**Введение**

Конвейер типа ПК-19 предназначен для перемещения сыпучих материалов в горизонтальном направлении.

Строгание осуществляется резцом, закреплённым в резцовой головке, которая возвратно–поступательно движется совместно с ползуном.

В поперечно–строгальный станок входят рычажный, зубчатый и кулачковый механизмы. Целью данного курсового проекта является синтез каждого из узлов по заданным параметрам.

Для перемещения ползуна используется кулисный механизм с качающейся кулисой, состоящий из кривошипа, камня, шатуна и ползуна. Кулисный механизм предназначен для преобразования вращательного движения в поступательное движение.

Электродвигатель через планетарный механизм и одноступенчатую рядовую зубчатую передачу приводит в движение кривошип кулисного механизма. Зубчатый механизм предназначен для понижения оборотов двигателя до оборотов кривошипа.

На одном валу с кривошипом насажен кулачковый механизм, который приводит в движение толкатель, связанный с механизмом смазки станка и регулирует подачу смазочного материала в зону смазки.

**1. Синтез и анализ рычажного механизма**

*О2*

*А*

*2*

*1*

*В*

*О1*

*3*

*4*

*С*

*5*

*D`*

*D*

Рисунок 1 - Схема механизма:

Исходные данные :

1. Координаты центра вращения кривошипа

2.Длина звена О2С

3.Расстояние между точками О2 и В

4.Угол отклонения звена О2С от оси симметрии

5.Частота вращения кривошипа

6.;

**1.1 Структурный анализ механизма**

Механизм состоит из пяти подвижных звеньев: кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3, камня 4, ползуна 5. Все звенья, соединяясь между собой, образуют 7 кинематических пар: вращательных в точках О1, А, В, О2, С и поступательных в точках D и D`.

Определим степень подвижности механизма по формуле Чебышева:

где р1 – количество одноподвижных кинематических пар, р2 – количество двуподвижных кинематических пар. Поскольку в данном механизме имеется только 7 шарнирных соединений, то р1=7, р2=0. Откуда

К начальному звену 1 присоединены последовательно группы Ассура: (2,3) – второго класса, второго порядка, и (4,5) – второго класса, второго порядка. Ниже показано разложение механизма на структурные группы Ассура:

 О2

О1 A C

 B

 D D`

Рисунок 2 - Разложение механизма на структурные группы Ассура:

Формула механизма:

.

По классификации Артоболевского – механизм второго класса, второго порядка.

**1.2 Определение недостающих размеров**

Недостающие размеры определим графическим способом – построением планов механизма. Выбираем масштабный коэффициент построения планов механизма:

В масштабе КL по заданным значениям координат X и Y на чертеже наносят точки О1 и О2, и строят крайние положения О2В0 и О2В0` коромысла О2В. Соединив точку О1 (центр вращения кривошипа) с точками В0 и В0` получим два крайних положения механизма – ближнее О1В0О2 и дальнее О1В0`О2.



 АВ + О1А = О1В0`

 АВ - О1А = О1В0

В полученной системе двух линейных уравнений с двумя неизвестными правые части известны, так как О1В0` и О1В0 можно измерить на чертеже, в мм. Решая полученную систему уравнений совместно, определяют длину шатуна и кривошипа

,

.

где О1В0 и О1В0` - отрезки, измеренные на чертеже, мм,

КL – масштабный коэффициент длин, м/мм.

**1.3 Построение планов скоростей**

Определяем скорость конца кривошипа (А), допуская, что ω1=const, то скорость точки А для всех положений постоянна.

n=65 - число оборотов кривошипа.

Скорость точки А кривошипа изображаем на плане в виде отрезка РVа=44мм. В таком случае, масштабный коэффициент плана скоростей

Вектор РVа направляем перпендикулярно текущему положению кривошипа и по направлению вращения. Для определения скорости точки В составим систему векторных уравнений, решая которую, получим отрезок PVb – изображение скорости точки В:

Откуда

, .

Для первого положения механизма имеем

, .

Скорость точки С (отрезок PVc) определим из свойства подобия плана скоростей:

Для первого положения механизма получаем

 .

Для определения скорости точки D составим систему уравнений:

Решая графически эту систему уравнений, получим отрезок PVd на плане скоростей, изображающий скорость точки D. Для первого положения механизма имеем PVd=40,91 мм,

.

После построения планов скоростей имеем:

Таблица 1.1. Значения скоростей.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| VA, м/с | 0,44 |
| VВ, м/с | 0,29 | 0,42 | 0,44 | 0,36 | 0,22 | 0,05 | 0,13 | 0,31 | 0,47 | 0,53 | 0,34 | 0 |
| VC, м/с  | 0,43 | 0,63 | 0,66 | 0,54 | 0,33 | 0,08 | 0,19 | 0,46 | 0,70 | 0,79 | 0,52 | 0 |
| VD, м/с | 0,41 | 0,62 | 0,66 | 0,53 | 0,32 | 0,07 | 0,18 | 0,45 | 0,70 | 0,79 | 0,50 | 0 |
| VВА, м/с | 0,24 | 0,06 | 0,10 | 0,24 | 0,38 | 0,44 | 0,40 | 0,23 | 0,07 | 0,41 | 0,56 | 0 |
| VDC, м/с | 0,12 | 0,09 | 0,01 | 0,10 | 0,08 | 0,03 | 0,06 | 0,11 | 0,07 | 0,08 | 0,14 | 0 |

**1.4 Построение планов ускорений**

Планы ускорений строим, начиная с кривошипа. Кривошип совершает равномерное вращательное движение, поэтому

; .

На плане ускорений изображаем его отрезком . Отсюда масштабный коэффициент плана ускорений:

.

Ускорение точки А кривошипа направляем от точки А к полюсу вращения – точке О1.

Для определения полного ускорения точки В шатуна составим систему:

Нормальные ускорения найдём по формуле:

;

Соответственно определяем

Решая вышеприведенную систему векторных уравнений с учётом найденных ускорений, получим полные ускорения точки В.

Полное ускорение точки С найдём по свойству подобия:

.

Для первого положения механизма имеем

Для определения ускорения точки D составим систему векторных уравнений

и решим её графически. Решая эту систему для первого положения механизма, получаем

 и .

Таблица 1.2. Значения ускорений.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1 | 3 | 5 | 7 | 9 | 11 | 12 |
| аА, м/с2 | 3,02 |
| аВ, м/с2 | 2,78 | 1,06 | 2,11 | 2,35 | 2,06 | 3,99 | 3,74 |
| аC, м/с2 | 4,17 | 1,59 | 3,17 | 3,53 | 3,09 | 5,99 | 5,61 |
| аD, м/с2 | 4,13 | 0,69 | 3,14 | 3,37 | 2,76 | 5,94 | 5,27 |
| аВАn, м/с2 | 0,2 | 0,03 | 0,51 | 0,58 | 0,02 | 1,10 | 0 |
| aBO2n, м/с2 | 0,4 | 0,96 | 0,24 | 0,08 | 1,10 | 0,59 | 0 |
| aBA, м/с2 | 2,56 | 1,51 | 1,38 | 1,40 | 4,64 | 1,10 | 2,08 |
| аDC, м/с2 | 0,61 | 1,43 | 0,42 | 1,03 | 1,40 | 0,79 | 1,92 |

**1.5 Построение диаграмм движения выходного звена**

Масштабные коэффициенты диаграмм:

, , , ,

где Хt – длина отрезка на оси абсцисс, равного одному периоду.

**1.6 Определение угловых скоростей и ускорений**

Определим угловые скорости звеньев в первом положении механизма:

; ;

;

Направление угловых скоростей и ускорений – соответственно направлению и характеру вращений этих звеньев относительно точек: А (шатун) и О2 (коромысло).

**1.7 Определение скоростей и ускорений центров масс звеньев**

 ;

 ;

**1.8 Аналитический метод расчёта**

*О2*

*А*

*2*

*1*

*В*

*О1*

*3*

*4*

*С*

*5*

*D`*

*D*

1. Расчёт ведётся для первого положения.

Составляем уравнение замкнутости векторного контура

2. В проекциях на координатные оси

3. Разделим второе уравнение на первое

;

4. Берём производную от левой и правой части

;

5. Найдем передаточную функцию скоростей U31

;

6. Передаточную функцию ускорений U'31

;

7. Угловая скорость

8. Угловое ускорение

9.Составляем векторное уравнение для контура О2ВС

 φ3=85.8°

;

;

;

м/с2

 м/с2

Составляем программу для вычисления скоростей и ускорений 5 звена и для построения диаграмм скорости и ускорения

Sub кинематика()

Dim f1, f3, w3, e3, sinf4, cosf4, sinf3, cosf3, U43, U431,\_

Vc, ac, h, k As Double

Worksheets(1).Activate

Worksheets(1).Range("a:o").Clear

Worksheets(1).ChartObjects.Delete

Const l0 = 0.304

Const l1 = 0.104

Const l3 = 0.38

Const l4 = 0.57

Const l5 = 0.285

Const w1 = 8.37

h = 3

k = 1

For f1 = 10 \* 3.14 / 180 To 370 \* 3.14 / 180 Step 30 \* 3.14 / 180

w3 = w1 \* ((l1 ^ 2 + l0 \* l1 \* Sin(f1)) / (l1 ^ 2 + l0 ^ 2 + \_

2 \* l0 \* l1 \* Sin(f1)))

e3 = w1 ^ 2 \* ((l0 \* l1 \* Cos(f1) \* (l0 ^ 2 - l1 ^ 2)) / ((l1 ^ 2 + \_

l0 ^ 2 + 2 \* l0 \* l1 \* Sin(f1)) ^ 2))

sinf3 = (l0 + l1 \* Sin(f1)) / (Sqr(l1 ^ 2 + l0 ^ 2 + 2 \* l0 \* l1 \* Sin(f1)))

cosf3 = Sqr(1 - sinf3 ^ 2)

sinf4 = (l5 - l3 \* sinf3) / l4

cosf4 = Sqr(1 - sinf4 ^ 2)

U43 = -((l3 \* cosf3) / (l4 \* cosf4))

U431 = (l3 \* sinf3 + l4 \* sinf4 \* U43) / (l4 \* cosf4)

Vc = -(w3 \* (-l3 \* sinf3 - l4 \* sinf4 \* U43))

ac = -((w3 ^ 2 \* (-l3 \* cosf3 - l4 \* sinf4 \* U431 - l4 \* cosf4 \* U43)) + \_

(e3 \* (-l3 \* sinf3 - l4 \* sinf4 \* U43)))

Worksheets(1).Cells(3, h) = Vc

Worksheets(1).Cells(8, h) = ac

Worksheets(1).Cells(2, h) = k

Worksheets(1).Cells(7, h) = k

h = h + 1

k = k + 1

Next f1

Worksheets(1).Cells(2, 2) = 0

Worksheets(1).Cells(7, 2) = 0

Worksheets(1).Cells(3, 2) = Vc

Worksheets(1).Cells(8, 2) = ac

Worksheets(1).Cells(2, 1) = "Vc, м/с"

Worksheets(1).Cells(3, 1) = "Аналитические"

Worksheets(1).Cells(7, 1) = "ac, м/с^2"

Worksheets(1).Cells(8, 1) = "Аналитические"

Worksheets(1).Cells(1, 7) = "Положения механизма"

Worksheets(1).Cells(6, 7) = "Положения механизма"

End Sub

Рисунок 4 -Результаты работы программы

Рисунок 4 -Результаты работы программы

**2. Силовой анализ механизма**

Исходные данные:

Масса шатуна m2=70 кг.

Масса коромысла m3=80 кг.

Масса материала с жёлобом, m5=370 кг.

Диаметр цапф вращательных пар dц=60 мм.

Моменты инерции коромысла и шатуна

,

**2.1 Определение сил инерции**

Веса звеньев:

Сила полезного сопротивления

Силы инерции массивных звеньев и их моменты определим по формулам:

 и

При расчётах диад действие момента инерции интерпретируем как действие соответствующей силы инерции, отнесённой на одноимённое плечо от центра тяжести данного звена. Рассчитаем эти плечи по формуле:

Плечо откладываем перпендикулярно линии действия силы, причём перпендикуляр опускаем из центра масс звена, и из полученной точки проводим линию, параллельно направлению действия силы инерции. Пересечение этой линии со звеном (действительное или мнимое) даёт нам точку приложения соответствующей силы инерции.

**2.2 Расчёт диады 4-5**

Для расчёта этой диады изобразим её со всеми приложенными к ней силами. Действия отброшенных связей заменяем реакциями и . Из условия равновесия ползуна 4 получим: . Составим уравнение равновесия ползуна 5:

Строим план сил для диады 4-5. Масштабный коэффициент плана сил.

Из плана сил получаем

**2.3 Расчёт диады 2-3**

Изобразим диаду со всеми приложенными к ней силами. В точках А и О2 взамен отброшенных связей прикладываем реакции и . В точке С прикладываем ранее найденную реакцию . Реакции и разложим на нормальные и касательные составляющие, при этом касательную составляющую найдём по уравнению равновесия моментов сил, приложенных к звену 2:

, откуда

Касательную составляющую найдём, составив и решив уравнение равновесия моментов сил, приложенных к звену 3:

, откуда

Строим план сил, предварительно рассчитав отрезки в мм:

Реакцию внутреннюю в точке B определим на основании уравнения равновесия звена 2:

**2.4 Расчёт кривошипа**

Изобразим кривошип с приложенными к нему силами и уравновешивающей силой Ру, эквивалентной силе действия на кривошип со стороны двигателя. Действие отброшенных связей учитываем, вводя реакции и . Определяем уравновешивающую силу, считая, что она приложена в точке А кривошипа, перпендикулярно ему. Уравнение равновесия кривошипа в этом случае принимает вид:

откуда находим

**2.5 Определение уравновешивающей силы методом Жуковского**

Строим повёрнутый на 90° план скоростей и в соответствующих точках прикладываем все внешние силы, включая Ру и силы инерции. Составим уравнение моментов относительно точки РV, считая силу Ру неизвестной:

Погрешность графического метода

**2.6 Определение мощностей**

Мгновенная потребляемая мощность без учета потерь на трение:

Мощность привода на трение на преодоление силы полезного сопротивления:

,

где f- коэффициент трения, R-реакция во вращательной паре, rц – радиус цапф.

Суммарная мощность трения

Мгновенная потребляемая мощность

**2.7 Определение кинематической энергии механизма**

Кинематическая энергия механизма равна суммарной кинематической энергии входящих в него массивных звеньев.

За звено приведения выбираем кривошип. Кинетическая энергия кривошипа равна:

**3. Геометрический расчет зубчатой передачи. Проектирование**

**планетарного редуктора**

**3.1 Геометрический расчёт зубчатой передачи**

Исходные данные:

- число зубьев шестерни Z512

- число зубьев колеса Z630

- модуль зубчатых колёс m, мм5

Нарезание зубчатых колёс производится методом обкатки инструментом реечного типа, имеющего следующие параметры:

- коэффициент высоты головки зуба 1

- коэффициент радиального зазора 0,25

- угол профиля α, град20

Суммарное число зубьев колёс

Поскольку , то проектируем равносмещённое зубчатое зацепление.

Минимальный коэффициент смещения шестерни и колеса

Делительное межосевое расстояние

Делительная высота головки зуба

Делительная высота ножки зуба

Высота зуба

Делительный диаметр

Основной диаметр

Диаметр вершин зубьев

Диаметр впадин зубьев

Делительная толщина зуба

Основная толщина зуба

Угол профиля по окружности вершин

Толщина зуба по окружности вершин

Делительный шаг

Основной шаг

Строим картину эвольвентного зацепления по результатам расчетов. Масштабный коэффициент построения .

Определение коэффициента торцового перекрытия аналитически

**Текст расчетной программы**

unit Unit1;

interface

uses

 Windows, Messages, SysUtils, Variants, Classes, Graphics, Controls, Forms,

 Dialogs, StdCtrls, Buttons;

type

 TForm1 = class(TForm)

 GroupBox1: TGroupBox;

 Edit1: TEdit; Edit2: TEdit; Edit3: TEdit; Edit4: TEdit; Edit5: TEdit;

 Edit6: TEdit; Label1: TLabel; Label2: TLabel; Label3: TLabel;

 Label4: TLabel; Label5: TLabel; Label6: TLabel; GroupBox2: TGroupBox;

 Edit7: TEdit; Edit8: TEdit; Edit9: TEdit; Edit10: TEdit; Edit11: TEdit;

 Edit12: TEdit; Edit13: TEdit; Edit14: TEdit; Edit15: TEdit; Edit16: TEdit;

 Edit17: TEdit; Edit18: TEdit; Edit19: TEdit; Edit20: TEdit; Edit21: TEdit;

 Edit22: TEdit; Edit23: TEdit; Edit24: TEdit; Edit25: TEdit; Edit26: TEdit;

 Edit27: TEdit; Label7: TLabel; Label8: TLabel; Label9: TLabel;

 Label10: TLabel; Label11: TLabel; Label12: TLabel; Label13: TLabel;

 Label14: TLabel; Label15: TLabel; Label16: TLabel; Label17: TLabel;

 Label18: TLabel; Label19: TLabel; Label20: TLabel; Label21: TLabel;

 Label22: TLabel; Label23: TLabel; Label24: TLabel; Label25: TLabel;

 Label26: TLabel; Label27: TLabel; BitBtn1: TBitBtn; BitBtn2: TBitBtn;

 procedure BitBtn1Click(Sender: TObject);

 private

 { Private declarations }

 public

 { Public declarations }

 end;

var

 Form1: TForm1;

 Z1,Z2,X1,X2,Aw,A,q,h,ha,ha1,c,ha2,m,hf1,hf2,d1,d2,dw1,dw2,db1,db2,da1,da2,

df1,df2,S1,S2,P,Pb,r:real;

implementation

{$R \*.dfm}

procedure TForm1.BitBtn1Click(Sender: TObject);

begin

Z1:=strtoFloat(Edit1.Text);

Z2:=strtoFloat(Edit2.Text);

m:=strtoFloat(Edit3.Text);

ha:=strtoFloat(Edit4.Text);

c:=strtoFloat(Edit5.Text);

q:=strtoFloat(Edit6.Text);

q:=q\*pi/180;

X1:=( 17-Z1)/17;

X2:=-X1;

A:=0.5\*m\*(Z1+Z2);

Aw:=A;

h:=2.25\*m;

ha1:=m\*(ha+X1);

ha2:=m\*(ha+X2);

hf1:=m\*(ha+c-X1);

hf2:=m\*(ha+c-X2);

d1:=m\*Z1;

d2:=m\*Z2;

dw1:=d1;

dw2:=d2;

db1:=d1\*cos(q);

db2:=d2\*cos(q);

da1:=d1+2\*ha1;

da2:=d2+2\*ha2;

df1:=d1-2\*hf1;

df2:= d2-2\*hf2;

S1:=0.5\*Pi\*m+2\*m\*X1\*sin(q)/cos(q);

S2:=0.5\*Pi\*m+2\*m\*X2\*sin(q)/cos(q);

P:=Pi\*m;

Pb:=P\*cos(q);

r:=0.38\*m;

Edit7.Text:=FloatToStr(X1);

Edit8.Text:=FloatToStr(X2);

Edit9.Text:=FloatToStr(a);

Edit10.Text:=FloatToStr(h);

Edit11.Text:=FloatToStr(ha1);

Edit12.Text:=FloatToStr(ha2);

Edit13.Text:=FloatToStr(d1);

Edit14.Text:=FloatToStr(d2);

Edit15.Text:=FloatToStr(dw1);

Edit16.Text:=FloatToStr(dw2);

Edit17.Text:=FloatToStr(db1);

Edit18.Text:=FloatToStr(db2);

Edit19.Text:=FloatToStr(da1);

Edit20.Text:=FloatToStr(da2);

Edit21.Text:=FloatToStr(df1);

Edit22.Text:=FloatToStr(df2);

Edit23.Text:=FloatToStr(S1);

Edit24.Text:=FloatToStr(S2);

Edit25.Text:=FloatToStr(P);

Edit26.Text:=FloatToStr(Pb);

Edit27.Text:=FloatToStr(r);

end;

end.

Вид приложения

**3.2 Проектирование планетарного редуктора**

Исходные данные:

Модуль

Частота вращения вала двигателя

Частота вращения кривошипа

Числа зубьев

Знак передаточного отношения – минус

Номер схемы редуктора

1. Передаточное отношение простой передачи

1. Общее передаточное отношение редуктора

1. Передаточное отношение планетарной передачи

1. Формула Виллиса для планетарной передачи

5. Передаточное отношение обращенного механизма, выраженное в числах зубьев.

6. Подбор чисел зубьев

Принимаем:

 тогда

Получаем

7. Условие соосности

 или

Условие соосности выполнено

8. Делительные диаметры

9. Линейная скорость точки A колеса z1

10. Масштабный коэффициент Kv

11. Масштабный коэффициент построения плана частот вращения редуктора

 **3.3 Определение частот вращения аналитическим методом**

; откуда .

; ; ;

**3.4 Определение частот вращения графическим методом**

## Масштабный коэффициент плана частот вращений:

.

Частоты вращения, полученные графическим способом:

**4. Синтез и анализ кулачкового механизма**

Исходные данные:

- № кинематического графика движения толкателя4

- тип толкателя – плоский толкатель

- максимальный ход (подъем) толкателя h, мм 50

- рабочий угол кулачка , град200

- частота вращения кривошипа nкр, мин-165

Рисунок 5 – Диаграмма движения выходного звена

**4.1 Построение диаграмм и определение масштабных**

**коэффициентов**

По заданному графику скорости толкателя графическим интегрированием по методу хорд строят 2 графика – график ускорения толкателя a(t) и график перемещения толкателя S(t). Базы интегрирования Н1=60мм.

Определяем масштабные коэффициенты:

Масштабный коэффициент перемещения

где h – максимальный ход толкателя, м;

 yh – максимальная ордината графика соответствующая заданному подъёму толкателя, мм.

Масштабный коэффициент времени

где φр – рабочий угол кулачка, град;

 nкул – частота вращения кулачка, мин-1;

 xt – длина отрезка на оси абсцисс графика, изображающая время поворота кулачка на рабочий угол, мм.

Масштабный коэффициент скорости толкателя

**4.2 Минимальный радиус кулачка**

Выбираем исходя из условия R0≥h

R0=150 мм

**4.3 Построение профиля кулачка**

Профиль кулачка строим в масштабном коэффициенте построения Проводим окружность радиусом R0, откладываем фазовый рабочий угол ْ и делим его на 12 частей. От точки деления проводим ось. Вдоль оси толкателя откладываем текущее перемещение толкателя от окружности минимального радиуса и проводим перпендикуляры к линиям. Профилем кулачка будет огибающая всех положений тарелки толкателя.

**4.4 Определение максимальной скорости и ускорения толкателя**

где , – максимальные ординаты скорости и ускорения на соответствующих графиках, мм.

Составляем программу определения профиля кулачка.

Public Sub kulachok()

Dim I As Integer

Dim dis1, dis2, R, a1, a2, arksin1, arksin2, BETTA As Single

Dim R0, FIR, FI0, FII, SHAG, E As Single

Dim S(1 To 10) As Single

Worksheets(1).Activate

Worksheets(1).Range("a:o").Clear

Worksheets(1).ChartObjects.Delete

R0 = InputBox("ВВЕДИТЕ МИНИМАЛЬНЫЙ РАДИУС КУЛАЧКА RO")

FIR = InputBox("ВВЕДИТЕ РАБОЧИЙ УГОЛ КУЛАЧКА FIR")

FI0 = InputBox("ВВЕДИТЕ НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ УГЛА\_

ПОВОРОТА КУЛАЧКА FI0")

E = InputBox("ВВЕДИТЕ ДЕЗАКСИАЛ E")

For I = 1 To 10

S(I) = InputBox("ВВЕДИТЕ СТРОКУ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ S(" & I & ")")

Next I

FIR = FIR \* 0.0174532

SHAG = FIR / 10

FI0 = FI0 \* 0.0174532

FII = FI0

For I = 1 To 10

dis1 = (R0 ^ 2 - E ^ 2) ^ (1 / 2)

dis2 = S(I) ^ 2 + R0 ^ 2 + 2 \* S(I) \* dis1

R = dis2 ^ (1 / 2)

a1 = E / R

a2 = E / R0

arksin1 = Atn(a1 / (1 - a1 ^ 2) ^ (1 / 2))

arksin2 = Atn(a1 / (1 - a2 ^ 2) ^ (1 / 2))

BETTA = FII + arksin1 - arksin2

BETTA = BETTA \* 180 / 3.1415

Worksheets(1).Cells(1, 1) = "R"

Worksheets(1).Cells(1, 2) = "BETTA"

Worksheets(1).Cells(I + 1, 1) = R

Worksheets(1).Cells(I + 1, 2) = BETTA

FII = FII + SHAG

Next I

End Sub

Результаты работы программы

|  |  |
| --- | --- |
| R, мм | BETTA |
| 150 | 0 |
| 155,35 | 16,67 |
| 164,33 | 33,34 |
| 172,64 | 50,01 |
| 180,96 | 66,68 |
| 189,98 | 83,35 |
| 195,04 | 100,02 |
| 189,98 | 116,69 |
| 180,96 | 133,36 |
| 172,64 | 150,03 |
| 164,33 | 166,70 |
| 155,35 | 183,37 |
| 150 | 200,04 |
| 150 | 216,71 |
| 150 | 233,38 |
| 150 | 250,05 |
| 150 | 266,72 |
| 150 | 283,39 |
| 150 | 300,06 |
| 150 | 316,73 |
| 150 | 333,40 |
| 150 | 350,07 |
| 150 | 360,00 |

**Список литературы**

1. Артоболевский И.И. Теория машин и механизмов.–Наука, М.: 1998 – 720 с.

2. Кожевников С.Н., Теория машин и механизмов, Машиностроение, М.: 1969г. – 538 с.

3. Корняко А.С., Курсовое проектирование по теории машин и механизмов. – Вища школа, Киев: 1970г. – 330 с.

4. Фролов И.П., Теория механизмов, машин и манипуляторов. – Дизайн ПРО, Минск .: 1998 г. – 428 с.

5. Фролов К.В., Теория механизмов и машин. Высшая школа, М.: 1998 – 494с.