Оглавление

[1 Структурный анализ механизма 3](#_Toc105764867)

[2 Кинематический анализ механизма 6](#_Toc105764868)

[3 Построение кинематических диаграмм 10](#_Toc105764869)

[4 Силовой анализ 12](#_Toc105764870)

[5 Силовой расчет методом Жуковского 14](#_Toc105764871)

[6 Расчет маховика 15](#_Toc105764872)

[Список литературы 19](#_Toc105764873)

# 1 Структурный анализ механизма

Основной задачей структурного анализа является определение подвижности механизма и его строения.

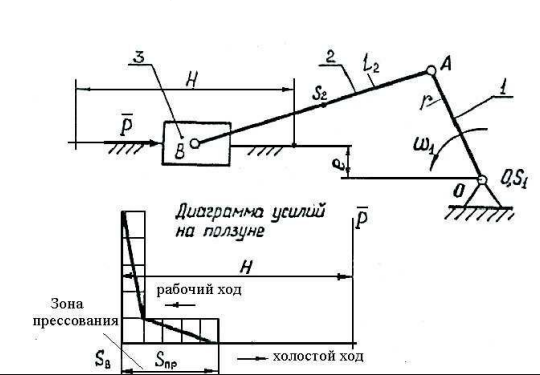
Проведём структурный анализ для механизма (рисунок 1).

Рисунок 1 – Механизм

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| W рад /c | r , м | , м | lAS, м | e, м | m2, кг | m3, кг | IS1, кг×м2 | IS2, кг×м2 |  |  | d |
| 20 | 0,05 | 0,3 | 0,12 | 0,01 | 60 | 220 | 3,0 | 1,3 | 4 | 0,05 | 0,10 |

Таблица 1 - Исходные данные

Далее ПРИМЕР Решения

Кузнечно – штамповочный автомат (рис.1) состоит из 4 звеньев:

0 – стойка;

1 - кривошип;

2 - шатун;

3 – ползун;

Звенья образуют 4 кинематических пары пятого класса.

Степень подвижности находим по формуле Чебышева:

,

где W – число степеней свободы;

n– число подвижных звеньев;

P4– число пар 4-го класса;

P5число пар 5-го класса.

n=3, P5=4, P4=0,

W=3\*3-2\*4=1 следовательно, в механизме одно звено, которое должно совершать независимое движение.

Разбиваем механизм на группы Ассура. Составляем структурную схему (рисунок 2).

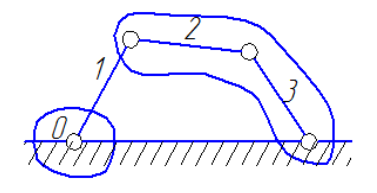


Рисунок 2 – Структурная схема механизма

где ОА – группа Ассура I класса, состоит из начального звена и стойки;

AB – группа Ассура II класса 2 вида;

Составляем формулу строения:

Механизм II класса.

**Построение кинематической схемы механизма**

Для построения механизма в заданном положении принимаем радиус кривошипа на чертеже ОА= 50 мм.

Для построения плана скоростей и ускорений для положения 2, принимаем радиус кривошипа на чертеже ОА= 50 мм, рассмотрим схему механизма, которая изображена в масштабе   
 в исследуемом положении (рис. 3).

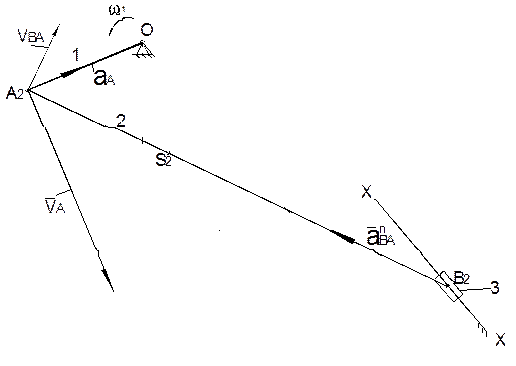


Рисунок 3 – Механизм в положении 2.

Таблица 2 – данные в масштабе

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | r | l | AS2 | e |
| м | 0,105 | 0,370 | 0,120 | 0 |
| мм | 50,00 | 176,19 | 57,14 | 0 |

# 

# 2 Кинематический анализ механизма

При построении плана скоростей, необходимо определить параметры движения точки А. Её скорость по величине равна произведению угловой скорости кривошипа 1 на его радиус, т. е.

Вектор скорости VA направлен перпендикулярно звену OА в сторону его вращения.

Шатун совершает плоскопараллельное движение. В связи с этим скорости его точек В и А связаны зависимостью [1.1]

(1.1)

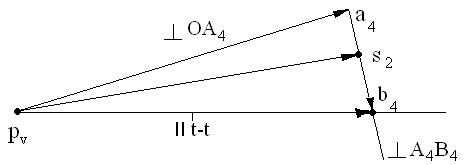
где VA – переносная скорость; VBA – относительная скорость; VB – абсолютная скорость точки В.

Относительная скорость VBA направлена перпендикулярно шатуну, т.к. последний в относительном движении вращается вокруг мгновенно неподвижной точки А.

Вектор VB направлен параллельно направляющей ползуна.

Уравнение (1.1) содержит два неизвестных и может быть решено. Графическое его решение называется планом скоростей.

Для построения плана скоростей надо выбрать масштабный коэффициент

Рисунок 4 - Построение плана скоростей.

Отрезок *as2* откладываем на плане скоростей от точки *а4* (рис. 4). Полученную точку *s2* плана соединяем с полюсом *рv*. Отрезок p *vs2* изображает *VS2*.

Расчет скоростей механизма:

**Определение угловых скоростей звеньев механизма**

Величина угловой скорости звена определяется по формуле:

Для остальных положений данные заполняем в таблицу 2.

Таблица 2 – Скорости точек, угловые скорости звеньев

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| Va |  | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 |
|  | мм | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 | 50 |
| Vb |  | 0 | 1,09 | 2,15 | 3,01 | 3,13 | 2,06 | 0 | 2,05 | 3,35 | 3,37 | 2,39 | 1,13 |
|  | мм | 0 | 17,42 | 34,2 | 47,8 | 49,84 | 32,81 | 0 | 32,64 | 53,17 | 53,54 | 38,03 | 18,09 |
| Vba |  | 3,15 | 2,97 | 2,02 | 0,49 | 1,20 | 2,53 | 3,15 | 3,01 | 2,11 | 0,54 | 1,22 | 2,55 |
|  | мм | 50 | 47,24 | 32,29 | 7,81 | 19,24 | 40,16 | 50 | 47,72 | 33,53 | 8,69 | 19,41 | 40,55 |
| Vsa |  | 0,86 | 0,81 | 0,56 | 0,13 | 0,33 | 0,69 | 0,86 | 0,82 | 0,58 | 0,15 | 0,33 | 0,70 |
|  | мм | 8,56 | 8,12 | 5,52 | 1,34 | 3,28 | 6,87 | 8,56 | 8,21 | 5,77 | 1,49 | 3,33 | 6,97 |
| Vs |  | 2,06 | 2,23 | 2,68 | 3,09 | 3,09 | 2,55 | 2,06 | 2,43 | 3,06 | 3,21 | 2,84 | 2,34 |
|  | мм | 32,8 | 35,39 | 42,51 | 49,11 | 49,1 | 40,58 | 32,8 | 38,58 | 48,51 | 51,08 | 45,29 | 37,12 |
| W2 |  | 8,62 | 8,14 | 5,57 | 1,35 | 3,32 | 6,92 | 8,62 | 8,23 | 5,78 | 1,50 | 3,35 | 6,99 |

**Определение ускорений методом построения планов ускорений**

Ускорение точки А звена 1 определяем по уравнению вращательного движения:

// ОА,

Величина нормальной составляющей ускорения:

Т.к.

Величина тангенциальной составляющей ускорения

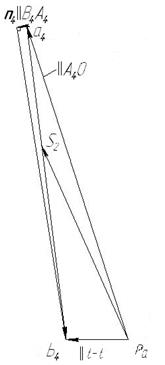
Масштаб ускорений:

**Ускорение точки В:** Движение звена 2 рассматриваем как сложное движение состоящее из переносного движения вместе с точкой А, ускорение которой известно, и относительного вращательного движения вокруг полюса А. Тогда:

Движение звена 3 представляет собой плоскопараллельное движение вдоль направляющей. Исходя из этого:

Величины нормальных ускорений находим по формуле:

Найдем вектор скорости точки B, построив план ускорений.



Из плана ускорений находим искомые модули ускорения:

Найдем ускорение точки S2, по теоремы подобия:

Ускорение точки S2:

**Определение угловых ускорений звеньев механизма**

Для остальных положений данные заполняем в таблицу 3.

Таблица 3 – Ускорения точек, угловые ускорения звеньев

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  |  | **2** | 4 |
|  | мс-2 | 95 | 95 |
|  | мс-2 | 13,66 | 14,72 |
|  | мс-2 | 71,80 | 75,65 |
|  | мс-2 | 73,09 | 77,06 |
|  | мс-2 | 56,63 | 40,85 |
|  | мс-2 | 25,20 | 26,56 |
|  | мс-2 | 76,24 | 71,74 |
| e2 | с-2 | 194,2 | 216,2 |

# 3 Построение кинематических диаграмм

Откладываем на оси времени отрезок, соответствующий времени одного полного оборота кривошипа *l* = 180 мм. Масштаб времени будет равен:

Масштаб перемещений *s* принимаем равным или кратным масштабу *l* плана положений механизма.

Строим диаграмму перемещений ползуна *S = S*(), используя планы положений механизма, принимаем масштаб построений:

Принимаем полюсное расстояние:

Строим диаграмму скоростей ползуна *V = V*(), используя приёмы графического дифференцирования (***метод хорд***).

Масштаб планов ускорений:

С помощью построенной диаграммы скоростей *V = V*() строим диаграмму ускорений *а = а* (), используя тот же ***метод хорд.***

Таблица 4 – Сравнение результатов

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| Vb (план сил) | м/с | 0 | 1,09 | 2,15 | 3,01 | 3,13 | 2,064 | 0 | 2,05 | 3,35 | 3,37 | 2,394 | 1,134 |
| Vb (диаграм) | мм | 0 | 21,73 | 43,06 | 60,03 | 62,40 | 42,0336 | 0 | 40,0 | 65,99 | 67,34 | 48,9636 | 23,7762 |
|  | м/с | 0 | 1,0 | 2,15 | 2,99 | 3,12 | 2,102 | 0 | 2,00 | 3,30 | 3,36 | 2,444 | 1,184 |
|  | % | 0 | -1,24 | -0,07 | -0,3 | -0,79 | 2,07 | 0 | -3,52 | -1,90 | -0,21 | 2,694 | 5,208 |

# 4 Силовой анализ

Для расчета определяем расчетные данные.

Таблица 5 – Массы звеньев, кг

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| m1 | m2 | m3 |
| 4.7 | 11.2 | 10.5 |

Таблица 6 *-* Моменты инерции масс звеньев, кг\*м2

|  |  |
| --- | --- |
| Js1 | Js2 |
| 0,01\*10-2 | 0,16\*10-2 |

Силы тяжести звеньев:

данные сводим в таблицу 7.

Таблица 7 - Силы тяжести звеньев, Н

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| G1 | G2 | G3 |
| 12,45 | 25,48 | 18,62 |

Сила сопротивления:

Силы инерции:

знак минус указывает на то, что сила инерции обратна по направлению, ускорения . Данные сводим в таблицу 8.

Таблица 8 - Силы инерции, Н

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Fи1 | Fи2 | Fи3 |
| 0 | 130,42 | 70,79 |

Моменты сил инерции звеньев определяются по формуле:

где *JSi* – момент инерции звена, *i* – угловое ускорение звена. Данные сводим в таблицу 8.

Таблица 9 - Момент инерции, Нм

|  |  |
| --- | --- |
| Ми1 | Ми2 |
| 0 | 13,36 |

Моменты инерции звеньев заменим парой сил:

Рассмотрим структурную группу 2-3.

Для нахождения реакции R03t составим векторное уравнение суммы моментов сил, относительно точки В:

Для нахождения остальных неизвестных составим векторное уравнение:

Принимаем масштаб построения:

Получаем:

Рассмотрим входное звено. Составив уравнение моментов сил относительно точки О, найдем уравновешивающую силу:

Определим реакцию R01

Выполняем построения плана сил, масштаб построения:

# 5 Силовой расчет методом Жуковского

Для значительного ускорения расчета уравновешивающей силы в 1911 году профессор Жуковский предложил метод, основанный на принципе возможных перемещений.

1. Строим в произвольном масштабе план скоростей механизма, повернутый относительно полюса на 90 градусов.

2. В соответствующие точки плана скоростей переносим силы действующие на его звенья.

3. Из алгебраической суммы всех моментов относительно полюса определяем значение и направление уравновешивающей силы.

К повёрнутому плану скоростей в соответствующих точках прикладываем все внешние силы и составим уравнение моментов сил относительно плана скоростей «Р»

Расхождение результатов:

# 6 Расчет маховика

Из диаграммы, представленной на рисунке чертеже определяем усилия.

Таблица 10 – Силы сопротивления

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положение | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| мм | 0 | 4,53 | 17,84 | 39,2 | 48 | 48 | 48 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Н | 0 | 22,65 | 89,2 | 196 | 240 | 240 | 240 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

**Построение графика приведенных моментов сил**

Осуществляем приведение сил по формуле:



где  и  - сила и момент сил, действующие на i-е звено механизма;

 - скорость точки приложения силы ;

- угол между векторами  и ;

 - угловая скорость i-го звена;

 - скорость приведения.

Формула приведенной силы применительно к нашему механизму:

где скорости точек были определены в разделе:

По этой формуле рассчитывается приведенная сила в каждом положении механизма. Результаты расчета приведены в таблицу 4.1.

Таблица 11 – Приведенная сила

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| Vb | м/с | 0 | 1,09 | 2,15 | 3,01 | 3,13 | 2,06 | 0 | 2,05 | 3,35 | 3,37 | 2,39 | 1,13 |
| Pn | Н | 0,00 | 7,89 | 61,01 | 187,38 | 239,23 | 157,49 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |

Строим график **** в масштабе:

**Построение графиков работ**

Графическим интегрированием диаграммы Мn = Мn () по углу поворота кривошипа  строится диаграмма изменения работы сил сопротивления Ас = Ас (), т.к. исследуемый механизм является механизмом рабочей машины. Масштабный коэффициент работ определяется по формуле

где - масштабный коэффициент угла поворота, равный , где *l* - длина отрезка (мм) на оси абсцисс диаграммы, который соответствует углу поворота кривошипа за 1 цикл движения механизма, Н - длина отрезка оР (мм), произвольно выбираемого на оси абсцисс при графическом интегрировании. *l*=180 мм, Н=50 мм, откуда

**Построение графика приведенных моментов инерции**

Рассчитываем приведенный момент инерции механизма без маховика (поэтому обозначается через Jn) по формуле:



где mi и Jsi – масса и центральный момент инерции i-го звена;

Vsi и  - скорость центра масс и угловая скорость i-го звена;

Для нашего механизма получим:

Данные полученные в результате расчета сводим в таблицу 4.2.

Таблица 12 – Приведенный момент инерции механизма

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1 | 2 | **3** | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|  | 1,64 | 1,77 | 2,13 | 2,46 | 2,46 | 2,03 | 1,64 | 1,93 | 2,43 | 2,55 | 2,26 | 1,86 |
|  | 8,62 | 8,14 | 5,48 | 1,35 | 3,32 | 6,92 | 8,62 | 8,23 | 5,78 | 1,50 | 3,35 | 6,99 |
|  | 0,105 | 0,106 | 0,107 | 0,109 | 0,111 | 0,107 | 0,105 | 0,108 | 0,113 | 0,111 | 0,107 | 0,105 |

Построение диаграммы энергомасс.

Исключением (графическим или табличным) общего параметра -угла поворота кривошипа  из диаграмм T =T () и Jn =Jn () строится диаграмма зависимости T =T(Jn), называемая диаграммой энергомасс или диаграммой Виттенбауэра.

Вычисляем углы наклона касательных к диаграмме энергомасс, соответствующие максимальной и минимальной угловой скорости ведущего звена внутри одного полного цикла установившегося движения.

;

.

Где  и  - максимальный и минимальный угол наклона касательной;

 - масштаб графика приведенного момента инерции механизма

 - масштаб графика работ, ;

 - средняя скорость звена приведения, ;

 - заданный коэффициент неравномерности движения механизма.

Для рассматриваемого механизма:

По вычисленным значениям тангенсов находим углы  и  в градусах и проводим касательные под этими углами к диаграмме энергомасс соответственно в верхней и нижней части. Отрезок (*ab*) на оси ординат, отсечённый этими касательными, соответствует наибольшему изменению кинетической энергии маховика в течение одного цикла установившегося движения механизма.

Момент инерции маховика в этом случае определяется через отрезок *ав,* отсекаемый, касательными на оси ординат, по формуле



Для рассматриваемого механизма:

Определение размеров маховика.

Будем считать что маховик выполнен из стали в виде диска с наружным диаметром который можно вычислить по формуле:

*–* плотность материала маховика

тогда:

масса маховика:

Толщина обода

Ширина маховика:

# Список литературы

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов. М., 1988г.
2. Лачуга Ю.Ф. , Чернов М.Ю. Теория механизмов и машин. Кинематика, динамика и расчет. М.: Колос, 2008. 304 с.
3. Теория механизмов и машин. Проектирование. Под ред. О. И. Кульбачного. Учебн. Пособие для машиностроительных специальностей вузов. М., «Высш. Школа», 1970г.
4. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов/ К. В. Фролов, С.А.Попов, А. К. Мусатов и др.; Под ред. К. В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.: ил.