**Расчет шарнирно-рычажных механизмов**

**1. Структурный анализ главного механизма**

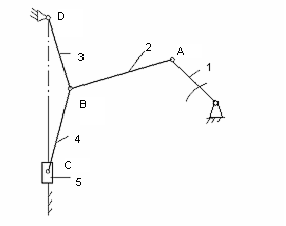


рис.1

**1.1 Кинематическая схема главного механизма (рис. 1)**

По формуле Чебышева определим число степеней подвижности механизма:

W = 3n-2p5-p4=3\*5-2\*7-0 = 1,

где 5 = n – число подвижных звеньев;

p5=7 – число кинематических пар 5-го класса; 0= p4 –

число кинематических пар 4-го класса.

**1.2 Построение структурной схемы механизма (рис. 2)**

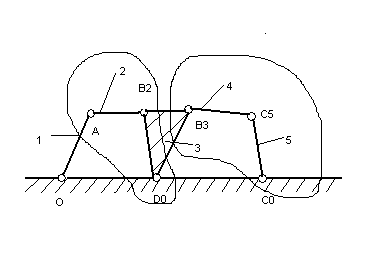


рис. 2

Выделим структурные группы (рис. 3):

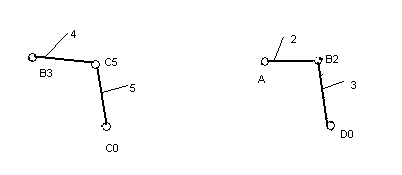


рис 3

группа из звеньев 4 и 5, первая в порядке образования механизма; группа из звеньев 2 и 3, вторая в порядке образования механизма; 1-й класс по Баранову; 2-й порядок. 2-й класс по Артоболевскому.

**2. Кинематическое исследование главного механизма**

**2.1 Определение масштаба длин**

Для построения планов положения механизма необходимо определить масштаб длин по формуле:

 м/мм,

где lOA = 0,044 м – истинная длина кривошипа (звено 1); 44 = ОА мм – отрезок, изображающий на кинематической схеме длину кривошипа (задан призвольно).

Длины отрезков на чертеже:

 мм;

 мм;

 мм;

 мм;

 мм;

 мм;

 мм;

 мм;

 мм.

**2.2 Построение кинематической схемы главного механизма**

В масштабе  м/мм, строим кинематическую схему главного механизма в восьми положениях с общей точкой О, включая положения, где ползун 5 занимает крайнее верхнее и нижнее положения (прил. А, лист 1), разделив

φрх=195о и φхх=165о на 4 части каждый.

**2.3 Построение планов скоростей**

Запишем векторные уравнения для построения планов скоростей структурных групп:

а ) группа 2 – 3



(2.1)

где VD=0, так как точка неподвижна,

VА=ω1\*lОА=6,385\*0,044=0,28094 м/с, VВА⊥ВA, VВD⊥ВD, VВ3=VВ2, ω1===6,385 с-1

Масштабный коэффициент для построения планов скоростей определяем по формуле:

 м/с\*мм,

где 40 мм – отрезок, изображающий на плане скоростей величину скорости т.А (задан призвольно).

Из плана скоростей находим:

 м/с;

 м/с;

 м/с;

 м/с;

 с-1;

 с-1;

Длины отрезков as2 и ds3 на планах скоростей находим из пропорций:

 ;  ;

б) группа 4 – 5



(2.2)

где VC0=0, V5-0׀׀у, VCB⊥СВ.

Из плана скоростей находим:

 , м/с;

 , м/с;

 , с-1;

 м/с;

Длину отрезка bs4 на планах скоростей находим из пропорции:

 .

Результаты вычислений сводим в таблицу 1

Таблица 1

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положе  ние | Рабочий ход | | | | | | | | | |
| VBA | VBD | ω2 | ω3 | VS2 | VS3 | ω4 | VS4 | V5-0 | VCB |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 1 | 0,3255 | 0,182 | 1,904 | 1,04 | 0,203 | 0,0917 | 1,04 | 0,175 | 0,21 | 0,182 |
| 2 | 0,147 | 0,238 | 0,86 | 1,36 | 0,266 | 0,13728 | 1,36 | 0,21 | 0,105 | 0,266 |
| 3 | 0,147 | 0,2744 | 0,86 | 1,568 | 0,2625 | 0,138 | 1,56 | 0,1435 | 0,105 | 0,238 |
|  | Холостой ход | | | | | | | | | |
| 4 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 5 | 0,245 | 0,231 | 1,433 | 1,32 | 0,2436 | 0,11616 | 1,312 | 0,1316 | 0,0875 | 0,2296 |
| 6 | 0,147 | 0,3395 | 0,86 | 1,94 | 0,2905 | 0,17072 | 1,92 | 0,2485 | 0,252 | 0,336 |
| 7 | 0,0315 | 0,2555 | 0,184 | 1,46 | 0,2065 | 0,12672 | 1,44 | 0,2345 | 0,28 | 0,252 |

**2.3. Построение планов ускорений.**

Запишем векторные уравнения для построения плана ускорений структурных групп для положения №3 механизма:

а)группа 2 – 3





(2.3)

где аD=0, так как точка D неподвижна,  м/с2,  м/с2,  м/с2, , .

Масштабный коэффициент для построения плана ускорений определяем по формуле:

 м/с2\*мм,

где 60 мм – отрезок, изображающий на плане ускорений величину ускорения т.А (задан призвольно).

Длины отрезков на плане ускорений:

 мм,

 мм.

Из плана ускорений находим:

 м/с2

 м/с2

 м/с2

 м/с2

 м/с2.

Длины отрезков as2 и ds3 на планах скоростей находим из пропорций:

 ;  ;

Угловые ускорения звеньев определяем по формулам:

 с-2;

 с-2;

б)группа 4 – 5



где аС0=0, так как точка С0 неподвижна; , так как звено 5 совершает поступательное движение, ω5 =0

 м/с2; , .

Длины отрезков на плане ускорений:

 мм.

Из плана ускорений находим:

 м/с2

 м/с2

 м/с2.

Длину отрезка bs4 на плане ускорений находим из пропорции:

 .

Угловое ускорение звена 4 определяем по формуле:

 с-2;

**3. АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА**

**3.1 Кинематическая схема зубчатой передачи**

Исходные данные:



**3.2 Общее передаточное отношение зубчатой передачи**

Определим общее передаточное отношение зубчатой передачи и число зубьев .



где 

где  -

передаточное отношение планетарного механизма;



отсюда  ,

округляем до целого 

Проверим для планетарной передачи условия:

* соосности: 
* соседства: 

где– число блоков саттелитов (задаётся);  - коэффициент высоты головки зуба.





* сборки: 

где Q – любое целое число; L – наименьший общий делитель чисел  и , в моём случае L=3.



Условие сборки выполняется.

**3.3 Синтез зубчатого зацепления**

Зубчатое зацепление состоит из колёс Считаем, что зубчатые колёса – прямозубые эвольвентные цилиндрические, нарезанные стандартным реечным инструментом.

3.3.1. Определяем:

* коэффициенты смещения реечного инструмента из условия устранения подреза:

для колеса 



для колеса 

 так как 

* угол эксплуатационного зацепления 



По значению  найдём угол 

* коэффициент воспринимаемого смещения



* коэффициент уравнительного смещения



* радиальный зазор



( - коэффициент радиального зазора);

* межосевое расстояние



* радиусы делительных окружностей

* радиусы основных окружностей



* радиусы начальных окружностей



(проверка:    );

* радиусы окружностей впадин





где  - коэффициент высоты головки;

* радиусы окружностей вершин





проверка: 



* толщину зубьев по делительной окружности





* шаг зацепления по делительной окружности



3.3.2. Расчёт значений коэффициентов относительного удельного скольжения зубьев произведён по формулам:

где  

 и  - отрезки, взятые по линии зацепления от точек  и  соответственно; .

Результаты расчётов сведены в таблицу.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| , мм | 0 | 30,75 | 61,5 | 92,25 | 123 | 164 | 205 | 246 | 287 | 328 | 369 |
|  |  | -4,5 | -1,5 | -0,5 | 0 | 0,375 | 0,6 | 0,75 | 0,857 | 0,9375 | 1 |
|  | 1,0 | 0,815 | 0,6 | 0,333 | 0 | -0,6 | -1,5 | -3 | -6 | -15 |  |

По полученным значениям  и  построены графики изменения  и .

3.3.3. Коэффициент перекрытия



где *(ab)* – длина активной части линии зацепления.

**4. Силовой расчет главного механизма**

Силовой расчет проведен для положения механизма №3(лист 3).

группа 4 – 5

• силы тяжести звеньев:

G4= m4\*g=353,16 Н;

G5= m5\*g=392,4 Н;

• силу производственного сопротивления по графику (лист 1):

Рпс=7000 Н;

• силы и моменты сил инерции звеньев:

= m4\*аs4=38,34 Н;

= m5\*аs5=51,6 Н;

 Н/м;

1) -? ,

;

 Н;

2) -? , -? , 

;

Масштабный коэффициент для построения плана сил определяем по формуле:

 Н/мм;

Длины отрезков на чертеже:

 мм;

 мм;

 мм – пренебрегаем;

 мм – пренебрегаем;

 мм – пренебрегаем;

Из плана сил находим:

 Н;

 Н;

 Н;

3) -? , 

;

Из плана сил находим:

 Н;

4);

группа 2 – 3

• силы тяжести звеньев:

G2= m2\*g=196,2 Н;

G3= m3\*g=343,35 Н;

• силы и моменты сил инерции звеньев:

= m2\*аs2=27 Н;

= m3\*аs3=19,53 Н;

 Н/м;

 Н/м;

 Н;

1) -? ,

;

 Н;

 необходимо перенаправить;

2) -? ,

;

 Н;

3) -? , -? , 

;

Масштабный коэффициент для построения плана сил определяем по формуле:

 Н/мм;

Длины отрезков на чертеже:

 мм;

 мм;

 мм – пренебрегаем;

 мм – пренебрегаем;

 мм – пренебрегаем;

 мм;

мм – пренебрегаем;



 мм;

Из плана сил находим:

 Н;

 Н;

 Н;

начальное звено

1) Рур-? 

;

 Н;

 Н;

2)  

Масштабный коэффициент для построения плана сил определяем по формуле:

 Н/мм;

Длины отрезков на чертеже:

 мм;

 мм;

Из плана сил находим:

 Н;

 Н/м;

проверка



 Нм;

Погрешность силового расчета составляет:

.

**5. Силовой расчет с учетом сил трения**

Выполнен на листе 3. Все масштабные коэффициенты сил совпадают с масштабными коэффициентами сил на силовом расчете без учета сил трения.

Определяем силы и моменты трения



группа 4-5

1) -? ,

;

 Н;

2)

из плана сил находим 

группа 2-3

1) -? ,

;

Н;



2) -? ,



;

 Н;

из плана сил находим 

начальное звено

;

 Н;

КПД главного механизма равен:



**6. Выбор электродвигателя**

Определяем работу сил полезного сопротивления

Определяем работу сил полезного сопротивления  на интеревале одного оборота главного вала (начального звена). Эта работа определяется как площадь , ограниченная графиком и осью абсцисс, умноженная на масштабы и :

**6.1 Определяем требуемую мощность приводного электродвигателя**



где Т – время одного оборота главного вала, с; ;  - КПД зубчатой передачи (принимаем );  - КПД главного механизма (.

**6.2 Выбор электродвигателя по каталогу**

По каталогу асинхронных электродвигателей выбираем асинхронный электродвигатель 4АА63В4У3.

 - мощность электродвигателя;  - синхронное число оборотов;  - номинальное число оборотов;  - момент инерции ротора электродвигателя.

**6.3 Определение приведенного момента сил**

Приведенный момент сил тяжести и сил полезных сопротивлений рассчитываются для всех рассматриваемых положений механизма по формуле:



По результатам расчёта строим график .

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|  | 0 | 0 | 14,1489 | 7000 | 7000 | 0 | 0 | 0 | 0 |
|  | 0 | 0,21 | 0,105 | 0,105 | 0 | 0,0875 | 0,252 | 0,28 | 0 |
|  | - | 180 | 180 | 180 | - | 0 | 0 | 0 | - |
|  | - | -1 | -1 | -1 |  | 1 | 1 | 1 | - |
|  | - | 0 | 0 | 0 | - | 180 | 180 | 180 | - |
|  | - | 1 | 1 | 1 | - | -1 | -1 | -1 | - |
|  | 0 | 0,175 | 0,21 | 0,1435 | 0 | 0,1316 | 0,2485 | 0,2345 | 0 |
|  | - | 25 | 35 | 56 | - | 120,5 | 140,5 | 162 | - |
|  | - | 0,9063 | 0,81915 | 0,55915 | - | -0,50754 | -0,77162 | -0,95106 | - |
|  | 0 | 0,0917 | 0,13728 | 0,138 | 0 | 0,11616 | 0,17072 | 0,12672 | 0 |
|  | - | 55 | 64 | 77 | - | 102 | 112,5 | 124 | - |
|  | - | 0,57358 | 0,43837 | 0,22495 | - | -0,2079 | -0,38268 | -,5592 | - |
|  | 0 | 0,203 | 0,266 | 0,2625 | 0 | 0,2436 | 0,2905 | 0,2065 | 0 |
|  | - | 127 | 86 | 52 | - | 58 | 95,5 | 127 | - |
|  | - | -0,60182 | 0,06976 | 0,61566 | - | 0,52992 | -0,09585 | -0,60182 | - |
|  | 0 | 20,753 | -7,9165 | -97,587 | 0 | -6,4038 | -30,46 | -37,173 | 0 |

Углы между векторами сил и скоростей точек их приложения замерены на планах скоростей.

**6.4 Определение приведенного момента инерции**

Приведенный момент инерции  определяем из условия равенства в каждый момент времени кинетической энергии модели кинетической энергии машинного агрегата.

Приведенный момент инерции рычажного механизма  рассчитан по формуле:



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № полож. | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|  | 0 | 0,0982 | 0,101 | 0,5095 | 0 | 0,0638 | 0,178 | 0,1607 | 0 |

**6.5 Суммарный приведенный момент инерции агрегата**

Суммарный приведенный момент инерции агрегата равен сумме трёх слагаемых



где  - приведенный момент инерции ротора электродвигателя, :



( - осевой момент инерции ротора, взятый из каталога электродвигателя);

 - приведенный момент инерции зубчатых колёс редуктора и пары :



где  - момент инерции зубчатых колёс редуктора относительно своих осей, кг\*с2;  - массы зубчатых колёс ;  - скорость оси сателлитов,м/с;  - угловая скорость сателиттов, с-1;  - угловая скорость вала двигателя, с-1;  - угловая скорость i-го зубчатого колеса, с-1; к – число блоков сателиттов (принимаем к=3).

Момент инерции зубчатых колёс вычисляем по формуле



где  - масса i – го зубчатого колеса равна



(b=0,05 м – ширина венца зубчатого колеса;  - удельный вес стали),  - радиус делительной окружности (m = 5мм):

Скорость оси сателлита



где 

Угловая скорость блока сателлитов  определена с использованием метода инверсии:

откуда .



**6.6 Исследование установившегося движения**

Предполагаем, что приведенный момент двигателя

 на рабочем участке механической характеристики электродвигателя можно описать параболой , где А и В – некоторые постоянные величины, которые определим по формулам:

 ;

 ;

где  - приведенный к звену 1 номинальный момент на роторе электродвигателя;

 - приведенная к звену 1 синхронная угловая скорость электродвигателя;

 - приведенная к звену 1 номинальная угловая скорость электродвигателя;

**6.7 Определяем закон движения звена 1**

Определяем закон движения звена 1  , используя формулу:

;

где i=1,2,…12 – индекс соответствует номеру положения кривошипа;

 - угловой шаг.

Задавшись  с-1, последовательно ведем расчет для i=1,2,…12. Результаты расчетов представлены в табл. 9. Значения  и  взяты из табл. 7 и табл. 8.

Искомые значения ω1 выделены в табл. 9. По этим значениям построен график зависимости  (лист 3).

По табл. 9 определяем

 с-1;  с-1;

 с-1;

Коэффициент неравномерности хода машины

 .

Таблица 9.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| i п/п |  |  |  |
| 1 | 149,305 | 15,5 | 6,385 |
| 2 | 149,335 | 19 | 6,394 |
| 3 | 149,385 | 2 | 6,398 |
| 4 | 149,465 | -47 | 6,385 |
| 5 | 149,715 | -97 | 6,34 |
| 6 | 149,345 | -34 | 6,312 |
| 7 | 149,245 | -1,5 | 6,304 |
| 8 | 149,305 | -7 | 6,3 |
| 9 | 149,39 | -26 | 6,289 |
| 10 | 149,41 | -35 | 6,267 |
| 11 | 149,365 | -32 | 6,249 |
| 12 | 149,235 | 0 | 6,243 |

**7. Синтез кулачкового механизма**

**7.1 Определение закона движения толкателя**

Исходные данные: закон движения толкателя



где *h = 0,052* мм – ход толкателя; фазовые углы:   - допустимый угол давления.

Дважды аналитически проинтегрируем закон движения толкателя.



Начальные условия: при 

Следовательно, 





При  



Определим параметр *а* из условия:  





Подсчитанные значения  на интервале удаления с шагом  приведены в таблице.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| , град | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 |
|  | 0,2092 | 0,1497 | 0,0897 | 0,0299 | -0,0299 | -0,0897 | -0,1497 | -0,2092 |
|  | 0 | 0,0313 | 0,05214 | 0,0625 | 0,0625 | 0,05214 | 0,0313 | 0 |
|  | 0 | 0,0029 | 0,01031 | 0,02047 | 0,03153 | 0,04169 | 0,04912 | 0,052 |

При :



Масштабные коэффициенты: 



Строим теоретический профиль кулачка, пользуясь методом инверсии. Радиус ролика .

**7.2 Определение жёсткости замыкающей пружины**

Определяем жёсткость замыкающей пружины и усилие предварительного сжатия из условия

,

где  - усилие предварительного сжатия пружины, Н;  - масса толкателя;  - угловая скорость кулачка;  - аналог ускорения толкателя, м.

Для этого строим график , проводим из начала координат касательную к графику, а затем прямую, ей параллельную, на расстоянии .( - ускорение толкателя, соответствующее точке касания М).

Получим график для определения характеристик пружины.

Жёсткость пружины:



**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Волгов В.А. Детали и узлы РЭА. –М.: Энергия. 2001. –656 с.
2. Устройства функциональной радиоэлектроники и электрорадиоэлементы: Конспект лекций. Часть I / М.Н. Мальков, В.Н. Свитенко. – Харьков:ХИРЭ. 2002. – 140 с.
3. Справочник конструктора РЭА: Общие принципы конструирования/ Под редакцией Р.Г. Варламова. – М.: Сов. Радио. 1999. – 480 с.
4. Фрумкин Г.Д. Расчет и конструирование радиоаппаратуры. – М.: Высшая школа. 1999. – 339 с.