Кафедра «Основы проектирования машин»

Курсовая работа

Поперечно-строгальный станок

Содержание

1. Кинематический анализ рычажного механизма

1.1 Структурный анализ механизма

1.2 Определение недостающих размеров

1.3 Определение скоростей точек механизма

1.4 Определение ускорений точек механизма

1.5 Определение угловых скоростей и ускорений звеньев

1.6 Диаграммы движения выходного звена

1.7 Аналитический метод анализа рычажного механизма

2. Силовой анализ рычажного механизма

2.1 Определение сил инерции

2.2 Расчёт диады 4-5

2.3 Расчёт диады 2-3

2.4 Расчёт кривошипа

2.5 Определение уравновешивающей силы методом рычага Жуковского

2.6 Определение мощностей

2.7 Определение кинетической энергии и приведенного момента инерции механизма

2.8 Определение сил инерции

3. Геометрический расчёт прямозубой передачи. Проектирование планетарного редуктора

3.1 Геометрический расчёт прямозубой передачи

3.2 Синтез и анализ комбинированного зубчатого механизма

3.3 Построение плана скоростей и частот вращения звеньев зубчатого механизма

Список литературы

1. Кинематический анализ рычажного механизма

Исходные данные:

Ход долбяка:\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ H=320 мм

Коэффициент производительности:\_ K=1,3

Отношения длин звеньев :\_\_\_\_\_\_\_\_\_ О2О3/BO3=1,25; BC/BO3=1,8

Частота вращения кривошипа :\_\_\_\_\_ n =97 об/мин

1.1 Структурный анализ механизма

Степень подвижности механизма:

Для определения степени подвижности механизма воспользуемся формулой Чебышева.

W = 3k - 2p1 - p2

где k -число подвижных звеньев;

p1 -число одноподвижных кинематических пар;

p2 -число двухподвижных кинематических пар;

Для данного механизма: k = 5; p1 = 7; p2 = 0. Тогда

W = 3 · 5 – 2 · 7 – 0 = 1

Разложение механизма на структурные группы Ассура :

Формула строения механизма : I(0,1)II(2,3)II(4,5)

Вывод: механизм II класса.

1.2 Определение недостающих размеров

Угол размаха кулисы:

β = 180˚·(k-1)/(k+1) = 180˚·(1,3-1)/(1,3+1) = 23028I

Угол рабочего хода:

φpx = β +1800 = 203º

Угол холостого хода:

φxx =1800- β = 154º

O3B=160/sin11o=786.8mm

O2O3=983.5 mm

Масштабный коэффициент построения схемы:

Kl = lO1A / O1A = 0,113 / 113 = 0,001

Строим 12 планов механизма, приняв за начало отсчёта крайнее положение, соответствующее началу рабочего хода механизма.

1.3 Определение скоростей точек механизма

Определим угловую скорость ω1 кривошипа по формуле :

ω1 = (π · nкр) / 30º = (3,14 · 132) / 30º = 13,816 рад/с

Определяем скорость точки А :

VA = ω1 · lO1A = 13,816 · 0,113 = 1,561 m/c

Масштабный коэффициент для плана скоростей :

KV = VA / PVA =1,561 / 50 = 0,003 m/c·mm

Для точки А’ (внутренней пары диады) напишем систему уравнений :

VA’ = VA + VA’A

VA’ = VO2 + VA’O2

Эту систему решаем графически:

VA’ = KV · PVA = 0,003 · 50 = 1,5 m/c

Скорость точки В находим методом подобия. Для этого составляем пропорцию :

PVB / PVA’ = O2B / O2A’

PVB = (O2B / O2A’) · PVA’ = (70 / 147) · 50 = 23,8 mm

Абсолютная величина скорости точки B:

VB = KV · PVB = 0,003 · 23,8 = 0,0714 m/c

Скорость точки С определяем графически, решая систему уравнений :

 VC = VB + VBC

VC =VO2 + VO2B

VC = KV · PVC = 0,003 · 24 = 0,072 m/c

1.4 Определение ускорений точек механизма

Ускорение точки А :

aA = an = ω12 · lO1A = 13,8162 · 0,113 = 0,2157 m/c2

aA направлен по кривошипу к центру вращения O1

Масштабный коэффициент для плана ускорений :

KA = aA / PAA = 0,2157 / 50 = 0,004 m/c2mm

Для точки А’ напишем систему уравнений :

 aA’ = aA + akA’A + aτA’A

 aA’ = aO2 + anA’O2 + aτA’O2

Ускорения aA’A и aA’O2 раскладываем на составляющие :

akA’A = 2VA’A · ω3 = 2 · 0,15 · 1,02 = 0,306 m/c2

anA’O2 = V2A’O2 / lA’O2 = 0,153 m/c2

aτA’A = 0 (так как движение камня по кулисе прямолинейное);

Величина

PaakA’A = akA’A / KA = 0,0306 / 0,004 = 7,7 mm

PaanA’O2 = anA’O2 / KA = 0,153 / 0,004 = 38,25 mm

Далее ускорение точки А’ находим графически:

aA’ = PAA’ · KA = 50 · 0,004 = 0,2 m/c2

Ускорение точки В находим методом подобия: PAB / PAA’ = O2B / O2A’

PAB = (O2B / O2A’) · PAA’ = (70 / 147) · 50 = 23,8 mm

Абсолютная величина ускорения точки B:

aB = PAB · KA =23,8 · 0,004 = 0,095 m/c2

Ускорение точки С определяем графически, решая систему уравнений :

 aC = aB + aBC + aτB

aC = aO2 + aO2C + anB

anB = V2B / lO2B = 0,07142 / 0,07 = 0,0728 m/c2

aτB = PτAB · KA = 40 · 0,004 = 0,16 m/c2

Абсолютная величина ускорения точки С равна:

aC = PAC · KA = 58 · 0,004 = 0,232 m/c2

1.5 Определение угловых скоростей и ускорений звеньев.

ω1 = ( π · nкр ) / 30º = ( 3,14 · 132 ) / 30 = 13,8 рад/с

ω3 = VA’ / lO2A’ = 1,5 / 0,147 = 10,2 рад/с

ω4 = VBC / lBC = 2,33 / 0,21 = 11,1 рад/с

ε3 = aτA’O2 / lA’O2 = 0,022 / 0,147 = 0,15 рад/с2

ε4 = aτВС / lBC = 0,16 / 0,21 = 0,76 рад/с2

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер звена | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| ω рад/с | 13,8 | 0 | 10,2 | 11,1 | 0 |
| ε рад/с2 | 0 | 0 | 0,15 | 0,76 | 0 |

1.6 Диаграммы движения выходного звена

Диаграмму перемещения S-t строим, используя полученную из плана положений механизма траекторию движения точки С.

Диаграммы скоростей V-t и ускорений a-t строим методом хорд.

Масштабные коэффициенты диаграмм :

KL = 0,001 m/mm

KT = 0,005 c/mm

KV = 0,003 m/c·mm

KA = 0,004 m/c·mm2

1.7 Аналитический метод анализа рычажного механизма

Положение точки А определяется уравнениями :

ХA = r · Sin( f );

YA = e + r · cos( f ).

Угол размаха кулисы можно определить по уравнению :

f = arctg ( XA / YA ).

Скорость точки А1 , принадлежащей кривошипу 1 равна :

V = ω1 · r.

Скорость точки А3, принадлежащей кулисе 3 равна :

V = V · Cos( f – f3 ) = ω1 · r · Cos( f – f3 ).

Расстояние

AB=XA +YA=r · Sin(f) +e+2 · e · r · Cos(f)+r · Cos(f)=r+e+2 · e · r · cos( f ).

Угловая скорость кулисы :

ω = ωкр·λ·(λ+cos(f)) / (1+2λcos(f)+λ2)

Продифференцируем предыдущее уравнение по времени :

ε = ω2кр·a·r·((a2-r2)sin(f)) / (a2 + 2a·r·cos(f) + r2)2

Перемещение долбяка 5 :

X = r1 · Cos( f ) + l · Cos( arcsin((lO2B·sin (f))/lBC)).

Угол определим по формуле :

cos (f) = r/a

Скорость долбяка 5 определяется по формуле :

V = r·ωкр(sin(f) + 1/2·λ·sin2(f))

Ускорение долбяка 5:

a = r·ω2кр·(cos(f)+ λcos2(f))

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

Sub tron()

Dim a, e, h, r, n, w, fi, w1, alf As Double

Worksheets(1).Activate

a = Range("b2").Value

r = Range("b3").Value

n = Range("b4").Value

w1 = 3.14159265358979 \* n / 30

alf = 0

h = 30 \* 3.14159265358979 / 180

For n = 1 To Range("c2:c14").Count

F = Atn(r \* Sin(alf) / (a + r \* Cos(alf)))

fi = (180 / 3.14159265358979) \* F

w = w1 \* r \* (r + a \* Cos(alf)) / (a ^ 2 + 2 \* a \* r \* Cos(alf) + r ^ 2)

e = w1 ^ 2 \* a \* r \* (a ^ 2 - r ^ 2) \* Sin(alf) / ((a ^ 2 + 2 \* a \* r \* Cos(alf) + r ^ 2) ^ 2)

Range("c2:c14").Cells(n, 1) = fi

Range("c2:c14").Cells(n, 2) = w

Range("c2:c14").Cells(n, 3) = e

alfa = alf \* 180 / 3.14159265358979

Range("c2:c14").Cells(n, 4) = alfa

alf = alf + h

Next n

End Sub

2. Силовой анализ рычажного механизма

2.1 Определение сил инерции

Исходные данные :

Масса кулисы 3 : m = 30 кг ;

Масса шатуна 4 : m = 10 кг ;

Масса долбяка 5 : m = 72 кг ;

Определяем веса звеньев :

G3’ = m3’ · g = 11,5 · 9,8 = 112,8519 H ;

G3” = m3” · g = 18,4845 · 9,8 = 181,104 H ;

G4 = m4 · g = 10 · 9,8 = 98 H ;

G5 = m5 · g = 72 · 9,8 = 705,6 H .

Сила полезного сопротивления : Q = 2000 H.

Вычисляем силы инерции :

U3’ = m3’ · aS3’ = 18,4845\*2,56375 = 47,3896 H ;

U3” = m3“ · aS3“ = 11,5155\*1,5875 = 18,28 H ;

U4 = m4 · aS4 = 10 · 2,3 = 23 H ;

U5 = m5 · aS5 = 72· 0,92= 66,24 H ;

2.2 Расчёт диады 4-5

Составляем уравнение равновесия диады:

Σ P (4 ;5) = 0 ;

R50 + Q + U5 + G5 + U4 + G4 + Rτ43 + Rn43 =0

Составим сумму моментов сил звена 4:

Σ MC ( зв.4 ) = 0

G4 · hG4 + U4 · hU4 - Rτ43 · lBC = 0;

Rτ43 = ( G4 · hG4 + U4 · hU4 ) / lBC = ( 800 · 0,052 + 14,4 · 0,131 ) / 0,21 = 57,815 (Н)

Строим план сил диады 4-5 в масштабе:

Kp = Q/Q = 2000 / 200 = 10 H/мм ;

Считаем отрезки плана сил в мм.

Q = 2000 / 10 = 200 (мм); G5 = 705,6 / 10 = 70,56 (мм); U5 = 66,24 / 10 = 6,624 (мм);

G4 = 98 / 10 =9,8 (мм); U4 = 23 / 10 = 2,3 (мм);

Из плана сил определяем реакции

R43 = R43 · Kр = 209,92 · 10 = 2099,2 Н

R50 = R50 · Kр = 104,86 · 10 = 1048,6 Н

2.3 Расчет диады 2-3

Составляем уравнение равновесия диады: Σ P (2 ;3) = 0 ;

R21 + G’3 + U’3 + G”3 + U”3 + R43 + R30 = 0

Составим сумму моментов сил звена 3:

Σ MO2 (зв.3) = 0

- R21 · lAO2 – U’3 · hU’3 + G’3 · hG’3 + G”3 · hG”3 + R34 · lO2B = 0

R21 = (– U’3 · hU’3 + G’3 · hG’3 + G”3 · hG”3 + R34 · lO2B) / lAO2 = 1403,367 (H)

Строим план сил диады 2-3, считаем отрезки плана сил:

R34 = R34 / Kp =10100 / 100 = 101 mm; U”3 = 0,32 / 100 = 0,0032 mm;

G”3 = 20 / 100 = 0,2 mm; G’3 = 50 / 100 = 0,5 mm; U’3 = 0,7 / 100 = 0,007 mm;

R21 = 4820,48 / 100 = 48,2 mm

Из плана сил определяем реакции

R30 = R30 · Kp = 104 · 100 = 684 (H)

Внутреннюю силу R23 находим из условия равновесия ползуна

Σ P(2) = 0

R23 + R21 = 0 => R23 = - R21

R23 = 1403,367 (H)

Расчет кривошипа

Составим уравнение равновесия кривошипа

Σ P = 0

Py + P12 + R10 = 0

Составим сумму моментов сил звена 1

Σ MO1(зв.1) = 0

Py = 1382,928 (H)

Строим план сил, считаем отрезки сил

2.5 Определение уравновешивающей силы методом рычага Жуковского

Построим повёрнутый на 90 градусов (в нашем случае против часовой стрелки) план скоростей и к нему приложим все внешние силы, действующие на механизм. Составим уравнение моментов относительно полюса :

Σ Mp = 0 ;

U3 · hU3 – U4 · hU4 – G3 · hG3 – G4 · hG4 – (Q + U5 + G5) · (h(Q + U5 + G5)) – P’y · PVa3 = 0

Отсюда P’y = 1394,788 (H)

Определяем погрешность :

S = (P’y – Py) / P’y · 100% = 0,85%

2.6 Определение мощностей

Определяем потери мощности на трение в кинематических парах.

Мощность от силы в поступательных парах :

Nп = f · R · Vотн .

N23 = f · R23 · VA’A = 4820,48 · 0,16 · 0,015 = 11,57 (Вт)

N50 = f · R50 · VC = 0,16 · 3300 · 0,072 = 38 (Вт)

Мощность привода, затрачиваемая на преодоление полезной нагрузки

NA = Q · VC = 7500 · 0,072 = 540 (Вт)

Потери на мощность во вращательных парах :

Nвр = f ‘·R · r · ωОТН

N10 = R10 · f’ · (ω1 –ω0) · r = 500 · 0,24 · 13,8 · 0,02 = 33,12 Вт

N30 = R30 · f’ · (ω3 –ω0) · r = 10400 · 0,24 · 10,2 · 0,02 = 509,2 Вт

N34 = R34 · f’ · (ω3 –ω4) · r = 10100 · 0,24 · 10,2 · 0,02 = 494,5 Вт

где f - коэффициент трения скольжения ;

f ‘= (1,2...1,5) · f - коэффициент трения скольжения приведенный ;

R - реакция в кинематической паре ;

r - радиус цапфы вала ;

Vотн и ωОТН - относительные линейная и угловая скорости звеньев, образующих пару ;

f = 0,16

f ‘ = 0,24

r = 0,02 m

Суммарная мощность :

NТР = N10 + N12 + N23 + N34 + N45 + N30 = 1086,4

Мощность привода на преодоление полезной нагрузки :

N = Q · Vв = 7500 · 0,0714 = 535,5 (Вт) .

Мгновенная потребная мощность двигателя :

N = Npy + Nтр ;

N = 540 + 1086,4 = 1626,4 (Вт)

2.7 Определение кинетической энергии и приведенного момента инерции механизма

Кинетическая энергия механизма равна сумме кинетических энергий звеньев, составляющих механизм, и рассчитывается для 3-го положения.

Тмeх = Σ Тi = Т3 + Т4 + Т5

Кинетическая энергия звена 3 рассчитывается по формуле :

Т3 = (J3 · ω3)/2 ;

J3 = J3’ + J3’’;

J3’ = (m3’ · O2A3)/3 = (5 · 0,147 )/3 = 0,245 кг·м ;

J3’’ = (m3’’ · O2B )/3 = (2 · 0,07 )/3 = 0,047 кг·м ;

J3 = 0,245 + 0,047 = 0,292 кг·м ;

Т3 = (0,292 · 10,2 )/2 = 1,5 Дж;

Кинетическая энергия звена 4 рассчитывается по формуле :

Т4 = (J4 · ω4 )/2 + (m4 · V )/2 ;

J4 = (m4 · BC )/12 = (80·0,21 )/12 = 1,4 кг·м ;

V = ω4 · BC/2 = 11,1·0,21/2 = 1,17 м/с ;

T4 = (1,4·11,1 )/2 + (80·1,17 )/2 = 54,57 Дж ;

Движение звена 5 рассматриваем как поступательное. Кинетическая энергия :

Т5 = (m5 · Vc )/2 = (140· 0,072 )/2 = 5,04 Дж ;

Тмех = Т3 + Т4 + Т5 = 1,5 + 54,57 + 5,04 = 61,11 Дж .

За звено приведения принимаем кривошип.

Jпр = (2·Tмех)/ω1 = (2·61,11)/13,816 = 8,85 кг·м ;

2.8 Определение сил инерции

Для аналитического вычисления сил инерции воспользуемся аналитическим расчётом рычажного механизма.

Ускорение

ε3 = aτA3O2 / lO2A = 12 · KA / 0,147 = 0,327

ε4 = aτCB / lCB = 40 · KA / 0,21 = 0,762

Момент

М = J · ε H·м ;

Момент инерции

J’3 = ((m · 02A2) / 12) = 0,009 кг·м;

J”3 = 0,00082 кг·м

J4 = 0,294 кг·м

Тогда М’3 = 0,009 · 0,327 = 0,003 H·м .

М”3 =0,00082 · 0,327 = 0,00027 H·м

M4 = 0,294 · 0,762 = 0,224 Н·м

Составим программу:

Sub analit()

f0 = 0.24

w1 = 13.8

e1 = 0

n = 12

l1 = 0.035

l2 = 0.21

l3 = 0.07

l4 = 0.147

h = 0.14

m2 = 7

m3 = 80

m5 = 140

lk = 0.37

Worksheets(1).Range("a1") = "результаты аналитического расчета"

Worksheets(1).Range("a2") = "начальные параметры"

Worksheets(1).Range("a3") = "f0"

Worksheets(1).Range("b3") = f0

Worksheets(1).Range("a4") = "w1"

Worksheets(1).Range("b4") = w1

Worksheets(1).Range("a5") = "e1"

Worksheets(1).Range("b5") = e1

Worksheets(1).Range("a6") = "полученные значения"

Worksheets(1).Range("a7") = "N"

Worksheets(1).Range("b7") = "S"

Worksheets(1).Range("c7") = "V"

Worksheets(1).Range("d7") = "a"

df = 2 \* 3.14 / n

f1 = f0 + df

For i = 0 To n

f1 = f1 - df

Worksheets(1).Cells(i + 8, 1).Value = i

'определение углов поворота

a = l1 \* Cos(f1) + 14

b = l1 \* Sin(f1)

aa = (a ^ 2 + b ^ 2 + l2 ^ 2 - l3 ^ 2) / (2 \* a \* l2)

bb = b / a

'определение угла f2

cf2 = -((aa + bb \* ((1 - aa ^ 2 + bb ^ 2))) ^ 0.5) / (1 + bb ^ 2)

tf2 = (1 / ((cf2 ^ 2) - 1)) ^ 0.5

f2 = Atn(tf2)

If cf2 < 0 Then

tf2 = -tf2

f2 = Atn(tf2) + 3.14

End If

'определение угла f3

cf3 = (a + l2 \* cf2) / l3

tf3 = (1 / ((cf3 ^ 2) - 1)) ^ 0.5

f3 = Atn(tf3)

If cf3 < 0 Then

tf3 = -tf3

f3 = Atn(tf3) + 3.14

End If

'определение угловых скоростей

i31 = (l1 \* Sin(f1 - f2)) / (l3 \* Sin(f3 - f2))

i21 = -(l1 \* Sin(f1 - f3)) / (l2 \* Sin(f2 - f3))

w3 = w1 \* i31

w2 = w1 \* i21

'определение угловых ускорений

i131 = (l1 \* Cos(f1 - f2) + i21 ^ 2 \* l2 - i31 ^ 2 \* l3 \* Cos(f3 - f2)) / (l3 \* Sin(f3 - f2))

i121 = -(l1 \* Cos(f1 - f3) - i31 ^ 2 \* l3 + i21 ^ 2 \* l2 \* Cos(f2 - f3)) / (l2 \* Sin(f2 - f3))

e3 = w1 ^ 2 \* i131 + e1 \* i31

e2 = w1 ^ 2 \* i121 + e1 \* i21

'определение перемещения питателя

s = h \* (Tan(0.261666) - Tan(f3 - 1.57))

Worksheets(1).Cells(i + 8, 2).Value = s

'определение скорости питателя

v = h \* w3 / ((Cos(f3 - 1.57)) ^ 2)

Worksheets(1).Cells(i + 8, 3).Value = v

'определение ускорения питателя

usk = -h \* (e3 \* Cos(f3 - 1.57) + 2 \* w3 ^ 2 \* Sin(f3 - 1.57)) / ((Cos(f3 - 1.57)) ^ 3)

Worksheets(1).Cells(i + 8, 4).Value = usk

'определение ускорений звеньев

a1n = w1 ^ 2 \* l1

a2n = w2 ^ 2 \* l2 / 2

a2t = e2 \* l2 / 2

a2 = ((a1n \* Cos(f1) + a2n \* Cos(f2) + a2t \* Cos(f2 - 1.57)) ^ 2 + (a1n \* Sin(f1) + a2n \* Sin(f2) + a2t \* Sin(f2 - 1.57)) ^ 2) ^ 0.5

a3n = w3 ^ 2 \* (lk / 2 - l3)

a3t = e3 \* (lk / 2 - l3)

a3 = (a3n ^ 2 + a3t ^ 2) ^ 0.5

a5 = usk

'определение сил и моментов инерции

Worksheets(2).Cells(i + 8, 1).Value = i

u3 = -m3 \* a3

Worksheets(2).Cells(i + 8, 2).Value = u3

mu3 = -m3 \* l3 ^ 2 \* e3 / 12

Worksheets(2).Cells(i + 8, 3).Value = mu3

u4 = -m4 \* a4

Worksheets(2).Cells(i + 8, 4).Value = u4

mu4 = -m4 \* lk ^ 2 \* e4 / 12

Worksheets(2).Cells(i + 8, 5).Value = mu4

u5 = -m5 \* a5

Worksheets(2).Cells(i + 8, 6).Value = u5

Next i

Worksheets(2).Range("a1") = "результаты аналитического расчета"

Worksheets(2).Range("a2") = "начальные параметры"

Worksheets(2).Range("a3") = "m3"

Worksheets(2).Range("b3") = m3

Worksheets(2).Range("a4") = "m4"

Worksheets(2).Range("b4") = m4

Worksheets(2).Range("a5") = "m5"

Worksheets(2).Range("b5") = m5

Worksheets(2).Range("a6") = "полученные значения"

Worksheets(2).Range("a7") = "N"

Worksheets(2).Range("b7") = "u3"

Worksheets(2).Range("c7") = "mu3"

Worksheets(2).Range("d7") = "u4"

Worksheets(2).Range("e7") = "mu4"

Worksheets(2).Range("f7") = "u5"

End Sub

3. Геометрический расчёт прямозубой передачи. Проектирование планетарного редуктора

3.1 Геометрический расчёт прямозубой передачи

Исходные данные :

Число зубьев шестерни : Z5 = 12.

Число зубьев колеса : Z6 = 30.

Модуль зубчатых колёс : m = 6.

Коэффициент высоты головки : ha\* = 1.

Коэффициент радиального зазора : с\* = 0,25.

Zсум = Z5 + Z6 = 12 + 30 = 42 > 34, =>,

коэффициент смещения шестерни определяется по формуле :

Х5 = (17 – Z5)/17 =(17 – 12)/17 = 0,294

а коэффициент смещения колеса :

X6 = - Х5 = -0,294

Угол профиля исходного профиля = 20˚ .

Делительное межосевое расстояние :

а = 0,5 · m · Zсум.= 0,5 · 6 · 42 = 126 mm

Коэффициент воспринимаемого смещения:

y = 0.

Коэффициент уравнительного смещения:

y = 0.

Делительная высота головки зуба :

ha5 = m · (ha\* + X5) = 6 · (1+0,294) = 7,764 мм

ha6 = m · (ha\* + X6) = 6 · (1-0,294) = 4,236 мм

Делительная высота ножки зуба :

hf5 = m · (ha\* + c\* - X5) = 6 · (1+0,25-0,294) = 5,736 mm

hf6 = m · (ha\* + c\* - X6) = 6 · (1+0,25+0,294) = 9,264 mm

Высота зуба :

h = 2,25 · m = 2,25 · 6 = 13,5 мм

Делительный диаметр :

d5 = m · Z5 = 6 · 12 = 72мм

d6 = m · Z6 = 6 · 30 =180мм

Основной диаметр :

db5 = m · Z5 · Cos(α) = 6 · 12 · cos20˚ = 67,68 mm

db6 = m · Z6 · Cos(α) = 6 · 30 · cos20˚ = 169,2 mm

Диаметр вершин :

dа5 = m · Z5 + 2 · m · (ha\* + X5) = 6 · 12 + 2 · 6(1+0,294) = 87,528 mm

dа6 = m · Z6 + 2 · m · (ha\* + X6) = 6 · 30 + 2 · 6(1-0,294) = 188,472 mm

Диаметр впадин :

df5 = m · Z5 - 2 · m · (ha\* +c\* + X5) = 6 · 12 – 2 · 6(1+0,25-0,294) =60,528 mm

df6 = m · Z6 - 2 · m · (ha\* +c\* - X6) = 6 · 30 – 2 · 6(1+0,25-0,294) =161,472 mm

Делительная толщина зуба :

S5 = 0,5 · π · m +2 · m · X5 · tg(α ) = 11,67796 mm

S6 = 0,5 · π · m +2 · m · X6 · tg(α ) = 7,16208 mm

Толщина зуба по окружности вершин :

Sa5 =da5 · ( S5 /d5 + inv20˚ + invαa5 ) = 3,862 mm

Sa6 =da6 · ( S6 /d6 + inv20˚ + invαa6 ) = 3.7862 mm

Делительный шаг :

P = π · m = 18.84 mm

Оновной шаг :

Pb = π · m · cosα = 3,14 · 6 · 0,94 = 17.71

По результатам расчёта строим картину равносмещённого эвольвентного зацепления.

3.2 Синтез и анализ комбинированного зубчатого механизма

Исходные данные :

n = 1455 мин-1 ;

n = 97 мин-1 ;

U16 = “-”;

Z5 = 12;

Z6 = 30:

Общее передаточное отношение привода :

U16 = -(nДВ / n6) = -(n1 / n6) = -(1455 / 97) = -(5.31) .

Передаточное отношение простой ступени :

U56 = -(Z6 / Z5) = -(30/12) .

Передаточное отношение планетарной ступени :

U1H = U16 / U56 = 6.1263 .

Формула Виллиса :

UH14 = (n1 - nH)/(n4 - nH) = (U1H –1)/(0-1) = 1- U1H = 1.2

Передаточное отношение U H14 через число зубьев :

U H14 = (-Z2/Z1)/(- Z4/ Z3) = (Z2· Z4)/(Z1· Z3) = -(6/5)

Из условия соосности определяем неизвестные числа зубьев колёс :

Z1 + Z2 = Z3 + Z4 .

Принимаем : Z1 = 2 ; Z2 = 1 ; Z3 = 3 ; Z4 = 5 .

2 + 1 = 3 16

3 + 5 = 8 6

В итоге принимаем : Z1 = 32 ; Z2 = 16 ; Z3 = 18 ; Z4 = 30 .

3.3 Построение плана скоростей и частот вращения звеньев зубчатого механизма

Диаметры всех колёс :

d1 = m·Z1 = 6·32 = 192 мм ;

d2 = m·Z2 = 6·16 = 96 мм ;

d3 = m·Z3 = 6·18 = 108 мм

d4 = m·Z4 = 6·30 = 180 мм

d5 = m·Z5 = 6·12 = 72 мм

d6 = m·Z6 = 6·30 = 180 мм

Принимаем масштабный коэффициент построения схемы механизма :

КL = 0,001 м/мм ;

Определяем скорость точки, принадлежащей ведущему звену (точка А):

Va = ω1 · d = 24 м/с ;

Принимаем масштабный коэффициент построения плана скоростей :

Кv =0,4 м/(c·мм) ;

Выполняем построение плана скоростей.

Построение плана частот вращения.

Принимаем масштабный коэффициент построения плана частот вращения :

Кv =20 мин /мм ;

Выполняем построение плана частот вращения.

Значения частот, полученных графически :

n1 = 24·40 = 960 мин-1

n2 = 262·40 = 10480 мин-1

n3 = 262·40 = 10480 мин-1

n5 = 121·40 = 4840 мин-1

n6 = 37·40 = 1480 мин-1

nH = 121·40 = 4840 мин-1

Составим программу:

Sub evol()

'ввод данных

z5 = 11

z6 = 45

m = 5

h1 = 1

c = 0.25

Worksheets(3).Range("a1") = "результаты аналитического расчета"

Worksheets(3).Range("a2") = "начальные параметры"

Worksheets(3).Range("a3") = "z5"

Worksheets(3).Range("b3") = z5

Worksheets(3).Range("a4") = "z6"

Worksheets(3).Range("b4") = z6

Worksheets(3).Range("a5") = "m"

Worksheets(3).Range("b5") = m

Worksheets(3).Range("a6") = "h1"

Worksheets(3).Range("b6") = h1

Worksheets(3).Range("a7") = "c"

Worksheets(3).Range("b7") = c

For i = 1 To 21

Worksheets(3).Cells(i + 8, 1).Value = i

Next i

'вычисление

Worksheets(3).Range("b8") = "полученные значения"

Worksheets(3).Range("c8") = "шестерня 5"

Worksheets(3).Range("d8") = "колесо 6"

Worksheets(3).Range("b9") = "суммарное число зубьев z"

z = z5 + z6

Worksheets(3).Range("c9") = z

Worksheets(3).Range("b10") = "min коэффициент смещения X"

x5 = (17 - z5) / 17

x6 = -x5

Worksheets(3).Range("c10") = x5

Worksheets(3).Range("d10") = x6

Worksheets(3).Range("b11") = "угол профиля исходного контура"

v = 20

q = 0.348888

Worksheets(3).Range("c11") = v

Worksheets(3).Range("b12") = "делительное межосевое расстояние a"

a = 0.5 \* m \* (z5 + z6)

Worksheets(3).Range("c12") = a

Worksheets(3).Range("b13") = "inv20"

inv = 0.0149

Worksheets(3).Range("c13") = inv

Worksheets(3).Range("b14") = "межосевое расстояние aw"

Worksheets(3).Range("c14") = a

Worksheets(3).Range("b15") = "делительная высота головки зуба ha"

ha5 = m \* (h1 + x5)

ha6 = m \* (h1 + x6)

Worksheets(3).Range("c15") = ha5

Worksheets(3).Range("d15") = ha6

Worksheets(3).Range("b16") = "делительная высота ножки зуба hf"

hf5 = m \* (h1 + c - x5)

hf6 = m \* (h1 + c - x6)

Worksheets(3).Range("c16") = hf5

Worksheets(3).Range("d16") = hf6

Worksheets(3).Range("b17") = "высота зуба h"

h = ha5 + hf5

Worksheets(3).Range("c17") = h

'диаметры

Worksheets(3).Range("b18") = "делительный диаметр d"

d5 = m \* z5

d6 = m \* z6

Worksheets(3).Range("c18") = d5

Worksheets(3).Range("d18") = d6

Worksheets(3).Range("b19") = "основной диаметр db"

db5 = m \* z5 \* Cos(q)

db6 = m \* z6 \* Cos(q)

Worksheets(3).Range("c19") = db5

Worksheets(3).Range("d19") = db6

Worksheets(3).Range("b20") = "начальный диаметр dw"

dw5 = d5

dw6 = d6

Worksheets(3).Range("c20") = dw5

Worksheets(3).Range("d20") = dw6

Worksheets(3).Range("b21") = "диаметр вершин зубьев da"

da5 = m \* z5 + 2 \* m \* (h1 + x5)

da6 = m \* z6 + 2 \* m \* (h1 + x6)

Worksheets(3).Range("c21") = da5

Worksheets(3).Range("d21") = da6

Worksheets(3).Range("b22") = "диаметр впадин зубьев df"

df5 = m \* z5 - 2 \* m \* (h1 + c - x5)

df6 = m \* z6 - 2 \* m \* (h1 + c - x6)

Worksheets(3).Range("c22") = df5

Worksheets(3).Range("d22") = df6

Worksheets(3).Range("b23") = "делительная толщина зубьев S"

s5 = 0.5 \* 3.14 \* m + 2 \* m \* x5 \* Tan(q)

s6 = 0.5 \* 3.14 \* m + 2 \* m \* x6 \* Tan(q)

Worksheets(3).Range("c23") = s5

Worksheets(3).Range("d23") = s6

Worksheets(3).Range("b24") = "основная толщина зубьев Sb"

sb5 = db5 \* (3.14 / (2 \* z5) + 2 \* x5 \* Tan(q) / z5 + inv)

sb6 = db6 \* (3.14 / (2 \* z6) + 2 \* x6 \* Tan(q) / z6 + inv)

Worksheets(3).Range("c24") = sb5

Worksheets(3).Range("d24") = sb6

Worksheets(3).Range("b25") = "начальная толщина зубьев Sw"

sw5 = s5

sw6 = s6

Worksheets(3).Range("c25") = sw5

Worksheets(3).Range("d25") = sw6

Worksheets(3).Range("b26") = "делительный шаг P"

p = 3.14 \* m

Worksheets(3).Range("c26") = p

Worksheets(3).Range("b27") = "основной шаг pb"

pb = 3.14 \* m \* Cos(q)

Worksheets(3).Range("c27") = pb

Worksheets(3).Range("b28") = "радиус кривизны галтели r"

r = 0.4 \* m

Worksheets(3).Range("c28") = r

Worksheets(3).Range("b29") = "коэффициент торцевого перекрытия e"

t5 = (((da5 / db5) ^ 2) - 1) ^ 0.5

t6 = (((da6 / db6) ^ 2) - 1) ^ 0.5

e = (z5 \* t5 + z6 \* t6 - (z5 + z6) \* Tan(q)) / (2 \* 3.14)

Worksheets(3).Range("c29") = e

End Sub

Список литературы

1Алехнович В.М.”Теория механизмов и манипуляторов”. Издательство высшая школа.1985г.

2.Машков А.А.”Теория механизмов и манипуляторов”. Издательство высшая школа.1971г.

Приложение



|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| исходные данные |  |  |
| наимено- вание параметра | обозначение | единица измерения | значение |
| O1-A | r | м | 0.113 |
| О1-О2 | e | м | 0.35 |
| B-O2 | r1 | м | 0.7 |
| y | y | м | 0.14 |
| BC | l | м | 0.21 |
| w1 | w1 | с | 13.80 |
| угол размаха | b | рад | 0.87266 |
|  результаты вычислений |  |  |
| угол поворота | перемещение | скорость | ускорение |
| 0 | -0.004922 | -0.00083 | 5.38194 |
| 0.5236 | 0.0141113 | 0.60678 | 3.80533 |
| 1.0472 | 0.0561586 | 0.865058 | 2.90399 |
| 1.5708 | 0.1068522 | 0.935913 | 1.44724 |
| 2.0944 | 0.1582127 | 0.898178 | -0.2797 |
| 2.61799 | 0.2054088 | 0.789663 | -1.6989 |
| 3.14159 | 0.2447813 | 0.613949 | -2.4693 |
| 3.66519 | 0.2716014 | 0.3239 | -2.9936 |
| 4.18879 | 0.275994 | -0.23141 | -3.9887 |
| 4.71239 | 0.235559 | -1.32772 | -4.7289 |
| 5.23599 | 0.128899 | -2.26762 | 2.34036 |
| 5.75959 | 0.0256355 | -1.20752 | 6.53008 |
| 6.28319 | -0.004922 | -0.00083 | 5.38168 |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| результаты аналитического расчета |  |  |
| начальные параметры |  |  |  |
| m3 | 6 |  |  |  |  |
| m4 | 70 |  |  |  |  |
| m5 | 120 |  |  |  |  |
| полученные значения |  |  |  |
| N | u3 | mu3 | u4 | mu4 | u5 |
| 0 | -57.2731 | -2.34731 | -114.527 | 17.41795 | -1.1E+07 |
| 1 | -164.798 | -6.93282 | -337.12 | 50.99269 | -1.6E+08 |
| 2 | -276.534 | -11.8008 | -569.925 | 85.85486 | -3.5E+08 |
| 3 | -274.011 | -11.6716 | -564.147 | 84.71694 | -4E+08 |
| 4 | -144.589 | -5.97045 | -293.037 | 43.71576 | -2.5E+08 |
| 5 | -14.8626 | 0.344928 | -18.0173 | -1.93163 | -5.5E+07 |
| 6 | -27.7479 | 0.975466 | -49.8168 | -7.57031 | -8453251 |
| 7 | -108.177 | -5.36884 | -240.551 | 36.11039 | -1.7E+08 |
| 8 | -270.175 | -12.9273 | -589.596 | 88.70336 | -3.8E+08 |
| 9 | -305.491 | -14.5559 | -664.985 | 100.0586 | -4.3E+08 |
| 10 | -193.961 | -9.33578 | -424.105 | 63.86084 | -2.6E+08 |
| 11 | -67.0119 | -3.22456 | -145.531 | 22.04901 | -5.8E+07 |
| 12 | -56.9106 | -2.33274 | -113.79 | 17.30617 | -1.1E+07 |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| результаты аналитического расчета |  |  |
| начальные параметры |  |  |
| z5 | 12 |  |  |
| z6 | 40 |  |  |
| m | 5 |  |  |
| h1 | 1 |  |  |
| c | 0.25 |  |  |
|  | полученные значения | шестерня 5 | колесо 6 |
| 1 | суммарное число зубьев z | 52 |  |
| 2 | min коэффициент смещения X | 0.2941177 | -0.294 |
| 3 | угол профиля исходного контура | 20 |  |
| 4 | делительное межосевое расстояние a | 130 |  |
| 5 | inv20 | 0.0149 |  |
| 6 | межосевое расстояние aw | 130 |  |
| 7 | делительная высота головки зуба ha | 6.4705887 | 3.5294 |
| 8 | делительная высота ножки зуба hf | 4.7794117 | 7.7206 |
| 9 | высота зуба h | 11.25 |  |
| 10 | делительный диаметр d | 60 | 200 |
| 11 | основной диаметр db | 56.385206 | 187.95 |
| 12 | начальный диаметр dw | 60 | 200 |
| 13 | диаметр вершин зубьев da | 72.941177 | 207.06 |
| 14 | диаметр впадин зубьев df | 50.441177 | 184.56 |
| 15 | делительная толщина зубьев S | 8.9199084 | 6.7801 |
| 16 | основная толщина зубьев Sb | 9.2226541 | 9.1721 |
| 17 | начальная толщина зубьев Sw | 8.9199084 | 6.7801 |
| 18 | делительный шаг P | 15.7 |  |
| 19 | основной шаг pb | 14.754129 |  |
| 20 | радиус кривизны галтели r | 2 |  |
| 21 | коэффициент торцевого перекрытия e | 1.5002282 |  |