке на выходном валу и частоте вращения выходного вала с учетом потерь мощности в приводе от вала электродвигателя до выходного вала редуктора:

,

Pпотр = кВт.s

Расчет входной мощности электродвигателя Pвх:

Pвх =,

где ηΣ = ηмуфт\* η3 подш\* η2 зац.

Здесь ηΣ – суммарный КПД привода, ηмуфт – КПД муфты, ηподш – КПД подшипниковой пары, ηзац – КПД зацепления. Принятые значения: ηмуфт = 1; ηподш = 0.99; ηзац = 0.98 [1, табл. 6].

ηΣ = 1\*0.993 \* 0.982 = 0.93;

Pвх = = 2.06 кВт.

По каталогу источника [2] с учетом синхронной частоты вращения вала двигателя nс = 1000 мин-1 и требуемой входной мощности Pвх = 2.06 кВт выбираем двигатель:

4А100L6, номинальная мощность P = 2,2 кВт, номинальная частота вращения n = 950 мин-1, отношение Тмакс/Тном = 2.2, диаметр вала двигателя dдв = 28 мм.

## **Кинематический расчет**

Исходными данными при выполнении кинематического расчета кроме заданной кинематической схемы привода являются синхронная частота вращения вала электродвигателя  и частота вращения выходного вала редуктора или коробки скоростей.

Кинематический расчет привода состоит из следующих основных частей: определение общего передаточного числа, разбивка общего и передаточного числа по ступеням, определение кинематической погрешности.

Общее передаточное число привода определяется как отношение частоты вращения вала электродвигателя к частоте вращения выходного вала редуктора (коробки скоростей):

Uр = 

Расчет передаточных отношений быстроходной U12 и тихоходной U34 ступеней [1]:

U34 =  2,19;

Принимаем U34**СТ**=2,24

U12 = .= 2,77

Принимаем U12**СТ**=2,8

Фактическое передаточное число Uф:

Uф = U12ст \* U34ст = 2,8 \* 2,24 = 6,272

Относительное отклонение фактического передаточного числа от расчетного:



Вывод: ΔU = 1% < 4% (для двухступенчатого редуктора [ΔU] = 4% [1]), кинематический расчет выполнен удовлетворительно.

## **Расчет частот, мощностей и вращающих моментов**

Частота на валу двигателя и валу быстроходной ступени (1-м колесе) nz1:

nz1 = nвд = 950 мин-1.

Частота на промежуточном валу редуктора (на 2-м и 3-м колесах) nz2:

nz2 = nz3 =  339,3 мин-1.

Частота на выходном валу редуктора (на 4-м колесе) nвых:

nвых = nz4 =  151,5 мин-1.

Потребляемая приводом мощность (мощность, передаваемая на 1-ю шестерню) Pz1:

Pz1 = Pвх \* ηподш = 2,06 \* 0.99 = 2,04 кВт.

Мощность, передаваемая на 2-е колесо Pz2:

Pz2 = Pz1 \* ηзац = 2,04 \* 0.98 = 2 кВт.

Мощность, передаваемая на 3-ю шестерню Pz3:

Pz3 = Pz2 \* ηподш = 2 \* 0.99 = 1,98 кВт.

Мощность, передаваемая на 4-е колесо Pz4:

Pz4 = Pz3 \* ηзац = 1,98 \* 0.98 = 1,94 кВт.

Мощность на выходе редуктора Pвых:

Pвых = Pz4 \* ηподш = 1,94 \* 0.99 = 1,92 кВт.

Момент на валу двигателя и на 1-й шестерне редуктора Tz1:

Tz1 =  = 20,5 Н\*м.

Момент на 2-м колесе редуктора Tz2:

Tz2 =  = 56,3 Н\*м.

Момент на 3-й шестерне редуктора Tz3:

Tz3 =  = 55,7 Н\*м.

Момент на 4-м колесе редуктора Tz4:

Tz4 =  = 122,3 Н\*м.

Момент на выходе редуктора Tвых:

Tвых =  = 120 Н\*м.

## **Проектировочный расчет быстроходной передачи**

Исходные данные для расчета:

мощность на шестерне Pz1 = 2,04 кВт;

частота вращения шестерни nz1 = 950 об/мин;

передаточное число U12 = 2,8.

Режим нагружения:

t1 = 3000 час; P1 = P;

t2 = 5000 час; P2 = 0.8P;

t3 = 4000 час; P3 = 0.3P;

### **Назначение материалов и допускаемых напряжений**

Принимается для шестерни сталь 45 улучшенная с твердостью HB 220+-10, для колеса - сталь 45 улучшенная с твердостью HB 192+-10.

Допускаемые контактные напряжения

.

Для шестерни Z1:

*σHlimb*= 2\*HB + 70 = 2\*220 + 70 = 510 МПа [1, табл. 10] – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов *NH0*.

*SH* = 1.1 [1, табл. 11] – коэффициент безопасности.

 - коэффициент долговечности.

*NH0* = 12.8\*106 [1, табл. 12] – базовое число циклов перемены напряжений.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений:

= 60\*950\*(3000\*1 + 5000\*0.83 + 4000\*0.33) = 323\*106.

< 1, принимаем *KHL* = 1.

Принимаем значения коэффициентов:

ZR = 1 (принят 7-й класс чистоты обработки);

ZV = 1 (ожидается V < 5 м/с);

KL = 1 (обильно смазываемая передача);

KχH = 1 (ожидается диаметр зубчатых колес меньше 700 мм).

= 464 МПа.

Для колеса Z2:

*σHlimb*= 2\*HB + 70 = 2\*192 + 70 = 454 МПа [1, табл. 10].

*SH* = 1.1 [1, табл. 11].

*NH0* = 10\*106 [1, табл. 12];

= 115\*106

< 1, принимаем *KHL* = 1.

= 413 МПа.

### **Назначение коэффициентов**

Угол наклона зуба

=16o

Коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния

*Ψba* = 0.315.

Коэффициент неравномерности нагрузки

*KHβ*= 1.2 [1, табл. 20](0.5985).

*KHV* = 1 – коэффициент динамичности нагрузки. *KHα* = 1.1 – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

### **Расчет межосевого расстояния**

Расчетная формула:

,

причем [σ]H берется минимальным из [σ]H1 и [σ]H2. Kap = 8900 [1, табл. 2] – средний суммарный коэффициент при расчетах межосевого расстояния с использованием мощности.

 98 мм.

Принимаем значение *a* из стандартного ряда [1, табл. 16] *a* = 100 мм.

**1.5.4** **Назначение модуля**

m = (0.01 … 0.025)\**a* = (0.01 … 0.025)\* 100 = 1… 2,5.

Принимаем m = 2 мм, он обеспечивает

96,1.

Принимаем (Z1+Z2)=96

###

### **1.5.5 Назначение числа зубьев**

25,

принимаем Z1 = 25.

Z2 = (Z1 + Z2) – Z1 = 96– 25 = 71.

Фактическое передаточное число



U12ф =  2.84; 

ΔU < [ΔU] = 1.4 % [1, табл.8].

### **1.5.6 Расчет геометрических размеров зубчатых колес**

*b = bw = ψba\*a* =0.315\*100 = 31.5.0, принимаем b = 32 [1, табл. 18] – ширина колес 1 и 2.

Проверка принятой ширины на торцевое перекрытие

- торцевое перекрытие обеспечено.

Делительные и внешние диаметры колес:

*d1 = mZ1*/cos= 2\*25/cos16.26o = 52.08 мм; *da1 = d1 + 2m* = 56.08 мм.

*d2 = mZ2*/cos= 2\*71/cos16.26o = 147.92 мм; *d a2 = d2 + 2m* = 151.92 мм.

### **1.5.7 Назначение степени точности**

м/с.

Назначаем степень точности 9B [1, табл. 19].

## **Проектировочный расчет тихоходной передачи**

Исходные данные для расчета:

мощность на шестерне Pz3 = 1.98 кВт;

частота вращения шестерни nz3 = 339.3 об/мин;

передаточное число U34 = 2.24.

Режим нагружения:

t1 = 3000 час; P1 = P;

t2 = 5000 час; P2 = 0.8P;

t3 = 4000 час; P3 = 0.3P;

### **Назначение материалов и допускаемых напряжений**

Принимается для шестерни сталь 45 улучшенная, отпуск с твердостью HB 220, для колеса - сталь 45 улучшенная, отпуск с твердостью HB 192.

Допускаемые контактные напряжения

.

Для шестерни Z3:

*σHlimb*= 2\*HB + 70 = 2\*220 + 70 = 510 МПа [1, табл. 10] – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов *NH0*.

*SH* = 1.1 [1, табл. 11] – коэффициент безопасности.

 - коэффициент долговечности.

*NH0* = 12.8\*106 [1, табл. 12] – базовое число циклов перемены напряжений.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений:

115\*106.

< 1, принимаем *KHL* = 1.

Принимаем значения коэффициентов:

ZR = 1 (принят 7-й класс чистоты обработки);

ZV = 1 (ожидается V < 5 м/с);

KL = 1 (обильно смазываемая передача);

KχH = 1 (ожидается диаметр зубчатых колес меньше 700 мм).

= 464 МПа.

Для колеса Z4:

*σHlimb*= 2\*HB + 70 = 2\*192 + 70 = 454 МПа [1, табл. 10].

*SH* = 1.1 [1, табл. 11].

*NH0* = 10\*106 [1, табл. 12];

= 51.3\*106

<1,

принимаем *KHL* = 1

= 413 МПа.

### **Назначение коэффициентов**

Коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния

*Ψba* = 0.2.

Коэффициент неравномерности нагрузки

*KHβ*= 1.05 [1, табл. 20] (0.324).

*KHV* = 1.14 – коэффициент динамичности нагрузки.

*KHα* = 1.14 – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

### **Расчет межосевого расстояния**

Расчетная формула:

,

причем [σ]H берется минимальным из [σ]H3 и [σ]H4.

Kap = 9.75\*103 [1, табл. 2] – средний суммарный коэффициент при расчетах межосевого расстояния с использованием мощности.

119 мм.

Принимаем значение *a* из стандартного ряда [1, табл. 16] *a* = 125 мм.

### **Назначение модуля**

m = (0.01 … 0.025)\**a* = (0.01 … 0.025)\*160 = 1,25 … 3.125.

Принимаем m = 2.5 мм, он обеспечивает

 - целое число.

### **Назначение числа зубьев**

30.9,

принимаем Z3 = 31.

Z4 = (Z3 + Z4) – Z3 = 100 – 31 = 69.

Фактическое передаточное число

U34ф = 2.23; 

ΔU < [ΔU] = 0.45 % [1, табл.8].

### **Расчет геометрических размеров зубчатых колес**

*b = bw = ψba\*a* =0.2\*125 = 25, принимаем b = 25 [1, табл. 18] – ширина колес 3 и 4.

Делительные и внешние диаметры колес:

*d3 = mZ3* = 2.5\*31 = 77.5 мм; *da3 = d3 + 2m* = 82.5 мм.

*d4 = mZ4* = 2.5\*69= 172.5 мм; *d a4 = d4 + 2m* = 177.5 мм.

### **Назначение степени точности**

м/с.

Назначаем степень точности 9B [1, табл. 19].

## **Расчет цепной передачи**

Исходные данные для расчета:

мощность на шестерне Pz4 = 1.92 кВт;

частота вращения шестерни nz4 = 151. об/мин;

передаточное число U34 = 1.4.

Режим нагружения:

t1 = 3000 час; P1 = P;

t2 = 5000 час; P2 = 0.8P;

t3 = 4000 час; P3 = 0.3P;

Для передачи выбирается приводная роликовая цепь по ГОСТ 13568-75.

### **Назначение чисел зубьев звездочек**

Z1=31-2U=31-2\*1.4=28.2, принимаем Z1=29 (таблица 1,[1]);

Z2=Z1\*U=28\*1.4=40.6, принимаем Z2=41;

### **Назначение шага цепи**

мм

Кэ = Кд\*Ка\*К\*Крег\*Кс\*Креж=1.5;

Кд = 1.25 – предполагается, что при работе передачи возможны незначительные толчки;

Ка = 1 – габаритных ограничений нет, передача проектируется с оптимальным межосевым расстоянием;

К = 1 – угол наклона передачи к горизонту < 70o;

Крег = 1 – межосевое расстояние регулируется перемещением одной из опор;

Кс = 2 – смазка периодическая

Креж = 1 – работа односменная; Для всех коэффициентов (таблица 7,[1]).

m=1.7 – предварительно принимается двухрядную цепь (таблица 6,[1]).

[p] = 33 МПа – ожидается шаг около 15,875 мм (таблица 5,[1]).

В соответствии с расчетом принимаем цепь t=25.4 мм ПР-25,4-5670

Назначение межосевого расстояния: at = 40

### **Расчет длины цепи, уточнение межосевого расстояния передачи:**

мм,

принимаем lt = 114.



ao = 0.997a = 0.997\*634.3 = 632.4 мм – монтажное межосевое расстояние

**1.7.4 Расчет делительных диаметров звездочек:**

d1 = t/sin(180/Z1) = 15.875/0.11=143 мм

d2 = t/sin(180/Z2) = 15.875/0.077=153 мм

### **1.7.5 Расчет нагрузки на валы звездочек:**

Fв = 0.595Ft = 0.595\*1652 = 982.1 H

Ft = 1000P4/V = 1000\*1,92/1.162 = 1652 H

V = t\*Z1\*n1/60000 = 15.875\*29\*151.5/60000 = 1.162 м/с

## **Предварительный расчет муфты**

Выбираем упругую муфту со звездочкой (ГОСТ 14084-93)

Момент - Т=63 Н\*м

Диаметр посадочных отверстий – d=28 мм

Z=6 D = 85 мм

Величина радиальной нагрузки на валы

Fм=300T/D1=300\*63/85=222 H

## **Предварительный расчет валов**

Исходные данные для расчета:

P1=2.06 кВт P2=2 кВт P3=1.94 кВт

n1= 950 мин-1 n2= 339,3 мин-1 n3= 151,5 мин-1

Входной вал:

D1= мм. Принимаем D1=28 мм (Dв=28)

Промежуточный вал:

D2= мм. Принимаем D2=36 мм

Выходной вал:

D3= мм. Принимаем D1=44 мм

## **Выбор и расчет подшипников**

Исходя из условия a < 200, и конструктивных особенностей валов, приняты следующие подшипники (легкая серия):

Входной вал:

ГОСТ 27365-87 7205 Cr = 23900 H D = 52 мм d = 25 мм B = 15 мм

Промежуточный вал:

ГОСТ 27365-87 7206 Cr = 29800 H D = 62 мм d = 30 мм B = 16 мм

Выходной вал:

ГОСТ 8338-75 107 Cr = 15900 H D = 62 мм d = 35 мм B = 14 мм

**2. Проверочные расчеты**

## **2.1 Проверочный расчет быстроходной передачи**

### **2.1.1 Проверка контактной выносливости зубьев**

Расчетное условие: *σH < [σ]H*.

*[σ]H* = *[σ]H2* = 413 МПа (см. проектировочный расчет).

Расчетная формула контактного напряжения:

.

Принимаем

*ZH* = 1.63 – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев.

*ZM* = 275 – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес. (сталь-сталь)

*εα* =  - торцевой коэффициент перекрытия.

*Zε* =  - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

*KHβ* = 1 [1, табл. 20],

*KHα* = 1.14

*KHV*=1 + ;

 Н/мм,

*δH* = 0.002 [1, табл. 22];

*q* = 73 [1, табл. 21] – степень точности по нормам плавности.

 Н/мм.

*KHV*=1 + .

 МПа.

*σH < [σ]H*, контактная выносливость обеспечена.

### **2.1.2 Проверка изгибной выносливости зубьев**

Расчетное условие: *σF < [σ] F*. Выясним, по какому из колес считать, вычислив отношение  для колеса и шестерни.

Допускаемое изгибное напряжение:

, где  - предел выносливости при эквивалентном числе циклов нагружения.

Принимаем

*YS = 1* – коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений.

*YR = 1* - коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности. Принят 7-й класс чистоты.

*YχF = 1* - коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса. Для d1 < 500 принимаем равным 1.

*KFg = 1* - коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности – переходная поверхность не шлифуется.

*KFd = 1* – деформационного упрочнения переходной поверхности не предусматривается.

*KFl = 1* – нагрузка односторонняя.

- коэффициент долговечности [1].

Для шестерни

*NF0 = 4\*106* [1].

*NFE1 = 60\*nz1\**=60\*950\*(3000 + 5000\*0.86 + 4000\*0.36) = 246\*106.

< 1, принимаем KFL = 1.

SF = SF’ = 2.2 [1, табл. 24] – коэффициент безопасности.

σFlimb0 = 1.8\*HB = 1.8\*220 = 396 МПа.

[σ]F1 = =180 МПа.

Для колеса

*NFE2 =*88\*106

< 1, принимаем KFL = 1.

SF = SF’ = 2.2 [1, табл. 24] – коэффициент безопасности.

σFlimb0 = 1.8\*HB = 1.8\*192 = 345,6 МПа.

[σ]F2 = =157 МПа.

YF1 = 3.9 [1, табл. 4] – коэффициент, зависящий от формы зуба;

YF2 = 3.61 [1, табл. 4].

46.1; 43.5.

Более слабым элементом является колесо. По нему проверим изгибную прочность:

.

Берем YF = YF1 = 3.61.

KFβ = 1 [1, табл. 20] ().

KFα = .

*KFV*=1 + ;

 Н/мм,

*δF* = 0.006 [1, табл. 22];

*q* = 76 [1, табл. 21] – степень точности по нормам плавности.

 Н/мм.

*KFV*=1 + .

Y=1-/140=1-29o99’47’’/140=0.79

 60 МПа < 157 МПа.

Изгибная прочность обеспечена.

### **2.1.3 Проверка на контактную прочность при действии максимальных нагрузок**

Расчетное условие: σHmax < [σ]Hmax.

σH = 369 МПа;

σHmax = σH,

Kпер = 2.35 – коэффициент перегрузки

σHmax = 369= 566 МПа.

Для стали 45 улучшенной предел текучести σT = 450 МПа [1, табл. 9]

[σ]Hmax = 2.8\*σT = 2.8\*450 = 1260 МПа.

Расчетное условие выполняется, контактная прочность при действии максимальных нагрузок обеспечена.

### **2.1.4 Проверка на изгибную прочность при действии максимальных нагрузок**

Расчетное условие: σFmax < [σ]Fmax, расчет ведем по более слабому звену – шестерне.

σFmax = σF\* Kпер =60\*2.35 = 141 МПа.

[σ]Fmax = 2.75HB = 2.75\*220 = 605 МПа.[1] (у колеса твердость зубьев HB = 220).

Расчетное условие выполняется, контактная прочность при действии максимальных нагрузок обеспечена.

**2.2 Проверочный расчет тихоходной передачи**

###

### **2.2.1 Проверка контактной выносливости зубьев**

Расчетное условие: *σH < [σ]H*.

*[σ]H* = *[σ]H3* = 413 МПа (см. проектировочный расчет).

Расчетная формула контактного напряжения:

.

Принимаем

*ZH* = 1.77 – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев.

*ZM* = 275 – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес.

*εα* =  - торцевой коэффициент перекрытия.

*Zε* =  - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

*KHβ* = 1.05 [1, табл. 20], *KHα* = 1.14

*KHV*=1 + ;

 Н/мм,

*δH* = 0.006 [1, табл. 22];

*q* = 73 [1, табл. 21] – степень точности по нормам плавности.

 Н/мм.

*KHV*=1 + .

 МПа.

*σH < [σ]H*, контактная выносливость обеспечена.

### **2.2.2Проверка изгибной выносливости зубьев**

Расчетное условие: *σF < [σ] F*. Выясним, по какому из колес считать, вычислив отношение  для колеса и шестерни.

Допускаемое изгибное напряжение:

, где  - предел выносливости при эквивалентном числе циклов нагружения.

Принимаем

*YS = 1* – коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений. Для m = 2..5 мм принимается равным 1.

*YR = 1* - коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности. Принят 7-й класс чистоты.

*YχF = 1* - коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса. Для d1 < 500 принимаем равным 1.

*KFg = 1* - коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности – переходная поверхность не шлифуется.

*KFd = 1* – деформационного упрочнения переходной поверхности не предусматривается.

*KFl = 1* – нагрузка односторонняя.

- коэффициент долговечности [1].

Для шестерни

*NF0 = 4\*106* [1].

*NFE3 = NFE2* = 246\*106.

< 1,

принимаем KFL = 1.

SF = SF’ = 2.2 [1, табл. 24] – коэффициент безопасности.

σFlimb0 = 1.8\*HB = 1.8\*220 = 395 МПа.

[σ]F3 = = 180 МПа.

Для колеса

*NFE4 =*109,8\*106

< 1,

принимаем KFL = 1.

SF = SF’ = 2.2 [1, табл. 24] – коэффициент безопасности.

σFlimb0 = 1.8\*HB = 1.8\*192 = 346 МПа.

[σ]F4 = =157 МПа.

YF3 = 3.8 [1, табл. 4] – коэффициент, зависящий от формы зуба;

YF4 = 3.62 [1, табл. 4].

47,4; 43,4.

Более слабым элементом является колесо. По нему проверим изгибную прочность:

.

Берем YF = YF4 = 3.6. KFβ = 1.1 [1, табл. 20] ().

KFα = 1 – для прямозубой передачи.

*KFV*=1 + ;

 Н/мм,

*δF* = 0.016 [1, табл. 22]; *q* = 73 [1, табл. 21] – степень точности по нормам плавности.

 Н/мм.

*KFV*=1 + .

69,5 МПа

Изгибная прочность обеспечена.

### **2.2.3 Проверка на контактную прочность при действии максимальных нагрузок**

Расчетное условие: σHmax < [σ]Hmax.

σH = 362 МПа;

σHmax = σH,

Kпер = 2,35 – коэффициент перегрузки (см. проверочный расчет быстроходной передачи).

σHmax = 362= 555 МПа.

Для стали 45 улучшенная, отпуск предел текучести σT = 450 МПа [1, табл. 9]

[σ]Hmax = 2.8\*σT = 2.8\*450 = 1260 МПа.

Расчетное условие выполняется, контактная прочность при действии максимальных нагрузок обеспечена.

### **2.2.4 Проверка на изгибную прочность при действии максимальных нагрузок**

Расчетное условие: σFmax < [σ]Fmax, расчет ведем по более слабому звену – колесу.

σFmax = σF\* Kпер =69,5\*2,35 = 163 МПа.

[σ]Fmax = 2.75HB = 2.75\*192 = 528 МПа.[1] (у колеса твердость зубьев HB = 192).

Расчетное условие выполняется, контактная прочность при действии максимальных нагрузок обеспечена.

## **2.3 Проверочный расчет** **цепи**

### **2.3.1 Проверка износостойкости цепи**

Ft = 1652 (см. п. 1.5)

 МПа

Кэ = 2 (см. п. 1.2)



P= МПа

[p] = 33,4 МПа

P<=[P]изн – износостойкость цепи обеспечена.

### **2.3.2 Проверка на число ударов звеньев цепи о зубья звездочек**

V = 4Z1n1/60lt = 4\*29\*151,5/(60\*114)=2.57 м/с

[V] = 20 (таблица 8,[1])

V < [V] – проверочное условие выполнено.

### **2.3.3 Проверка на статическую прочность цепи при максимально возможной нагрузке**

S>[S]



Q = 45400 H (таблица 1 прилож.,[1])

Ft = 1652 (см. п. 1.5)

Кпер = 2,35

Fy = 0, т.к. V=1.162 м/c < 10 м/с

[S] = 8 принято

S > [S] - статическая прочность цепи при перегрузках обеспечена.

**2.4** **Проверка валов**

Рисунок 1 – Общая схема нагружения валов

### **2.4.1 Проверочный расчет входного вала**

Материал ведущего вала Ст45, угол наклона зубьев, мощность на шестерне Рz1=2.04 кВт, число оборот вала n1=950 мин-1.

Момент, передаваемый валом: Т1=9550\*Рвх/n1=9550\*2,06/950=20,7 Н\*м

Усилия в зацеплении:



Неуравновешенная составляющая усилия в нормальном сечении даваемые муфтой, принимается согласно рекомендациям

Sм=0.3\*Ft2=0.3\*796=240 H

Рассмотрим вал в горизонтальной и вертикальной плоскости, определим опорные реакции, строим эпюры изгибающих моментов в каждой плоскости (рис. 2)

Горизонтальна плоскость

Рисунок 2 – Эпюры изгибающих и крутящих моментов на входном вале



Вертикальная плоскость



Определяем суммарные радиальные реакции:





По анализу эпюр изгибающих моментов наиболее нагруженное сечение под шестерней

Мхи=25785 Н\*мм

Муи=26666 Н\*мм

Определяем суммарные изгибающие моменты в наиболее нагруженном сечении:



Эквивалентный момент по III гипотезе прочности



Диаметр вала в наиболее нагруженном сечении (под шестерней)

 мм

Т.к. вал-шестерня, то принимаем диаметр вала d=32 мм

Диаметр входного конца вала производится из расчета на чистое кручение по пониженным допускаемым напряжениям



 мм

Учитывая ослабление сечения шпоночной канавкой увеличиваем диаметр и принимаем окончательно по ГОСТ 6636-69 dk=22 мм.

Диаметр под подшипники dп=25 мм.

### **2.4.2 Проверочный расчет промежуточного вала**

Материал ведущего вала Ст45; мощность, передаваемая зацеплением Z1-Z2 P2=2 кВт; мощность, передаваемая зацеплением Z3-Z4 P3=1,98 кВт; число оборот вала n2=339,3 мин-1.

Момент, передаваемый валом: Т3=9550\*Р3/n2=9550\*1.98/339.3= 55,73 Н\*м

Усилия в зацеплении Z3-Z4:



Усилия, действующая на зуб колеса Z2:



Рассмотрим вал в горизонтальной и вертикальной плоскостях, определим опорные реакции, строим эпюры изгибающих моментов в каждой плоскости.

Горизонтальна плоскость



Вертикальная плоскость



Определяем суммарные радиальные реакции:





По анализу эпюр изгибающих моментов наиболее нагруженное сечение под колесом Z2

Мхи=17885 Н\*мм

Муи=18875 Н\*мм

Определяем суммарные изгибающие моменты в наиболее нагруженном сечении:



Эквивалентный момент по III гипотезе прочности



Диаметр вала в наиболее нагруженном сечении (под колесом)

 мм

Принимаем диаметр вала d=40 мм

Диаметр под подшипники dп=30 мм.

### **2.4.3 Проверочный расчет выходного вала**

Материал ведущего вала Ст45 мощность Pвых=1,92 кВт; число оборот вала n3=151,5 мин-1.

Усилие на вал со стороны звездочки

Fц=1,15\*Ft=1.15\*1652=1900 H

Усилия в зацеплении Z3-Z4:



Рассмотрим вал в горизонтальной и вертикальной плоскостях, определим опорные реакции, строим эпюры изгибающих моментов в каждой плоскости.

Горизонтальна плоскость



Вертикальная плоскость



Определяем суммарные радиальные реакции:





По анализу эпюр изгибающих моментов наиболее нагруженное сечение под опорой В

Мхи=161500 Н\*мм

Муи=0 Н\*мм

Определяем суммарные изгибающие моменты в наиболее нагруженном сечении:



Эквивалентный момент по III гипотезе прочности



Диаметр вала в наиболее нагруженном сечении (под опорой В)

 мм

Принимаем диаметр вала под подшипники d=35 мм

## **2.5 Проверка подшипников**

### **2.5.1 Подшипники входного вала**

Подшипник роликовый конические – 7205 (ГОСТ 27365-87)

X = 0.4 Y =1,67 e = 0.36 Rs = 0 млн.об. Ra = 0 час.

a1 = 1 – при безотказной работе в 90% случаев

a23 = 0.6 – для роликовых подшипников

m = 3,3 – для роликовых подшипников

n = 950 мин-1

Rr = 554 H (см. расчет валов)

Rа = 803 H

Cr = 23900 H

K = 1.3 – Легкие толчки, кратковременные перегрузки

Кт = 1 – Температурный коэффициент

V = 1 – Вращается внутреннее кольцо подшипника



**2.5.2 Подшипники промежуточного вала**

Подшипник роликовый конические – 7206 (ГОСТ 27365-87)

X = 0.4 Y =1,65 e = 0.36 Rs = 0 млн.об. Ra = 0 час.

a1 = 1 – при безотказной работе в 90% случаев

a23 = 0.6 – для роликовых подшипников

m = 3,3 – для роликовых подшипников

n = 339 мин-1

Rr = 1176 H

Rа = 1358 H

Cr = 29800 H

K = 1.3 – Легкие толчки, кратковременные перегрузки

Кт = 1 – Температурный коэффициент

V = 1 – Вращается внутреннее кольцо подшипника



### **2.5.3 Подшипники выходного вала**

Подшипник шариковый радиальный – 107 (ГОСТ 8338-75)

X = 0.56 Y =0 e = 0 Rs = 0 млн.об. Ra = 0 час.

a1 = 1 – при безотказной работе в 90% случаев

a23 = 0.7 – для шариковых подшипников

m = 3 – для шариковых подшипников

n = 151,5 мин-1

Rr = 2926 H

Cr = 15900 H

K = 1.3 – Легкие толчки, кратковременные перегрузки

Кт = 1 – Температурный коэффициент

V = 1 – Вращается внутреннее кольцо подшипника



## **2.6 Расчет шпоночного соединения**

Материал шпонок - чистотянутая сталь с  МПа (ГОСТ 23360—78). Допускается применение другой стали соответствующей прочности. Часто это Ст. 6; стали 45, 50.

В общем машиностроении допускаемые напряжения на смятие принимают равными [см] = 80...150 МПа. При этом меньшие напряжения берут для чугунных ступиц.

В редукторах для шпонок из стали 45 принимают при непрерывном использовании редуктора с полной нагрузкой [см] = 50... 70 МПа; при среднем режиме работы [см] = 130... 180 МПа;

### **2.6.1 Соединение вал–муфта**

По ГОСТ 23360 – 78 подбираем шпонку призматическую обыкновенную со следующим параметрами:

d = 22 мм, b = 6 мм, lp = 28 мм, h = 6 мм, hp = 2.8 мм.

Вращающий момент, передаваемый соединением, T = 20,5 H\*м.

Напряжение смятия на рабочей грани шпонки:



Допускаемое напряжение ,

где [S] – принятый коэффициент запаса прочности, [S] = 2;

 - предел текучести, для Ст.6 =320 МПа.

Условие устойчивости шпонки на срез:



Полученные значения напряжений меньше допускаемых. Следовательно, шпоночное соединение работоспособно с высокой степенью надежности.

### **2.6.2 Соединение вал–колесо (Z2)**

По ГОСТ 23360 – 78 подбираем шпонку призматическую обыкновенную со следующим параметрами:

d = 36 мм, b = 10 мм, lp = 22 мм, h = 8 мм, hp = 3.3 мм.

Вращающий момент, передаваемый соединением, T = 56.3 H\*м.

Напряжение смятия на рабочей грани шпонки:



Допускаемое напряжение ,

где [S] – принятый коэффициент запаса прочности, [S] = 2;

 - предел текучести, для Ст.6 =320 МПа.

Условие устойчивости шпонки на срез:



Полученные значения напряжений меньше допускаемых. Следовательно, шпоночное соединение работоспособно с высокой степенью надежности.

### **2.6.3 Соединение вал–шестерня(Z3,Z5)**

По ГОСТ 23360 – 78 подбираем шпонку призматическую обыкновенную со следующим параметрами:

d = 40 мм, b = 12 мм, lp = 22 мм, h = 8 мм, hp = 3,3 мм.

Вращающий момент, передаваемый соединением, T = 55.7 H\*м.

Напряжение смятия на рабочей грани шпонки:



Допускаемое напряжение ,

где [S] – принятый коэффициент запаса прочности, [S] = 2;

 - предел текучести, для Ст.6 =320 МПа.

Условие устойчивости шпонки на срез:



Полученные значения напряжений меньше допускаемых. Следовательно, шпоночное соединение работоспособно с высокой степенью надежности.

**2.6.4 Соединение вал–колесо (Z4,Z6)**

По ГОСТ 23360 – 78 подбираем шпонку призматическую обыкновенную со следующим параметрами:

d = 40 мм, b = 12 мм, lp = 25 мм, h = 8 мм, hp = 3.3 мм.

Вращающий момент, передаваемый соединением, T = 120 H\*м.

Напряжение смятия на рабочей грани шпонки:



Допускаемое напряжение ,

где [S] – принятый коэффициент запаса прочности, [S] = 2;

 - предел текучести, для Ст.6 =320 МПа.

Условие устойчивости шпонки на срез:



Полученные значения напряжений меньше допускаемых. Следовательно, шпоночное соединение работоспособно с высокой степенью надежности.

### **2.6.5 Соединение вал–звездочка**

По ГОСТ 23360 – 78 подбираем шпонку призматическую обыкновенную со следующим параметрами:

d = 32 мм, b = 10 мм, lp = 36 мм, h = 8 мм, hp = 3.3 мм.

Вращающий момент, передаваемый соединением, T = 120 H\*м.

Напряжение смятия на рабочей грани шпонки:



Допускаемое напряжение ,

где [S] – принятый коэффициент запаса прочности, [S] = 2;

 - предел текучести, для Ст.6 =320 МПа.

Условие устойчивости шпонки на срез:



Полученные значения напряжений меньше допускаемых. Следовательно, шпоночное соединение работоспособно с высокой степенью надежности.

# 3. Смазывание деталей и узлов редуктора

## **3.1 Смазывание зубчатого зацепления**

а) Для проектируемого редуктора применяем непрерывное смазывание маслом картерным непроточным способом.

б) По значению сопряжения в зубьях () и окружной скорости V= 2,59 м/сек выбираем масло И-Г-А-46 (ГОСТ 17479-87) с кинематической вязкостью (41…51).

в) Для редуктора при смазывании окунанием объём масляной ванны определяется из расчета (0,5…1)л масла на 1 кВт передаваемой мощности. Объём масла принимаем равным 1\*2,2=2,2л

г) В коническом цилиндрическом уровень масла принимаем из расчета m<=hm<0.25d2, где m-модуль зацепления, при нижнем расположении шестерни hm=(01..03)d1, при этом hmin=2.2m.

д) Контроль масла осуществляется с помощью кругового маслоуказателя расположенного в корпусе редуктора.

е) Для слива масла, при его замене предусмотрено сливное отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической резьбой.

ж) Для устранения повышенного давления паров масла и воздуха внутри корпуса редуктора, возникающего при его длительной эксплуатации, устанавливаем отдушину в верхней части крышки редуктора.

## **3.2 Смазывание подшипников**

При смазывании зубчатых колёс окунанием (выше описанный метод) подшипники качения смазываются из картера в результате разбрызгивания масла колёсами, образования масляного тумана и растекания масла по валам.

# Разработка ПМК

## **Введение**

Разрабатываемый программный комплекс называется Privod и служит для конструирования редуктора, а именно привода к мельнице. Данный ПМК реализует различные виды расчетов (проектировочные, проверочные) в несколько ниже изложенных этапов, а также на основании полученных данных выполняется визуализация полученной модели средствами AutoCad’a и SolidWorks’а – отрисовка отдельных элементов и узлов редуктора или получение готового сборочного чертежа. ПМК позволяет вносить изменения или дополнения в техническое задание на любых стадиях разработки программного изделия. Областью применения предлагаемой программы могут быть как промышленные предприятия (отделы ОАСУП, ОРТП и др.), так и технические учебные учреждения могут использовать этот ПМК в качестве основной среды получения навыков студентами в проектировании, разработке, расчете и т.д. таких сложных механических систем как привод.

Данный проект предназначен для разработки системы автоматизированного проектирования двухступенчатого цилиндрического редуктора. Редуктором называется передача, установленная в корпусе и служащая для снижения угловой скорости и соответственно для повышения вращающего момента на ведомом валу по сравнению с ведущим. Крутящий момент от двигателя к входному валу редуктора передается через муфту упругую со звездочкой. Посредством цилиндрических передач крутящий момент передается к выходному валу. На выходе установлена звездочка, которая передает крутящий момент от выходного вала к мельнице.

Основными условиями, которым должна отвечать конструкция редуктора, является достаточная прочность, контактная выносливость, обеспечивающая нормальную работу, технологичность конструкции и экономию материала.

Расчет узлов редуктора выполняется в три этапа: проектировочный расчет, силовой расчет, проверочный расчет (проверка на изгибную выносливость и контактную прочность при действии максимальных нагрузок).

Проектировочный расчет включает в себя несколько задач:

* выбор электродвигателя и кинематический расчет привода (расчет мощности и частоты вращения двигателя, определение передаточного числа, определение силовых и кинематических характеристик привода);
* расчет зубчатых передач;
* расчет цепной передачи;
* расчет валов (выбор материала, допускаемых напряжений, определение геометрических параметров, предварительный выбор подшипников);

Проверочный расчет включает:

* расчет валов (проверка на изгибную выносливость и контактную прочность при действии максимальных нагрузок);
* расчет зубчатых передач;
* расчет муфты;
* расчет подшипников (долговечность, грузоподъемность);
* расчет шпонок на смятие;
* расчет стяжных винтов.

## **4.2 Основание для разработки**

Основной документацией, на основании которой ведется разработка ПМК, является расчетно–графические работы, справочные материалы и научная литература по проектированию двухступенчатых цилиндрических прямозубых передач.

Проектировочные и расчетно–графические работы утверждены ДГМА кафедрой «Деталей машин» от 14.02.2004 года.

Наименование темы разработки «Проектирование привода к мельнице».

## **4.3 Назначение разработки**

Функциональное назначение программного изделия заключается в появлении возможности создания «самостоятельной системы» для:

* выполнения операций расчета (предварительного и проверочного);
* сопоставления полученных значений справочным, занесенным в базу данных стандартных рядов размеров;
* последующего выбора стандартных размеров для выполнения проверочных расчетов;
* проверки конструкции на выносливость, прочность, долговечность, предельные перегрузки и др.

Эксплуатационное назначение программного изделия заключается в возможности его применения как в учебной программе технических специальностей, так и в реальных условиях промышленного производства в области проектирования двухступенчатых цилиндрических прямозубых передач с заданными параметрами.

## **Требования к программе или программному изделию**

### **Требования к функциональным характеристикам**

Минимальный состав выполняемых функций данным ПМК представлен ниже, однако он четко не регламентирован, так как программный комплекс создан таким образом, что возможно внесение определенных дополнений (пополнение состава выполняемых функций, формирование дополнительной документации, например, получение отчета по расчетам или спецификацию).

Организация входных данных не позволяет пользователю вносить некорректные исходные данные, так как в программе жестко указаны все пределы и области допускаемых значений и параметров для данного объекта. В реализуемом ПМК возможен выбор некоторых эксплуатационных характеристик из базы данных, а также реализована система подсказок и рекомендаций пользователю по выбору режимов нагружения, серийности выпуска и т.д.

ПМК должен выполнять следующие функции:

* построение параметрической модели детали;
* проверку и контроль всех входных данных;
* поддерживать работу с реляционной базой данных;
* автоматическую перерисовку модели при изменении параметров.

Выходными данными, получаемыми пользователем, после выполнения всего ПМК являются не только результаты предварительных и проверочных расчетов:

* результаты кинематического расчета и выбора электродвигателя;
* результаты расчета зубчатой передачи;
* результаты расчета гибкой связи;
* результаты расчета валов и выбора подшипников;
* результаты расчета шпонок;
* результаты расчета муфт;
* результаты расчета группового болтового соединения;

а также результаты последующей обработки полученных значений параметров:

* результаты визуализации полученного объекта или его составных частей;
* сопроводительная документация (пояснения и комментарии);
* спецификация.

В подразделе должны быть указаны требования к составу выполняемых функций, организации входных и выходных данных, временным характеристикам и т.п.

### **Требования к надежности**

Надежное функционирование разрабатываемого ПМК будет обеспечиваться при использовании современных ЭВМ, четком соблюдении рекомендаций при внесении начальных параметров и не нарушении хода вычислений и порядка операций. Не следует необразованному пользователю пытаться посмотреть на исходный код и удалить из него не нужные, на его взгляд, части кода с целью ускорения процесса вычислений. Удалять любые файлы проекта запрещается, доступ к ним ограничен.

* ПМК должен быть надежен в эксплуатации;
* ПМК должен контролировать действия пользователя;
* ПМК должен эффективно реагировать на возникновение исключительных ситуаций и уведомлять пользователя;
* ПМК должен корректировать данные, проверяя их на логическую правильность;
* ПМК должен работать без неполадок, сбоев, связанных с программной частью.

В случае отказа в работе ПМК - минимальная потеря информации, так как при каждом новом этапе вычислений происходит их автоматическое сохранение.

### **Условия эксплуатации**

Условия эксплуатации следующие:

* температура окружающего воздуха +5 … +30 0С;
* относительная влажность для выбранных типов носителей данных, не превышающая норму;
* атмосферное давление 760 мм.рт.ст.;
* наличие квалификации персонала определяется объемом необходимых вычислений (примерно 3 – 7 человек).

### **Требования к составу и параметрам технических средств**

Минимальные требования к программным и аппаратным средствам для нормального функционирования приложения:

Процессор: Intel Pentium II 450 и выше;

ОЗУ: 256 Mb и лучше;

ОС: Windows 98, Windows NT 4.0 и лучше;

Другие требования: манипулятор мышь (не обязательно).

### **Требования к информационной и программной совместимости**

Основные требования предъявляются к исходным кодам – читабельность, наличие комментариев; к языкам программирования – Delphi 5.0/6.0 и к программным средствам, используемым программой – AutoCAD 2000i, SolidWorks.

* ПМК должен работать на платформах операционной системы Windows 98, NT,2000,XP;
* ПМК должен поддерживать работу с CAD (SolidWorks, AutoCAD) системой и достаточно быстро реализовывать построение.

## **Требования к программной документации**

Предварительный состав программной документации:

* справка в стиле Windows, которая должна иметь изображение и описание детали (узла), функциональные возможности подсистемы, инструкцию по работе с пользовательским интерфейсом и информацию о назначении отдельных диалоговых окон и их элементов управления, описание меню;
* программное обеспечение, организующее работу контекстно-зависимой помощи в виде подсказок в диалоговых окнах, в виде контекстно-зависимого вызова справки в стиле Windows.
* Расчетно-пояснительная записка к курсовому проекту должна быть оформлена в соответствии с требованиями, предъявляемыми к курсовым работам и содержать:
* титульный лист;
* техническое задание на выполнение курсового проекта;
* ведомость проекта, содержащую перечень всех документов, входящих в комплект технической документации по стадии технического проекта;
* реферат;
* введение;
* общие положения, включающие полное и условное наименование системы, описание предметной области, указываются цель и критерии создания системы, основные задачи, решаемые системой, характеристики объектов и процессов проектирования, требования к системе;
* назначение и область применения системы, включающие сведения о назначении системы и краткую характеристику области ее использования;
* описание процессов проектирования в соответствии с выполненными этапами проектирования;
* описание баз данных, содержащее назначение и описание логической и физической структур БД;

Полный список требований приведен в методических указаниях к курсовому проекту по дисциплине «Основы автоматизированного проектирования сложных объектов и систем».

**4.6 Технико-экономические показатели**

Экономическая эффективность разработанного ПМК заключается в том, что в связи с уменьшением времени, затрачиваемого на проектирование и расчет двухступенчатой цилиндрической прямозубой передачи, а именно привода к мельнице, возможно существенное повышение точности производства предприятий, а соответственно и экономии ресурсов. Наличие и применение данного ПМК позволит существенно сократить финансовые средства, затрачиваемые при разработке редукторов на квалифицированный персонал и экспериментальные установки.

**5. Стадии и этапы разработки**

В процессе выполнения курсовой работы должны быть реализованы следующие этапы:

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер недели | Содержание работы | В процентах | Общий % выполнения | Срок выполнения |
| 2 | Формулировка темы; уточнение задания | 5 | 5 | 9.02.04 -10.03.04 |
| 6 | Вступление; изучение теоретических основ; разработка алгоритма, расчеты | 25 | 30 | 11.03.04 – 7.04.04 |
| 10 | Реализация алгоритма в виде ПП(черновой вариант), построение сборочного чертежа редуктора | 25 | 55 | 8.04.04 – 21.04.04 |
| 12 | Доработка, уточнение ПП; работа над чертежами;  | 15 | 70 | 22.04.04 – 10.05.04 |
| 16 | Оформление работы, приложений | 25 | 95 | 11.05.04 – 15.05.04 |
| 18 | Подготовка к защите, исправления замечаний; защита | 5 | 100 | 16.05.04 – 20.05.04 |

Стадии разработки ПМК в точности соответствуют стадиям процесса расчета редуктора и обработки результирующей информации, в частности параметризации модели:

* выбор электродвигателя;
* кинематический расчет;
* расчет зубчатой передачи;
* расчет передачи гибкой связи;
* расчета валов и выбора подшипников;
* расчет шпонок;
* расчет муфт;
* расчет болтовых и резьбовых соединений;
* выбор смазки и соответствующих уплотнений на крышках редуктора;
* визуализация полученного объекта или его составных частей – сборочный чертеж и деталировка;
* создание отчетов о ходе выполняемых операций и их результатов;
* создание спецификации.

## **Порядок контроля и приема**

Испытание созданного ПМК заключается в тестировании программы – ввод начальных параметров, выполнение расчетной части и анализ полученного сборочного чертежа привода к бегунам.

Тестирование и прием программного продукта осуществляется в конструкторском бюро машиностроительного завода (например НКМЗ).

В приложении к техническому заданию приведен:

* перечень научно-исследовательских и расчетно-графических работ, обосновывающих разработку;
* схемы алгоритмов, таблицы, описания, обоснования, расчеты.

## **Ведомость проекта**

Курсовой проект по дисциплине «Основы автоматизированного проектирования сложных систем и объектов» содержит:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № | Наименование | Количество | Примечание |
| 1 | Пояснительная записка к курсовому проекту | 1 шт. | Содержит расчеты и методику проектирования, сборочный чертеж, компоновку и деталировку.  |
| 2 | Дискета 3.5 ‘ | 1 шт. | ПК для параметризации крышки |

**6. Анализ объекта проектирования**

## **6.1 Описание конструкции**

Проектируемый редуктор входит в привод к мельнице, обеспечивающий пониженную скорость на выходе по сравнению со скоростью на входе.

В основе конструкции положена двухступенчатая схема с цилиндрической прямозубой передачей на первой и второй ступенях.

Вращающий момент от электродвигателя к редуктору передается при помощи муфты упругой со звездочкой. От редуктора вращающий момент передается цепной передачей.

По условиям компоновки привода двигатель и редуктор устанавливаются на литой плите, которая в свою очередь устанавливается на фундаменте и крепится к нему фундаментными болтами. Вращающиеся детали ограждаются по нормам техники безопасности специальными кожухами.

Смазка всех трущихся частей и узлов осуществляется разбрызгиванием масла, залитого в корпус редуктора до определенного уровня. Для смазки используется масло индустриальное И-Г-А ГОСТ 20799-75. Частота смены масла - 1 раз в год.

Механизм, согласно заданию, рассчитан на эксплуатацию в течение длительного периода при трехсменной работе и сравнительно полном использовании мощности привода.

## **Параметрическое описание объекта проектирования**

Цвет – стальной;

Вес – 32 кг;

Изготавливается из стали различных марок:

* материал шестерни и колеса цилиндрической передачи сталь 45 улучшенная;
* материал крышки – сталь 45;
* материал корпуса – чугун;

Форма имеет сглаженные очертания, но есть выступающие наружу фланцы, ребра жесткости; на входе – муфта, на выходе – цепная передача.

Шумовые характеристики: работа редуктора должна быть без заеданий, толчков. Скрежет и вибрация недопустимы.

Температура: в нерабочем состоянии температура редуктора равна температуре окружающей среды, в рабочем состоянии повышается на 30-50°С.

Запах – масляной смазки.

## **Морфологическое описание объекта**

Редуктор выполняет функцию передачи и преобразования момента, поэтому его можно представить в виде 3 узлов. Первый узел - это узел передачи момента от электродвигателя к редуктору. Второй узел – узел преобразования момента в самом редукторе. И третий узел – узел передачи момента на выходе.

Рассматривая каждый узел в отдельности можно представить редуктор как дерево элементов «И-ИЛИ», где каждой вершине «И» соответствует только одно возможное решений, а вершине «ИЛИ» несколько вариантов конструктивных решений. Дерево «И-ИЛИ» редуктора приведено на рисунке. На рисунке приведена укрупненная схема узла преобразования редуктора. Из построенного дерева «И-ИЛИ» выделим дерево решений, т. е. конструкционные элементы и узлы, соответствующие заданному редуктору. Граф «И» дерева решений представлен на рисунке.

Редуктор

Входной узел

Узел преобразования

Выходной узел

Муфта

Передача

МУВП

Цепная

Упругая

другая

ременная

цепная

другая

Муфта

Передача

МУВП

Цепная

Упругая

другая

ременная

цепная

другая

Рисунок – «И-ИЛИ» дерево

## **Функциональное описание редуктора**

Дерево «И» является графом связи элементов разрабатываемого редуктора. Номер узла показывает его положение на уровнях иерархии. Функциональное назначение деталей и узлов привода представим в виде таблиц. В таблице 1 привод представлен поэлементно с указанием функций выполняемых каждым конкретным элементом. В таблице 2 данные из таблицы 1 представлены в виде матрицы инцидентности, элемент матрицы равен 1, если элемент или деталь выполняет данную функцию и 0 в другом случае.

Таблица 1 – Функциональные назначения элементов редуктора

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| № | **Наименование** | **Функции элемента** |
| 0 | Привод к мельнице | Приведение мельницы в движение |
|  |  |  |
| 1.1 | Электродвигатель | Создает крутящий момент при заданной частоте вращения |
| 1.2 | Муфта | Передача крутящего момента от электродвигателя к редуктору |
| 1.3 | Редуктор | Уменьшение частоты вращения, повышение крутящего момента |
| 1.4 | Цепная передача  | Передача движения от редуктора к мельнице |
|  |  |  |
| 2.1 | Ведущая полумуфта  | Передача крутящего момента от электродвигателя к ведомой полумуфте |
| 2.2 | Ведомая полумуфта | Передача крутящего момента от ведущей полумуфты к редуктору |
|  |  |  |
| 2.4 | Корпус редуктора | Несущая конструкция для закрепления конструктивных элементов типа валов, подшипников и т. д.; служит для защиты передачи от внешней среды, является хранилищем смазки |
| 2.5 | Крышка редуктора | Защита передачи от воздействий внешней среды; препятствует разбрызгиванию масла во время работы  |
| 2.6 | Валы | Передача крутящего момента от зубчатых колес, шкивов, полумуфт |
| 2.7 | Колеса | Передача моментов между валами; обеспечение требуемого передаточного отношения |
| 2.8 | Смотровая крышка | Для залива масла, контроля (визуального) редуктора при его эксплуатации |
| 2.9 | Маслоуказатель | Контроль уровня масла |
| 2.10 | Пробка  | Слив масла, закрытие сливного отверстия во время эксплуатации редуктора |
| 2.11 | Подшипники | Восприятие нагрузок действующих на валы |
| 2.12 | Шпонки | Предотвращают проворачивание колес, муфт, шкивов, звездочек относительно вала |
| 2.13 | Прокладки | Используются для регулирования зацепления или перекоса подшипников |
| 2.14 | Манжеты | Защита от проникновения пыли и влаги |
| 2.15 | Крышки | Закрепление наружного кольца подшипников |
| 2.16 | Штифты | Фиксация взаимного расположения корпуса и крышки редуктора при его обработке, сборке эксплуатации |
| 2.17 | Болты | Соединение крышки и корпуса редуктора, крепление крышек подшипников, регулировка подшипников в осевом направлении, крепление редуктора к раме |
| 2.18 |  Шайба  | Фиксация болтового соединения |
|  |  |  |
| 2.19 | Ведущая звездочка | Передача крутящего момента от редуктора к ведомой звездочке |
| 2.20 | Ведомая звездочка | Передача крутящего момента к мельнице |
| 2.21 | Цепь | Передача крутящего момента на расстоянии |

## **Описание жизни объекта**

Редуктором называется передача, установленная в отдельной закрытой коробке, называемой корпусом, и служащая для снижения (повышения) угловой скорости и повышения (снижения) вращающего момента на ведомом валу по сравнению с валом ведущим; спроектированный мною редуктор предназначен для передачи момента к мельнице.

Данный объект на протяжении всей жизни функционирует следующим образом. Передача момента от двигателя к редуктору осуществляется при помощи муфты. Момент передается на входной вал. Вал-шестерня передает момент зубчатому колесу, для чего применяют призматические шпонки. Зубчатая передача состоит из зубчатого колеса и вала-шестерни. Зацепление происходит посредством зубьев. В зацепление зубья входят сразу по всей длине. После поворота ведущего колеса на величину торцевого шага по основной окружности в зацепление входит очередная пара зубьев и нагрузка передается по двум контактным линиям. При передаче крутящего момента в зацеплении кроме нормальной силы действует сила, связанная со скольжением. Под действием этих сил зуб находится в сложном состоянии. Решающее влияние на его работоспособность оказывают два основных напряжения: контактные и напряжения изгиба. Эти переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломка зубьев от напряжений изгиба и выкрошивание поверхности от контактных напряжений. С контактными напряжениями и трениями связаны также износ, заедание и другие виды повреждений поверхности зубьев.

Поверхностная термическая или термохимическая обработка, обеспечивающая высокую твердость рабочих поверхностей зубьев, приводит к существенному увеличению допускаемых контактных напряжений. В то же время допускаемые напряжения изгиба, определяемые в основном свойствами материала сердцевины зуба, мало изменяются.

На входном, выходном валах стоят шариковые однорядные подшипники. Они изготавливаются из высокопрочных подшипниковых сталей с термообработкой, обеспечивающей высокую твердость.

На выходе редуктора расположена звездочка.

**7. Разработка ПМК для параметризации модели крышки подшипника**

## **Формулирование целей проектирования и построение SADT диаграммы**

При разработке программного комплекса главной целью ставится получение параметрической модели сквозной торцевой крышки подшипника. Размеры модели должны изменяться в соответствии с заданными параметрами модели. Построение модели должно быть осуществлено при помощи современной CAD системы SolidWorks, используя методы OLE Automation. Исходные данные к параметризации должны проверяться на логическое соответствие и геометрическую логику. Тестовые варианты должны заключаться в базе данных. База данных будет реляционной формата.dbf, разработанной в среде Paradox 7.0.

Покажем взаимодействие активностей программного комплекса как единой системы, используя методику SADT технологии.

Модель SADT объединяет диаграммы в иерархические древовидные структуры. В диаграмме выделяют несколько блоков, вместо одной громоздкой модели используются несколько взаимосвязанных моделей, что обеспечивает структуризацию системы.

Каждая сторона блока имеет своё назначение и показывает принципы функционирования блока:

* входы - преобразуются в выходы;
* управление - ограничивает и предписывает условия выполнения деятельности;
* исполнители - описывают, за счёт чего выполняются преобразования.

Дуги означают наборы предметов и сопровождаются текстом на естественном языке. Дуги могут соединяться и разветвляться.

Предметы состоят в четырех возможных отношениях с активностями (Вход, Выход, Управление, Исполнитель). Таким образом, стороны блока графически сортируют предметы, изображаемые дугами.

Размещение блоков на диаграмме производится по ступенчатой схеме в соответствии с их доминированием - влиянием одного блока на другой. Номера блоков проставляются обычно в соответствии с доминированием. Взаимовлияние проявляется в пересылке Выхода одной активности к другой - для дальнейшего преобразования, либо в выработке управляющей информации, которая предписывает, что должна делать другая активность.

При использовании SADT варианты диаграмм разрабатываются несколько раз для выбора лучшего.

Достоинства SADT - совмещение диаграммы (активность - предмет); отражение управления, обратной связи, исполнителей и одновременный показ доминирования.

На рисунке 8 приведен пример SADT диаграммы для программного комплекса, реализующий параметризацию крышки подшипника.

Детализирующая часть диаграммы представлена на рисунке и отражает порядок выбора исходных данных: отображает процесс обращения к базе данных и возникающие при этом потоки данных.

## **Логическая структура ПК: DFD и STD диаграммы**

При структурном подходе для целей моделирования систем вообще и структурного анализа в частности используют три группы инструментальных средств, иллюстрирующих:

* функции, которые система должна выполнять;
* отношения между данными;
* зависящее от времени поведение системы (аспекты реального времени).

Представление информации требует использования наглядных диаграммных методик. Существует множество различных средств визуализации информации, которые применяются на практике. Выбор этих средств зависит от решаемой задачи, поэтому рассмотрим ряд наиболее часто используемых для указанных задач диаграмм и методик соответственно:

**DFD** (Data Flow Diagrams) - диаграммы потоков данных; совместно со словарями данных и спецификациями процессов (миниспецификация) иллюстрируют функции, которые система должна выполнять;

**ERD** (Entity Relationship Diagrams) - диаграммы ″сущность- связь″ показывают отношения между данными;

**STD** (State Transition Diagrams) - диаграммы перехода состояний показывают зависящее от времени поведение системы (аспекты реального времени).

Перечисленные средства дают полное описание системы независимо от её новизны. Производится построение логической функциональной спецификации - подробное описание того, что должна делать система, без рассмотрения путей реализации (чёткое представление о конечных результатах).

Логическая DFD показывает внешние по отношению к системе источники и стоки данных, идентифицирует логические функции и группы элементов данных, связывающих одну функцию с другой (потоки), идентифицирует хранилища (накопители) данных.

Структуры потоков данных хранятся и анализируются в словарях данных. Каждая логическая функция (процесс) может быть детализирована с помощью DFD нижнего уровня. В случае наличия реального времени используют STD-диаграммы.

Диаграммы потоков данных DFD (Data Flow Diagrams) - являются основным средством моделирования функциональных требований к проектируемой системе. С их помощью эти требования разбиваются на функциональные компоненты (процессы), связанные потоками данных и представляются в виде графа.

Главная цель таких средств - продемонстрировать, как каждый процесс преобразует свои входные данные в выходные, а также выявить отношения между этими процессами.

Важную роль в модели играет специальный вид DFD - контекстная диаграмма, которая моделирует систему наиболее общим образом (на самом высоком уровне). Контекстная диаграмма моделирует (отражает) интерфейс связи системы с внешним миром, а именно ‑ информационные потоки между системами и внешними сущностями, с которыми она должна быть связана.

Она идентифицирует внешние сущности, а также единственный процесс, отражающий главную цель или природу системы. Каждый проект имеет только одну контекстную диаграмму (0-го уровня).

Детализация DFD осуществляется на основе процессов: каждый процесс раскрывается с помощью DFD нижнего уровня или спецификации процесса.

Диаграммы переходов состояний STD (рисунок) предназначены для моделирования и документирования реакций системы при ее функционировании во времени.

STD позволяют осуществлять декомпозицию управляющих процессов в системе. STD описывают отношения между входными и выходными управляющими потоками на управляющем процессе. STD моделируют последующее функционирование системы на основе ее предыдущего и настоящего функционирования.

Контекстная DFD диаграмма программного комплекса приведена на рисунке. Детализирующая DFD диаграмма активности «Параметризировать крышку» приведена на рисунке.

Таблица 2 – Матрица функционального описания редуктора

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Функции / Элементы выполняющие функции** | **1.1** | **1.2** | **1.3** | **1.4** | **2.1** | **2.2** | **2.3** | **2.4** | **2.5** | **2.6** | **2.7** | **2.8** | **2.9** |
| Передача мощности от двигателя к редуктору |  |  |  |  | + | + | + |  |  |  |  |  |  |
| Передача мощности от редуктора к приводу |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Понижение частоты вращения |  |  | + |  |  |  |  |  |  | + | + |  |  |
| Повышение вращающего момента |  |  | + |  |  |  |  |  |  | + | + |  |  |
| Компенсация ударов и толчков |  |  |  |  |  |  | + |  |  |  |  |  |  |
| Защита от окружающей среды |  |  |  |  |  |  |  | + | + |  |  |  |  |
| Обеспечение вращения вала |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Контроль уровня масла |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Восприятие осевых нагрузок |  |  |  |  |  |  |  |  |  | + |  |  |  |
| Поддержание вращающихся деталей |  |  |  |  |  |  |  |  |  | + |  |  |  |
| Монтаж деталей редуктора |  |  |  |  |  |  |  | + |  |  |  |  |  |
| Обеспечение смазки зубчатых колес |  |  |  |  |  |  |  | + |  |  |  | + |  |
| Уменьшение скопления паров масла |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  | + | + |
| Отвод тепла |  |  |  |  |  |  |  | + |  |  |  |  | + |
| Обеспечение постоянного передаточного отношения |  |  | + | + |  |  |  |  |  |  | + |  |  |
| Предотвращение разбрызгивания масла |  |  | + |  |  |  |  |  |  | + |  |  |  |
| Обеспечение устойчивости относительно фундамента |  |  |  |  |  |  |  | + |  |  |  |  |  |
| Предотвращение вытекания смазки из корпуса редуктора |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Соединение деталей редуктора, фиксация их расположения |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| **Функции / Элементы выполняющие функции** | **2.10** | **2.11** | **2.12** | **2.13** | **2.14** | **2.15** | **2.16** | **2.17** | **2.18** | **2.19** | **2.20** | **2.21** |
| Передача мощности от двигателя к редуктору |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Передача мощности от редуктора к приводу |  |  |  |  |  |  |  |  |  | + | + | + |
| Понижение частоты вращения |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Повышение вращающего момента |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Компенсация ударов и толчков |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Защита от окружающей среды |  |  |  | + | + |  |  |  |  |  |  |  |
| Обеспечение вращения вала |  | + |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Контроль уровня масла | + |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Восприятие осевых нагрузок |  | + |  |  |  | + | + | + | + |  |  |  |
| Поддержание вращающихся деталей |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Монтаж деталей редуктора |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Обеспечение смазки зубчатых колес |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Уменьшение скопления паров масла |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Отвод тепла |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Обеспечение постоянного передаточного отношения |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Предотвращение разбрызгивания масла |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Обеспечение устойчивости относительно фундамента |  |  |  |  |  |  |  | + |  |  |  |  |
| Предотвращение вытекания смазки из корпуса редуктора |  |  |  | + | + | + |  |  |  |  |  |  |
| Соединение деталей редуктора, фиксация их расположения |  |  | + |  |  | + | + | + | + |  |  |  |

**8. Разработка физической модели и структуры ПМК, диаграммы модулей**

## **Определение ПМК, составные части ПМК**

Термин “ПМК” применяется к комплексам программ и соответствующего методического обеспеченияразличнойсложности и назначения. ПМК предназначен для определённого класса задач и в пределах этого класса обладает универсальностью, имеет средства управления, позволяющие выбирать конкретные возможности из числа предусмотренных, разработан с учётом возможностей его использования в различных организациях (удовлетворяет общим требованиям к программным изделиям), имеет документацию, ориентированную на пользователя определённой квалификации в предметной области. Класс решаемых задач называют *предметной областью.* ПМК - это объединение управляющих, обслуживающих и обрабатывающих модулей (рисунок).

Информационная база

 (ИБ)

*Обрабатывающие*

*модули* – реализуют алгоритмы решения задач и преобразуют данные информационной базы

*Обслуживающие*

*модули* – обеспечивают взаимодействие пакета с пользователем и управляющих модулей с ИБ и обрабатывающими модулями

Управляющие модули

*Системная часть ПМК*

*Функциональная часть ПМК*

Рисунок - Взаимодействие составных частей ПМК

Функция *обрабатывающих модулей* состоит в реализации шагов алгоритма преобразования значений входных данных в результаты-значения выходных данных.

*Управляющие модули* – преобразуют задание пользователя в последовательность вызовов обрабатывающих модулей.

*Обслуживающие модули* – обеспечивают внешний и внутренний интерфейсы ПМК. В общем случае разделение на управляющие и обслуживающие модули носит условный характер.

## **Разработка структуры ПМК**

Процесс проектирования модульной структуры заключается в определении модулей, являющихся составными частями системной и функциональной части ПМК (рисунок 13). Анализ модели предметной области и внешнего управления позволяет уточнить функции управляющих и обслуживающих модулей, т.е. системного наполнения ПК.

К управляющим относятся модули, выполняющие действия по изменению состояния предметной области, поддержанию и реализации функциональных связей и связей по определению, а также преобразованию самой модели предметной области (МПО).

Таким образом, управляющая часть ПМК обеспечивает выполнение четырех основных функций:

* Формирование начального состояния модели предметной области.
* Формирование очередных состояний МПО.
* Управление вызовом и выполнением обрабатывающих модулей.
* Преобразование динамической модели предметной области.

После выделения функций управляющих модулей можно в общих чертах определить задачи, решаемые обслуживающими модулями. Будем ориентироваться при этом на ПМК, используемые в диалоговом режиме в условиях взаимодействия с пользователем в течение всего сеанса работы.

Обслуживающие модули должны обеспечить связь управляющей части ПМК с пользователем, связь с данными (файлами), не входящими в информационную базу комплекса. В ряде случаев может возникнуть потребность в выполнении различных согласующих функций для связи управляющих модулей с обрабатывающими. Исходя из этого общее значение обслуживающих модулей сводится к обеспечению:

* Интерфейса с пользователем.
* Интерфейса с файлами и базами данных, внешними относительно ПМК.
* Внутренних согласующих функций.

Построение диаграммы модулей ПМК представлено на рисунке.

Функциональный модуль UntMain.pas

Управляющий модуль UntMain.pas

Вспомогательный модуль Sldworks\_TLB.pas

Модуль информационной базы

Обслуживающий модуль

*Системная часть*

*Функциональная часть*

Рисунок – Диаграмма модулей ПМК

**8.3 Описание представленных модулей**

ПМК реализован таким образом, что функциональная и управляющая части объединены в одном модуле UntMain.pas. Это сделано с целью создания единой управляющей подсистемы программного комплекса, позволяющей используя только один модуль выполнять процессы и действия по изменению состояния системы, поддержанию и реализации функциональных связей и связей, а также позволяющих преобразовывать данные в системе.

Итак, функциональный модуль осуществляет непосредственное взаимодействие с модулем информационной базы:

* выполняются запросы к реляционной базе данных;
* осуществляется посылка данных в CAD систему;
* принимаются данные из базы данных;
* пересылаются сообщения о состоянии системы графического отображения;

(проверяется, например, наличие файлов БД, состояние активации SolidWorks и др.).

Управляющий модуль предназначен для контроля всей системы передачи данных между модулями и последовательности их взаимосвязи:

* обращение к модулю информационной базы;
* взаимодействие со вспомогательным модулем, отвечающим за обеспечение интерфейса;
* управление вызовом или запуском SolidWorks;
* обратная связь с SolidWorks для передачи соответствующих сведений о данных или о состоянии.

Модуль информационной базы служит для:

* обеспечения ПМК необходимыми данными,
* возможности обращения и пополнения БД,
* передачи данных в основной модуль и прием данных из него.

Вспомогательный модуль обеспечивает:

* связь управляющей части ПМК с пользователем,
* связь с данными (файлами), не входящими в информационную базу комплекса,
* интерфейс с пользователем,
* интерфейс с файлами и базами данных, внешними относительно ПМК,
* связь внутренних согласующих функций.

В совокупности управляющий и вспомогательный модули составляют системную часть. Функциональная часть включает функциональный модуль.

## **Тестирование программного комплекса и тестовый набор данных**

Тестирование программного комплекса на работоспособность проводилась методом экспертных оценок. Суть метода заключалась в том, что нескольким операторам абсолютно не знакомым с программой предлагалось выполнить параметризацию крышки подшипника. В ходе проверки крышки на работоспособность были выявлены, а затем устранены некоторые недостатки. Была добавлена пояснительная документация к проекту. Однако одним из недостатков комплекса являются его требования к аппаратному обеспечению. Программа тестировалась на следующих конфигурациях компьютера:

* AMD 333 MHz, 128Mb, 8.6 Gb, платформа Windows 98;
* AMD Athlon 1200Mhz, 384 Mb, 20Gb, платформа Windows XP;
* Pentium IV 1600 Mhz, 512Mb, 25Gb, платформа Windows 2000;

 Таким образом оптимальные требования для комфортной работы следующие:

AMD 1200 MHz, 512Mb, платформа Windows 2000.

При любых конфигурациях обязательно наличие на компьютере SolidWorks.

Тестовый набор данных был сформирован в процессе проверки работоспособности программы. В него вошли три тестовых варианта: работа с заданными по условию параметрами крышки, а также два предельных набора (т. е. минимальные размеры и максимальные размеры). После тестирования с заданными нормальными параметрами был получен результат, представленный на рисунке.

Рисунок – Модель крышки подшипника

# Список использованной литературы

1. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию для студентов механических специальностей. Расчет зубчатых передач в закрытом исполнении / Попов В. Л. – Краматорск: КИИ, 2005. – 112с.

2. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию для студентов всех специальностей. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода / Сост. П. В. Шишлаков. – Краматорск: ДГМА, 2004. – 36с.

3. Методические указания по курсу деталей машин «Цепные передачи». / Попов В. Л. – Краматорск: КИИ, 2003. – 40с.

4. Муфта упругая ГОСТ 5147-97.

5. Анурьев В.И., Справочник конструктора – машиностроителя. В 3-х т. Т.2. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2000. – 559 с.

6. Методические указания к расчету валов и осей (для студентов всех специальностей вуза)/ Сост. А.В.Чумаченко, С.Г.Карнаух. –: ДГМА, 2004. – 75 с.

7. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. Пособие для техникумов. – М: Высш. шк., 2001. – 432 с.: ил.