МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Воткинский филиал

федерального государственного бюджетного образовательного учреждения

высшего образования

«Ижевский государственный технический университет

имени М.Т.Калашникова»

(ВФ ФГБОУ ВО «ИжГТУ имени М.Т. Калашникова)

Кафедра ТМиП

РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовому проекту по ТММ

На тему: «Кинематический анализ и синтез кулачкового механизма чеканочного пресса.»

Вариант 14-1-3

Выполнил: студент группы (БО3-721-1зт+зс)

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_Коновалов Е.А.

Проверил: к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_Каракулов М.Н.

Воткинск

2019г.

**СОДЕРЖАНИЕ.**

1.Исходные данные……………………………………………………………….3

2.Введение (назначение, принцип работы)……………………………………..4

3.Структурный анализ…………………………………………………………….6

3.1.Определение степени подвижности механизмов…………………………...6

3.2.Анализ механизма с использованием классификации Ассура…………….7

4.Кинематический анализ механизма……………………………………………9

4.1.Анализ с применением метода численного дифференцирования…………9

4.2.Анализ с применением метода построения плана скоростей…………….11

4.3.Сравнение результатов и выводы…………………………………………..13

5.Синтез плоского кулачкового механизма……………………………………14

5.1.Описание метода……………………………………………………………..14

5.1.1.Определение закона профиля кулачка…………………………………...14

5.1.2.Таблица результатов………………………………………………………18

5.2.Результаты и выводы………………………………………………………..21

6.Кинематический анализ зубчатых механизмов……………………………...23

6.1.Геометрический расчет прямозубой зубчатой передачи………………….23

6.1.1.Качественные показатели зацепления……………………………………25

6.2.Синтез планетарного зубчатого механизма………………………………..28

6.3.Выводы……………………………………………………………………….29

7.Выводы по результатам проектирования…………………………………….30

8.Список литературы…………………………………………………………….31

**1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ.**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Модуль планетарной передачи (мм) |  | 2 |
| Модуль зубчатой пары (мм) |  | 10 |
| Числа зубьев |  | 12 |
|  | 40 |
| Размеры звеньев (м) |  | 0,175 |
|  | 1,54 |
|  | 0,71 |
|  | 0,71 |
|  | 0,017 |
| Расстояние между стойками (м) |  | 0,7 |
| Масса звеньев (кг) |  | 150 |
|  | 70 |
|  | 70 |
|  | 150 |
| Момент инерции (кг/м) |  | 1 |
|  | 2,5 |
|  | 1,75 |
|  | 1,75 |
| Коэффициент неравномерности хода |  | 1/12 |
| Ход толкателя (м) |  | 0,015 |
| *φy+φac+φв= φр* (град.) | *φр* | 240 |
| Минимальный угол передачи движения (град.) |  | 55 |
| Эксцентриситет (м) |  | 0 |

Зацепление: равносмещенное

**2. ВВЕДЕНИЕ.**

Одной из ведущих отраслей современной техники является машиностроение. По уровню развития машиностроения судят о развитии производительных сил в целом. Прогресс машиностроения в свою очередь определяется созданием новых высокопроизводительных и надёжных машин. Решение этой важнейшей проблемы основывается на комплексном использовании результатов многих дисциплин и, в первую очередь, теории механизмов и машин.

Теория механизмов и машин *-* наука об общих методах исследования свойств механизмов и машин и проектировании их схем.

Качество создаваемых машин и механизмов в значительной мере определяется полнотой разработки и использования методов ТММ. Чем более полно будут учтены при построении механизмов и машин критерии производительности, надёжности, точности и экономичности, тем совершеннее будут получаемые конструкции.

В данном курсовом проекте требуется спроектировать и произвести кинематический расчёт чеканочного пресса, его структурный анализ.

Чеканочные кривошипно-коленные прессы предназначены для выполнения горячей и холодной калибровки, чеканки, выдавливания и т.д. При этом возникает сравнительно большое сопротивление деформации, действующее на небольшой длине хода ползуна (не более нескольких миллиметров). В соответствии с этим на деформирование затрачивается и небольшая энергия. Кривошипные прессы являются весьма универсальными машинами – их применяют и для листовой и для объемной штамповки. Наибольшее применение эти прессы нашли применение в цехах листовой штамповки.

Прессы имеют двух- или трехступенчатый открытый привод. Применение кривошипно-коленного механизма позволяет при том же моменте на приводе преодолевать усилие деформации, которое в 3-5 раз больше усилия на обычных кривошипных прессах (в конце хода). Поэтому привод чеканочных прессов имеет небольшие габаритные размеры, что отражается и на размерах пресса.

Основные параметры чеканочных кривошипно-коленных прессов регламентированы ГОСтом 5384-64. Прессы строят с номинальными усилиями 1-40 *Мн* при ходе ползуна 95-200 *мм* и числе ходов 50-16 в минуту. Рабочий ход при номинальном усилии составляет 1-5 *мм*.

В качестве начального или ведущего звена в прессе является кривошип.

Механизм состоит из шарнирного четырехзвенника, к подвижному шарниру коромысла которого присоединено звено с ползуном. Исполнительным или рабочим звеном в чеканочном прессе является ползун. Ползун, перемещающий штамп совершает заданное возвратно-поступательное движение. Ползун является последним звеном исполнительного механизма.

***3.* СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ.**

***3.1. Определение степени подвижности механизмов.***

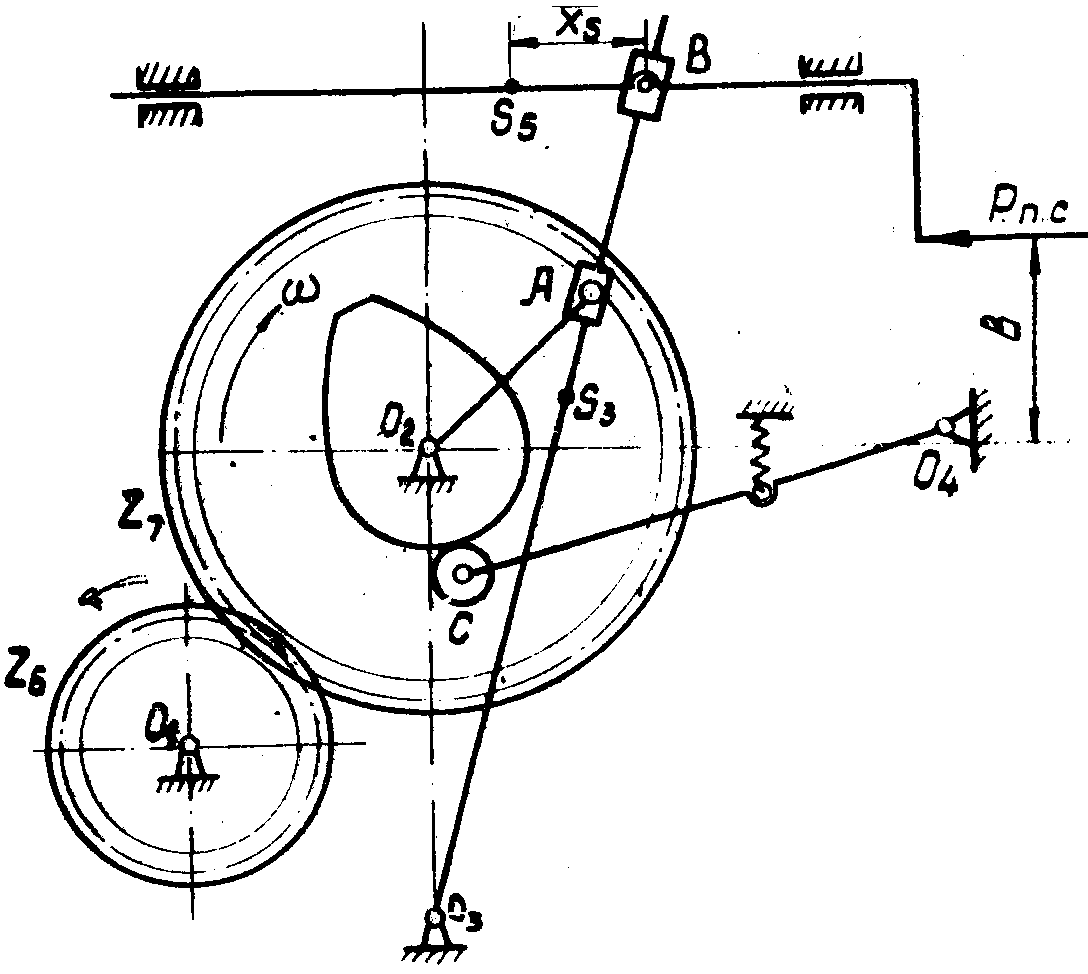


Рис. 1

Определение степени подвижности механизма с помощью формулы Чебышева:

, где

- *количество подвижных звеньев* *.*

В нашем случае  (это 1,2,3,4,5 звенья)

 -*количество кинематических пар соответствующего класса, входящих в механизм.*

 ( это 0-1, 1-2, 2-3, 2-4, 4-5, 3-0, 5-0)





Полученный результат говорит о том, что для определения кинематической определимости достаточно знания закона движения только одного звена.

***3.2. Анализ механизма с использованием классификации Ассура.***

Ведущим звеном, движение которого нам известно является **1** звено.

Первоезвено принадлежит к первому классу по Ассуру.

**Структурный и кинематический анализ механизма**

**Структурный анализ механизма**

Примем следующие условные обозначения звеньев механизма:

0 – стойка

1 – кривошип ОА

2 – шатун АВ

3 – кривошип ВС

4 – шатун ВD

5 – ползун D

Степень подвижности механизма определяется по формуле:

,

где n – количество подвижных звеньев;

p5 – количество кинематических пар 5-го класса;

p4 – количество кинематических пар 4-го класса.

В данном механизме:

n=5;

p5=7;

p4=0.

Кинематические пары: (0-1;1-2;2-3;3-0;3-4;4-5;5-0),



Это подтверждает, что в нашем случае одно ведущее звено.

Относительная степень подвижности присоединяемой группы звеньев к ведущему звену определяется без учета главного звена:



Классификация кинематических пар и групп звеньев в механизме сведены в две таблицы

Таблица 1. Классификация кинематических пар.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| № п\п | Кинемат.  Пара | Наименование | Класс | Кол-во степ.  свободы |
| 1 | 0-1 | Вращательная | 5 | 1 |
| 2 | 1-2 | Вращательная | 5 | 1 |
| 3 | 2-3 | Вращательная | 5 | 1 |
| 4 | 3-0 | Вращательная | 5 | 1 |
| 5 | 2-4 | Вращательная | 5 | 1 |
| 6 | 4-5 | Поступательная | 5 | 1 |
| 7 | 5-0 | Поступательная | 5 | 1 |

Таблица 2. Классификация групп звеньев

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| №п/п | Схема группы | Класс группы  по Ассуру | Порядок группы |
| 1 |  | І | - |
| 2 |  | ІІ | 2 |
| 3 |  | ІІ | 3 |

На основании таблиц 1 и 2 структурная формула механизма будет выглядеть:

I(0 – 1) – II(2 – 3) – II(4 – 5)

***4.* КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА**

***4.1 Анализ с применением численного дифференцирования.***

Исходные данные:

=23 – передаточное отношение ;

=1150 об/мин – частота вращения электродвигателя.

**Описание метода**

Метод с применением численного дифференцирования ведется для ряда положений механизма, достаточно близко отстоящих друг от друга. В нашем случае механизм изображаем в 12 положениях. Строятся эти положения в результате деления одного оборота главного звена на 12 равных частей, что показано на чертеже (лист №1). Построение ведется в заданном масштабе.

,

где - реальная длина, м

-длина на чертеже, мм.

Находим частоту вращения начального звена

*об/мин*

Находим угловую скорость кривошипа



Переводим угловое положение кривошипа из градусов в радианы

Полученные показания перемещения, снятые с чертежа и умноженные на соответствующий масштаб, заносим в третий столбец. В четвертом и пятом столбце вводим формулы соответственно для вычисления скорости и ускорения. Эти формулы основаны на дифференцировании перемещения по времени:

; .

По полученной таблице строим диаграммы зависимостей S(t); V(t); a(t).

Все измерения и полученные результаты сводятся в таблицу 1. А диаграммы зависимостей перемещения, скорости и ускорения точки A от времени показаны на рис. 2,3,4. Аналогичные диаграммы построены на листе №1.

Таблица 3. Результат графоаналитического метода анализа

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | | | | | |
| Положение механизма φ0 | Перемещение S ,[] | Время t,[] | Скорость V,[] | Ускорение а [] | |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0,788 | |
| 30 | 0,00056 | 0,1 | 0,0056 | 0,056 | |
| 60 | 0,00816 | 0,2 | 0,076 | 0,704 | |
| 90 | 0,03512 | 0,3 | 0,2696 | 1,936 | |
| 120 | 0,08616 | 0,4 | 0,5104 | 2,408 | |
| 150 | 0,146 | 0,5 | 0,5984 | 0,88 | |
| 180 | 0,1804 | 0,6 | 0,344 | -2,544 | |
| 210 | 0,15496 | 0,7 | -0,2544 | -5,984 | |
| 240 | 0,09704 | 0,8 | -0,5792 | -3,248 | |
| 270 | 0,0382 | 0,9 | -0,5884 | -0,092 | |
| 300 | 0,00844 | 1 | -0,2976 | 2,908 | |
| 330 | 0,00056 | 1,1 | -0,0788 | 2,188 | |
| 360 | 0 | 1,2 | 0 | 0,788 | |



Рис. 2



Рис. 3



Рис. 4

***4.2 Анализ с применением метода построения плана скоростей.***

В масштабе =0,0047 м/мм строим план механизма, начиная с построения ведущего звена – кривошипа ОА. Кривошип изображаем в 12-ти положениях через каждые 300,начиная с положения, соответствующего крайнему положению. Для каждого положения кривошипа определяем положение всех остальных звеньев механизма.

Планы скоростей будем строить для точек , ,.

Последовательность построения плана скоростей механизма рассмотрим на примере построения этих планов для 1-го положения.

План скоростей строим для 12 положений механизма в масштабе 

Масштаб плана скоростей определим по формуле

,

где  - размер на чертеже, 

- скорость точки А, определяем по формуле:

,

где - угловая скорость кривошипа

- длина звена ОА

VA=5,23∙0,175=0,9152м/с



Зная скорость и направление точки можно определить скорость в точке .



Через произвольно выбранную точку , принятой за полюс плана скоростей, откладываем отрезок , из точки проводим отрезок  длиной , это будет вектор скорости точки .

Скорость точки  равна:



Из конца вектора  проводим отрезок . Пересечение отрезков  и  дает вектор скорости точки .

Зная скорость точки , находим скорость точки  из векторного уравнения:



Из точки строим отрезок , из конца вектора строим отрезок . Пересечение отрезков  и  дает вектор скорости точки .

Для того, что бы узнать скорость точки  используют формулу:

,

где - размер на чертеже от полюса до конца вектора 

- масштаб.

VВ=34,48∙0,0114=0,3930м/с

Аналогично находят скорость точки .

Планы скоростей для всех остальных положений строят аналогично.

***4.3. Сравнение результатов и выводы.***

Анализируя методы, приходим к выводу, что метод с построением плана скоростей - самый неточный и неудобный, так как планы скоростей надо строить на большом формате для уменьшения погрешности. Наиболее быстрый и удобный метод с применением численного дифференцирования. Метод имеет незначительную трудоемкость, но вносит в результаты расчетов погрешности, по этому его можно использовать в приближенных расчетах.

***5.* СИНТЕЗ ПЛОСКОГО КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА**

***5.1. Описание метода.***

Ведущее звено в кулачковом механизме называют кулачком. Ведомое – толкателем. Элементы высшей кинематической пары принадлежащей кулачку называют профилем кулачка, а элементы принадлежащие толкателю называют профилем толкателя.

Кулачковый механизм состоит из кулачка, толкателя, ролика, который закреплен на толкателе и непосредственно соприкасается с поверхностью кулачка. Ролик служит для уменьшения трения возникающего в зоне контакта кулачка с толкателем.

Полный цикл толкателя в кулачковом механизме соответствует одному полному обороту кулачка. Промежутки соответствующие удалению из самого (по отношению к центру вращения кулачка) в самое дальнее, высотою в самом дальнем положении, возвращение из самого дальнего положения в самое близкое, высотою в самом ближнем положении называют Ту, Твп, Тпр, Тнв.

φТу+φТвп+φТпр+φТнв=360ْ.

Задача синтеза кулачкового механизма состоит в том, чтобы построить профиль кулачковой шайбы удовлетворяющий поставленным технологическим требованиям.

Исходными данными к решению задачи является: заданный закон движения толкателя.

Yт , мм 19,5 0 1,58 3,5 5,25 6,95 t, сек

данные перемещения кулачка

**5.1.1.Определение закона профиля кулачка**

В рассматриваем случае закон движения представляет собой сочетание прямолинейных участков, уравнения которых можно представить в виде . Коэффициенты  и  для каждого из 4-х участков можно определить, решая систему уравнений.

Например, для первого участка в интервале времени , эта система уравнений запишется в виде:

Первый участок:









Второй участок:







Третий участок:











Четвертый участок:







Для того чтобы определить , необходимо продифференцировать закон движения толкателя на всех участках и выбрать максимальное полученное значение. После этой операции получаем .

Кратность повторения цикла примем К=1. Период повторения цикла работы толкателя можно получить с исходного графика Т1=6,95сек. Тогда необходимая угловая скорость кулачка определяется по формуле:



Для определения постоянной составляющей закона движения толкателя решаем уравнение:

, откуда



Находим радиус подшипника:



Дальнейшие расчеты удобнее продолжать в среде Microsoft Excel. Для этого создается таблица, пример которой приведен ниже (таб. 4).

Во-первых, необходимо задаться интервалом времени, величина которого определяет интервал, через который будут получены значения координат профиля кулачка. В примере назначено dt=0,04 сек.

Затем для удобства в верхнюю часть таблицы заносятся исходные данные к расчету: T1, VTmax, SН, RP, ω1. К этим данным в дальнейшем будут обращаться ячейки основной таблицы.

В первом столбце основной таблицы с принятым шагом dt вводится шкала времени t, причем первое значение t=0, а последнее t=T1. Во втором столбце производиться расчет угла φ1= ω1 t, в котором используются ссылки на соответствующие, уже заполненные ячейки столбца. Для наглядности удобно применять разделение таблицы по вертикали. Разделение производиться на участки, имеющие различные законы движения толкателя, а признаком разделения является заливка ячеек первого столбца.

В ячейки третьего столбца необходимо вставить аналитическое выражение закона движения толкателя в виде  (при е=0) на рассматриваемом участке. Необходимо отметить, что в рассматриваемом примере график ST(t) имеет 4 участка, на которых уравнение его движения различны, поэтому необходимо заносить в ячейки различные выражения в зависимости от участка.

В четвертом столбце производится вычисление ri. Так как в качестве примера рассматривается центральный кулачковый механизм, то в этом случае зависимости приводятся к виду , .

В пятом и шестом столбцах таблицы рассчитываются координаты профиля кулачка в осях ХК, YК.

**5.1.2. Таблица результатов**

Таблица 4. Расчет профиля кулачка

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| T | 6,95 | сек | Rp | | 4,73 | | мм | |
| w1 | 0,903 | рад/сек |  | |  | |  | |
| Vmax | 0,0123 | м/с |  | |  | |  | |
|  |  |  |  | |  | |  | |
| SH | 0,0237 | м |  | |  | |  | |
| t | fi | Sbi | riK | xk | | yk | |
| 0 | 0 | 0 | 0,01897 | 0,01897 | | 0 | |
| 0,04 | 0,03612 | 0,49364 | 0,01946 | 0,01945 | | 0,0007 | |
| 0,08 | 0,07224 | 0,98728 | 0,01996 | 0,01991 | | 0,00144 | |
| 0,12 | 0,10836 | 1,48092 | 0,02045 | 0,02033 | | 0,00221 | |
| 0,16 | 0,14448 | 1,97456 | 0,02094 | 0,02073 | | 0,00302 | |
| 0,2 | 0,1806 | 2,4682 | 0,02144 | 0,02109 | | 0,00385 | |
| 0,24 | 0,21672 | 2,96184 | 0,02193 | 0,02142 | | 0,00472 | |
| 0,28 | 0,25284 | 3,45548 | 0,02243 | 0,02171 | | 0,00561 | |
| 0,32 | 0,28896 | 3,94912 | 0,02292 | 0,02197 | | 0,00653 | |
| 0,36 | 0,32508 | 4,44276 | 0,02341 | 0,02219 | | 0,00748 | |
| 0,4 | 0,3612 | 4,9364 | 0,02391 | 0,02236 | | 0,00845 | |
| 0,44 | 0,39732 | 5,43004 | 0,0244 | 0,0225 | | 0,00944 | |
| 0,48 | 0,43344 | 5,92368 | 0,02489 | 0,02259 | | 0,01046 | |
| 0,52 | 0,46956 | 6,41732 | 0,02539 | 0,02264 | | 0,01149 | |
| 0,56 | 0,50568 | 6,91096 | 0,02588 | 0,02264 | | 0,01254 | |
| 0,6 | 0,5418 | 7,4046 | 0,02637 | 0,0226 | | 0,0136 | |
| 0,64 | 0,57792 | 7,89824 | 0,02687 | 0,0225 | | 0,01468 | |
| 0,68 | 0,61404 | 8,39188 | 0,02736 | 0,02236 | | 0,01577 | |
| 0,72 | 0,65016 | 8,88552 | 0,02786 | 0,02217 | | 0,01686 | |
| 0,76 | 0,68628 | 9,37916 | 0,02835 | 0,02193 | | 0,01796 | |
| 0,8 | 0,7224 | 9,8728 | 0,02884 | 0,02164 | | 0,01907 | |
| 0,84 | 0,75852 | 10,3664 | 0,02934 | 0,02129 | | 0,02018 | |
| 0,88 | 0,79464 | 10,8601 | 0,02983 | 0,0209 | | 0,02129 | |
| 0,92 | 0,83076 | 11,3537 | 0,03032 | 0,02045 | | 0,02239 | |
| 0,96 | 0,86688 | 11,8474 | 0,03082 | 0,01995 | | 0,02349 | |
| 1 | 0,903 | 12,341 | 0,03131 | 0,01939 | | 0,02459 | |
| 1,04 | 0,93912 | 12,8346 | 0,0318 | 0,01878 | | 0,02567 | |
| 1,08 | 0,97524 | 13,3283 | 0,0323 | 0,01812 | | 0,02674 | |
| 1,12 | 1,01136 | 13,8219 | 0,03279 | 0,0174 | | 0,02779 | |
| 1,16 | 1,04748 | 14,3156 | 0,03329 | 0,01663 | | 0,02883 | |
| 1,2 | 1,0836 | 14,8092 | 0,03378 | 0,01581 | | 0,02985 | |
| 1,24 | 1,11972 | 15,3028 | 0,03427 | 0,01494 | | 0,03084 | |
| 1,28 | 1,15584 | 15,7965 | 0,03477 | 0,01402 | | 0,03182 | |
| 1,32 | 1,19196 | 16,2901 | 0,03526 | 0,01304 | | 0,03276 | |
| 1,36 | 1,22808 | 16,7838 | 0,03575 | 0,01201 | | 0,03367 | |
| 1,4 | 1,2642 | 17,2774 | 0,03625 | 0,01094 | | 0,03456 | |
| 1,44 | 1,30032 | 17,771 | 0,03674 | 0,00982 | | 0,03541 | |
| 1,48 | 1,33644 | 18,2647 | 0,03723 | 0,00865 | | 0,03622 | |
| 1,52 | 1,37256 | 18,7583 | 0,03773 | 0,00743 | | 0,03699 | |
| 1,56 | 1,40868 | 19,252 | 0,03822 | 0,00617 | | 0,03772 | |
| 1,6 | 1,4448 | 19,7456 | 0,03872 | 0,00487 | | 0,03841 | |
| 1,64 | 1,48092 | 19,5 | 0,03847 | 0,00345 | | 0,03831 | |
| 1,68 | 1,51704 | 19,5 | 0,03847 | 0,00207 | | 0,03841 | |
| 1,72 | 1,55316 | 19,5 | 0,03847 | 0,00068 | | 0,03846 | |
| 1,76 | 1,58928 | 19,5 | 0,03847 | -0,0007 | | 0,03846 | |
| 1,8 | 1,6254 | 19,5 | 0,03847 | -0,0021 | | 0,03841 | |
| 1,84 | 1,66152 | 19,5 | 0,03847 | -0,0035 | | 0,03831 | |
| 1,88 | 1,69764 | 19,5 | 0,03847 | -0,0049 | | 0,03816 | |
| 1,92 | 1,73376 | 19,5 | 0,03847 | -0,0062 | | 0,03796 | |
| 1,96 | 1,76988 | 19,5 | 0,03847 | -0,0076 | | 0,03771 | |
| 2 | 1,806 | 19,5 | 0,03847 | -0,009 | | 0,03741 | |
| 2,04 | 1,84212 | 19,5 | 0,03847 | -0,0103 | | 0,03706 | |
| 2,08 | 1,87824 | 19,5 | 0,03847 | -0,0116 | | 0,03667 | |
| 2,12 | 1,91436 | 19,5 | 0,03847 | -0,013 | | 0,03622 | |
| 2,16 | 1,95048 | 19,5 | 0,03847 | -0,0143 | | 0,03573 | |
| 2,2 | 1,9866 | 19,5 | 0,03847 | -0,0155 | | 0,03519 | |
| 2,24 | 2,02272 | 19,5 | 0,03847 | -0,0168 | | 0,03461 | |
| 2,28 | 2,05884 | 19,5 | 0,03847 | -0,018 | | 0,03398 | |
| 2,32 | 2,09496 | 19,5 | 0,03847 | -0,0193 | | 0,03331 | |
| 2,36 | 2,13108 | 19,5 | 0,03847 | -0,0204 | | 0,03259 | |
| 2,4 | 2,1672 | 19,5 | 0,03847 | -0,0216 | | 0,03183 | |
| 2,44 | 2,20332 | 19,5 | 0,03847 | -0,0227 | | 0,03103 | |
| 2,48 | 2,23944 | 19,5 | 0,03847 | -0,0238 | | 0,03019 | |
| 2,52 | 2,27556 | 19,5 | 0,03847 | -0,0249 | | 0,02931 | |
| 2,56 | 2,31168 | 19,5 | 0,03847 | -0,026 | | 0,02839 | |
| 2,6 | 2,3478 | 19,5 | 0,03847 | -0,027 | | 0,02743 | |
| 2,64 | 2,38392 | 19,5 | 0,03847 | -0,0279 | | 0,02644 | |
| 2,68 | 2,42004 | 19,5 | 0,03847 | -0,0289 | | 0,02541 | |
| 2,72 | 2,45616 | 19,5 | 0,03847 | -0,0298 | | 0,02435 | |
| 2,76 | 2,49228 | 19,5 | 0,03847 | -0,0306 | | 0,02326 | |
| 2,8 | 2,5284 | 19,5 | 0,03847 | -0,0315 | | 0,02214 | |
| 2,84 | 2,56452 | 19,5 | 0,03847 | -0,0322 | | 0,02099 | |
| 2,88 | 2,60064 | 19,5 | 0,03847 | -0,033 | | 0,01981 | |
| 2,92 | 2,63676 | 19,5 | 0,03847 | -0,0337 | | 0,01861 | |
| 2,96 | 2,67288 | 19,5 | 0,03847 | -0,0343 | | 0,01738 | |
| 3 | 2,709 | 19,5 | 0,03847 | -0,0349 | | 0,01613 | |
| 3,04 | 2,74512 | 19,5 | 0,03847 | -0,0355 | | 0,01486 | |
| 3,08 | 2,78124 | 19,5 | 0,03847 | -0,036 | | 0,01356 | |
| 3,12 | 2,81736 | 19,5 | 0,03847 | -0,0365 | | 0,01226 | |
| 3,16 | 2,85348 | 19,5 | 0,03847 | -0,0369 | | 0,01093 | |
| 3,2 | 2,8896 | 19,5 | 0,03847 | -0,0373 | | 0,00959 | |
| 3,24 | 2,92572 | 19,5 | 0,03847 | -0,0376 | | 0,00824 | |
| 3,28 | 2,96184 | 19,5 | 0,03847 | -0,0379 | | 0,00688 | |
| 3,32 | 2,99796 | 19,5 | 0,03847 | -0,0381 | | 0,00551 | |
| 3,36 | 3,03408 | 19,5 | 0,03847 | -0,0382 | | 0,00413 | |
| 3,4 | 3,0702 | 19,5 | 0,03847 | -0,0384 | | 0,00274 | |
| 3,44 | 3,10632 | 19,5 | 0,03847 | -0,0384 | | 0,00136 | |
| 3,48 | 3,14244 | 19,5 | 0,03847 | -0,0385 | | -3E-05 | |
| 3,52 | 3,17856 | 19,5 | 0,03847 | -0,0384 | | -0,0014 | |
| 3,56 | 3,21468 | 18,8216 | 0,03779 | -0,0377 | | -0,0028 | |
| 3,6 | 3,2508 | 18,376 | 0,03735 | -0,0371 | | -0,0041 | |
| 3,64 | 3,28692 | 17,9304 | 0,0369 | -0,0365 | | -0,0053 | |
| 3,68 | 3,32304 | 17,4848 | 0,03645 | -0,0359 | | -0,0066 | |
| 3,72 | 3,35916 | 17,0392 | 0,03601 | -0,0352 | | -0,0078 | |
| 3,76 | 3,39528 | 16,5936 | 0,03556 | -0,0344 | | -0,0089 | |
| 3,8 | 3,4314 | 16,148 | 0,03512 | -0,0337 | | -0,01 | |
| 3,84 | 3,46752 | 15,7024 | 0,03467 | -0,0328 | | -0,0111 | |
| 3,88 | 3,50364 | 15,2568 | 0,03423 | -0,032 | | -0,0121 | |
| 3,92 | 3,53976 | 14,8112 | 0,03378 | -0,0311 | | -0,0131 | |
| 3,96 | 3,57588 | 14,3656 | 0,03334 | -0,0302 | | -0,014 | |
| 4 | 3,612 | 13,92 | 0,03289 | -0,0293 | | -0,0149 | |
| 4,04 | 3,64812 | 13,4744 | 0,03244 | -0,0284 | | -0,0157 | |
| 4,08 | 3,68424 | 13,0288 | 0,032 | -0,0274 | | -0,0165 | |
| 4,12 | 3,72036 | 12,5832 | 0,03155 | -0,0264 | | -0,0173 | |
| 4,16 | 3,75648 | 12,1376 | 0,03111 | -0,0254 | | -0,0179 | |
| 4,2 | 3,7926 | 11,692 | 0,03066 | -0,0244 | | -0,0186 | |
| 4,24 | 3,82872 | 11,2464 | 0,03022 | -0,0234 | | -0,0192 | |
| 4,28 | 3,86484 | 10,8008 | 0,02977 | -0,0223 | | -0,0197 | |
| 4,32 | 3,90096 | 10,3552 | 0,02933 | -0,0213 | | -0,0202 | |
| 4,36 | 3,93708 | 9,9096 | 0,02888 | -0,0202 | | -0,0206 | |
| 4,4 | 3,9732 | 9,464 | 0,02843 | -0,0192 | | -0,021 | |
| 4,44 | 4,00932 | 9,0184 | 0,02799 | -0,0181 | | -0,0214 | |
| 4,48 | 4,04544 | 8,5728 | 0,02754 | -0,017 | | -0,0216 | |
| 4,52 | 4,08156 | 8,1272 | 0,0271 | -0,016 | | -0,0219 | |
| 4,56 | 4,11768 | 7,6816 | 0,02665 | -0,0149 | | -0,0221 | |
| 4,6 | 4,1538 | 7,236 | 0,02621 | -0,0139 | | -0,0222 | |
| 4,64 | 4,18992 | 6,7904 | 0,02576 | -0,0129 | | -0,0223 | |
| 4,68 | 4,22604 | 6,3448 | 0,02531 | -0,0118 | | -0,0224 | |
| 4,72 | 4,26216 | 5,8992 | 0,02487 | -0,0108 | | -0,0224 | |
| 4,76 | 4,29828 | 5,4536 | 0,02442 | -0,0098 | | -0,0224 | |
| 4,8 | 4,3344 | 5,008 | 0,02398 | -0,0088 | | -0,0223 | |
| 4,84 | 4,37052 | 4,5624 | 0,02353 | -0,0079 | | -0,0222 | |
| 4,88 | 4,40664 | 4,1168 | 0,02309 | -0,0069 | | -0,022 | |
| 4,92 | 4,44276 | 3,6712 | 0,02264 | -0,006 | | -0,0218 | |
| 4,96 | 4,47888 | 3,2256 | 0,0222 | -0,0051 | | -0,0216 | |
| 5 | 4,515 | 2,78 | 0,02175 | -0,0043 | | -0,0213 | |
| 5,04 | 4,55112 | 2,3344 | 0,0213 | -0,0034 | | -0,021 | |
| 5,08 | 4,58724 | 1,8888 | 0,02086 | -0,0026 | | -0,0207 | |
| 5,12 | 4,62336 | 1,4432 | 0,02041 | -0,0018 | | -0,0203 | |
| 5,16 | 4,65948 | 0,9976 | 0,01997 | -0,0011 | | -0,0199 | |
| 5,2 | 4,6956 | 0,552 | 0,01952 | -0,0003 | | -0,0195 | |
| 5,24 | 4,73172 | 0,1064 | 0,01908 | 0,00037 | | -0,0191 | |
| 5,28 | 4,76784 | 0 | 0,01897 | 0,00105 | | -0,0189 | |
| 5,32 | 4,80396 | 0 | 0,01897 | 0,00173 | | -0,0189 | |
| 5,36 | 4,84008 | 0 | 0,01897 | 0,00242 | | -0,0188 | |
| 5,4 | 4,8762 | 0 | 0,01897 | 0,00309 | | -0,0187 | |
| 5,44 | 4,91232 | 0 | 0,01897 | 0,00377 | | -0,0186 | |
| 5,48 | 4,94844 | 0 | 0,01897 | 0,00444 | | -0,0184 | |
| 5,52 | 4,98456 | 0 | 0,01897 | 0,0051 | | -0,0183 | |
| 5,56 | 5,02068 | 0 | 0,01897 | 0,00576 | | -0,0181 | |
| 5,6 | 5,0568 | 0 | 0,01897 | 0,00641 | | -0,0179 | |
| 5,64 | 5,09292 | 0 | 0,01897 | 0,00705 | | -0,0176 | |
| 5,68 | 5,12904 | 0 | 0,01897 | 0,00768 | | -0,0173 | |
| 5,72 | 5,16516 | 0 | 0,01897 | 0,0083 | | -0,0171 | |
| 5,76 | 5,20128 | 0 | 0,01897 | 0,00891 | | -0,0167 | |
| 5,8 | 5,2374 | 0 | 0,01897 | 0,00951 | | -0,0164 | |
| 5,84 | 5,27352 | 0 | 0,01897 | 0,01009 | | -0,0161 | |
| 5,88 | 5,30964 | 0 | 0,01897 | 0,01067 | | -0,0157 | |
| 5,92 | 5,34576 | 0 | 0,01897 | 0,01123 | | -0,0153 | |
| 5,96 | 5,38188 | 0 | 0,01897 | 0,01177 | | -0,0149 | |
| 6 | 5,418 | 0 | 0,01897 | 0,0123 | | -0,0144 | |
| 6,04 | 5,45412 | 0 | 0,01897 | 0,01282 | | -0,014 | |
| 6,08 | 5,49024 | 0 | 0,01897 | 0,01331 | | -0,0135 | |
| 6,12 | 5,52636 | 0 | 0,01897 | 0,01379 | | -0,013 | |
| 6,16 | 5,56248 | 0 | 0,01897 | 0,01425 | | -0,0125 | |
| 6,2 | 5,5986 | 0 | 0,01897 | 0,0147 | | -0,012 | |
| 6,24 | 5,63472 | 0 | 0,01897 | 0,01512 | | -0,0115 | |
| 6,28 | 5,67084 | 0 | 0,01897 | 0,01552 | | -0,0109 | |
| 6,32 | 5,70696 | 0 | 0,01897 | 0,01591 | | -0,0103 | |
| 6,36 | 5,74308 | 0 | 0,01897 | 0,01627 | | -0,0098 | |
| 6,4 | 5,7792 | 0 | 0,01897 | 0,01661 | | -0,0092 | |
| 6,44 | 5,81532 | 0 | 0,01897 | 0,01693 | | -0,0086 | |
| 6,48 | 5,85144 | 0 | 0,01897 | 0,01723 | | -0,0079 | |
| 6,52 | 5,88756 | 0 | 0,01897 | 0,0175 | | -0,0073 | |
| 6,56 | 5,92368 | 0 | 0,01897 | 0,01776 | | -0,0067 | |
| 6,6 | 5,9598 | 0 | 0,01897 | 0,01799 | | -0,006 | |
| 6,64 | 5,99592 | 0 | 0,01897 | 0,01819 | | -0,0054 | |
| 6,68 | 6,03204 | 0 | 0,01897 | 0,01837 | | -0,0047 | |
| 6,72 | 6,06816 | 0 | 0,01897 | 0,01853 | | -0,004 | |
| 6,76 | 6,10428 | 0 | 0,01897 | 0,01867 | | -0,0034 | |
| 6,8 | 6,1404 | 0 | 0,01897 | 0,01878 | | -0,0027 | |
| 6,84 | 6,17652 | 0 | 0,01897 | 0,01886 | | -0,002 | |
| 6,88 | 6,21264 | 0 | 0,01897 | 0,01892 | | -0,0013 | |
| 6,92 | 6,24876 | 0 | 0,01897 | 0,01896 | | -0,0007 | |
| 6,96 | 6,28488 | 0 | 0,01897 | 0,01897 | | 3,2E-05 | |

***5.2. Результаты и выводы.***

Для того чтобы графически отобразить полученные результаты используется встроенный в Microsoft Excel Диаграмм, в котором выбирается точечная диаграмма со сглаженными линиями. Результат такого изображения приведен ниже.(рис.5)



Рис. 5. Профиль кулачка.

Основными признаками правильно проведенных расчетов являются:

1. Непрерывность профиля во всех его точках (замкнутость),

2. Отсутствие резких выступов и впадин на его профиле.

Таким образом, разработанная методика позволяет производить синтез кулачкового механизма по заданному закону движения толкателя . достоинства рассмотренной методики заключается в высокой производительности и точности, благодаря применению средств вычислительной техники.

**6. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ.**

***6.1 Геометрический расчет прямозубой зубчатой передачи.***

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Параметры** | | | | | **Обозначения и расчетные формулы** | **Числовые значения** | |
| ***Исходные данные*** | | | | | | | |
| Тип зацепления | | | | | Равносмещенное12 | | |
| Числозубьев | | шестерни | | |  | 12 | |
| колеса | | |  | 40 | |
| Модуль (по ГОСТ 9563-60) | | | | |  | 10 | |
| Угол наклона зуба | | | | |  | 0 | |
| НормальныйисходныйконтурпоГОСТ | | Угол профиля | | |  | 20 | |
| Коэффициент высоты головки | | |  | 1,0 | |
| Коэффициент радиального зазора | | |  | 0,25 | |
| Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой | | |  | 0,38 | |
| КоэффициентсмещениядляпрямыхзубьевКоренякоКурсовоепроектированиепоТММтабл | | шестерни | | |  | 0,390 | |
| колеса | | |  | -0,390 | |
| ***Расчет*** | | | | | | | |
| Межосевоерасстояние | Делительное межосевое расстояние | | | ɑ=(12+40)∙10/2∙cos0=260 | | | 260 |
| Коэффициент суммы смещения | | |  | | | 0 |
| Угол профиля | | |  | | | 20 |
| Угол зацепления | | |  | | | 20,05 |
| Межосевое расстояние | | |  | | | 260 |
| Диаметрзубчатыхколесивысотызуба | Делительныйдиаметр | | шестерни | =  = | | | 120 |
| колеса | =  = | | | 400 |
| Передаточное число | | | =  ==3.33 | | | 3,33 |
| Начальныйдиаметр | | шестерни | =  ==116.60 | | | 116.60 |
| колеса | =  ==403.40 | | | 403.40 |
| Коэффициент воспринимаемого смещения | | | y=  y=0 | | | 0 |
| Коэффициент уравнительного смещения | | |  | | | 0 |
| Диаметрвершинзубьев | | шестерни |  | | | 173,58 |
| колеса |  | | | 508,42 |
| Диаметрвпадин | | шестерни |  | | | 124,08 |
| колеса |  | | | 458,92 |
| Высота  зуба | | шестерни |  | | | 24,75 |
| колеса |  | | | 24,75 |
| Основнойдиаметр | | шестерни |  | | | 134,38 |
| колеса |  | | | 465,15 |
| Уголпрофилянаокружностивершин | | шестерни |  | | | 0,77 |
| колеса |  | | | 0,915 |
| Толщиназубьев | Окружнаятолщиназубаподелитдиаметру | | шестерни |  | | | 20,39 |
| колеса |  | | | 14,15 |
| Толщиназубанадиаметревыступов | | шестерни |  | | | 5,64 |
| колеса |  | | | 9,7 |
| Толщиназубанаосновнойокружности | | шестерни |  | | | 21,16 |
| колеса |  | | | 22,23 |

**6.1.1. Качественные показатели зацепления**

1. Коэффициентом перекрытия называют отношение длины К дуги зацепления к длине шага Рв по начальным окружностям колес.

Коэффициент перекрытия, *ε* определяющий среднее число пар зубьев, находящихся одновременно в зацеплении, подсчитывают по формуле:

*ε=λАВ/Рв=gα/Рв*

где Рв- основной шаг;

λАВ= gα- истинная длина активной части линии зацепления (фактическая линия зацепления).

Эту длину следует определить аналитически и проверить с помощью построения.

Радиусы кривизны эвольвент на окружностях выступов равны:

*Ра1=0,5(da12- dB12)1/2*=0,5\*((173,58)2-(134,38)2)1/2=54,94

*Ра2=0,5(da22- dB22)1/2*=0,5\*((508,42)2-(465,15)2)1/2=102,62

*Рв=πmcosα=*3,14\*11\*cos200=32,46

*gα=ga+gt=Ра1+Ра2-аw\*sinαtw*=54,94+102,62-319\*sin=46,89

*ε=λАВ/Рв=gα/Рв*=46,89/32,46=1,44

Коэффициент перекрытия дает возможность определить число пар профилей зубьев, находящихся одновременно в зацеплении. Для этого нужно воспользоваться теми целыми положительными числами, между которыми находится числовое значение коэффициента перекрытия. Эти целые числа определяют те числа пар профилей зубьев, которые попеременно участвуют в зацеплении. Коэффициент перекрытия не должен быть меньше единицы, так как это приводит к перерывам в передаче движения от ведущего колеса к ведомому и к ударам зубьев колес. При проектировании зацепления коэффициент перекрытия берут не меньше 1,2 (в данном случае это условие выполняется). Чем больше ε, тем выше качество.

2. Коэффициент удельного скольжения υ характеризует вредное влияние скольжения профилей зубьев, вследствие его появляются силы трения и износ, снижается КПД передачи:

*υ1=ΔЅ1- ΔЅ2/ ΔЅ1 =1-(р2\*z1)/(р1/ z2);*

*υ2 = ΔЅ2- ΔЅ1/ ΔЅ2 =1-(р1\*z2)/(р2/ z1),*

где *Рр1=аwsinαtw-Ра2*=319\*sin-102,62= 8,05

*Рр2=аwsinαtw-Ра1*=319\*sin-54,94=55,73.

В точке а1:

*υа1=1-(Рр2\*z4)/ (Рa1\*z5)*=1-55,73\*13/54,94\*45=0,707

В точке P1:

*υр1=1-(Ра2\*z4)/ (Рр1\*z5*)=1-102,62\*13/8,05\*45=-2,683

В точке а2:

*υа2=1-(Рр1\*z5)/ (Рa2\*z4*)=1-8,05\*45/102,62\*13=0,728

В точке P2:

*υр2=1-(Ра1\*z5)/ (Рр2\*z4)*=1-54,94\*45/55,73\*13=-2,412

3. Коэффициент удельного давления q пропорционален величине напряжения сжатия на площадке контакта зубьев и характеризует контактную прочность зубьев.

Обычно выкрашивание зуба происходит около полюса, где и определяется  по формуле:

 ,

где 

Здесь - приведенный радиус кривизны зубьев в точке контакта.

В полюсе радиусы кривизны эвольвент:



,

, откуда





Желательно, чтобы  был меньше 1,5 (в данном случае это условие выполняется).

***6.2 Синтез планетарного зубчатого механизма.***





где -передаточное отношение.





Отсюда передаточное отношение от первого колеса к водилу при неподвижном третьем колесе:



Подбор количества зубьев производится с помощью программы «Project.exe» с учетом условий 1-6.

Вследствие чего получаем: Z1=20, Z2=45, Z3=110

Проверка:

1.целое число

2. 

3. Условие соосности : ,

20+45=110-45

4. Условие соседства : ,

, 6547

,

, 6547

где р-количество сателлитов, р=2.

5. Условие собираемости : 

,

где а-целое число,а=3

Условие собираемости выполнено 455- целое число.

6. Для уменьшения габаритов редуктора желательно иметь минимальное значение =min, >85.

>85, 110>85

Все условия выполняются, соответственно подбор числа зубьев осуществлен верно.

***6.3 Выводы.***

Условие собираемости выполнено, соответственно подбор числа зубьев осуществлен верно.

**7. ВЫВОДЫ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

В ходе выполнения курсового проекта был рассмотрен механизм – чеканочного пресса. Был произведен структурный анализ, который включает в себя определение степени подвижности механизма, в результате которого, мы получили, что для кинематической определимости механизма достаточно знания закона движения только одного звена. А, анализируя по Ассуру выяснили, что наш механизм делится на три группы: первая группа – первого класса, а две остальные – второго класса. Так же был произведен кинематический анализ механизма двумя методами: методом численного дифференцирования и методом построения планов скоростей. В результате мы выяснили что, наиболее быстрый и удобный из этих методов – графоаналитический. После этого был произведен синтез плоского кулачкового механизма, вследствие чего определен закон профиля кулачка и по этому закону построена диаграмма теоретического профиля кулачка. В заключении работы произвели кинематический анализ зубчатых механизмов, который состоит из геометрического расчета прямозубой зубчатой передачи и определили качественные показатели зацепления, которые оказались в рамках допустимых, это говорит о том что, расчет произведен верно. Произведен синтез планетарного зубчатого механизма - условие собираемости выполнено, соответственно подбор числа зубьев осуществлен, верно.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Кореняко А.С. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин.- Киев: Высшая школа, 1970.

2. Попов С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин.- М.: Высш.шк., 1986.

3. Калабин С.Ф. Методические указания по оформлению пояснительной записки и графической части курсового проекта по курсу «Механизмы приборных и вычислительных систем».- Ижевск, 1986.

4. Артоболевский И.И. ТММ.- М: Наука, 1988.

5. Ястребов В.М. Методическое руководство к курсовому проекту по ТММ,- Ижевск, 1974 г.

6. Банкетов А.Н. Кузнечно-штамповочное оборудование. Москва: Машиностроение,1970 г.