МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ

РОСИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ (МГУПС)

## Кафедра машиноведения и сертификации

# КУРСОВАЯ РАБОТА

# по дисциплине

# Теория механизмов и машин

# МОСКВА

Содержание

1. Расчёт недостающих размеров механизма
2. Кинематическое исследование механизма компрессора
	1. Построение плана скоростей для заданного 5-го положения
	2. Определение угловых скоростей
	3. Определение планов ускорений
	4. Определение угловых ускорений
	5. Определение сил полезного сопротивления
	6. Построение плана сил для группы 2-3
	7. Построение плана сил для группы 4-5
	8. Построение плана сил для кривошипа
3. Синтез зубчатого зацепления

3.1 Расчёт основных параметров зубчатого зацепления

### Выводы

1. Расчёт недостающих размеров механизма

Задана длина кривошипа lАС=r1=0,038 задаём ОА=ОС=38

Определяем масштабный коэффициент Кl:

Kl== ();

По известному параметру механизма = находим l2, где =;

l2==l4= (м);

lав=lас== (м);

Так как механизм находится в 5 положении, то, деля окружность на 12 частей, т.е. на каждую часть приходится по 30, задаём нужное положение.

2. Киниматическое исследование механизма компрессора

* 1. Построение плана скоростей для заданного 5-го положения.

,

 угловая скорость коленчатого вала

,

где мин-1 – частота вращения коленчатого вала.

 ;

 ;

Определяем масштабный коэффициент скорости. Для этого выбираем произвольно отрезок PVa, на которой изображаем скорость в точке А.

PVa=80 (мм)

 ;

Определяем скорость в точке В. Так как шатун АВ совершает сложное плоскопараллельное движение, то скорость любой точки шатуна можно представить состоящую из двух скоростей:

1. Скорость любой точки поступательного движения (Va)
2. Скорость другой точки во вращательной движении относительно точки А. (Vва)

Составим векторное уравнение:

=+

=

=;

=

= ;

=

=

=

= ;

Находим из отношения:

 (мм);

Находим из отношения:

 (мм);

Находим скорости в точках и :

 ;

 ;

* 1. Определение угловых скоростей

 (с-1);

 (с-1);

* 1. Определение планов ускорений

Определяем ускорение в точке А.

, так как , то ,

 ;

Находим масштабный коэффициент ускорения.

 ;

Уравнения для определения ускорения в точке будет следующем.

, где

-нормальное ускорение,

-тангенциальное ускорение;

=

= ;

;

 (мм);

=;

= ;

;

 ;

=;

= ;

;

 (мм);

 ;

 ;

 ;

; ;

 (мм);

 (мм);

 (мм);

 (мм);

* 1. Определение угловых ускорений

 ();

 ;

* 1. Определение сил полезного сопротивления

;

 (мм); (мм);

 (м);

;

;


# ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА КОМПРЕССОРА.

максимальное ход поршня.

расстояние от поршня до В.М.Т.

давление в поршне.

 - максимальное давление воздуха.

Составим таблицу поведения компрессора при всасывании и при нагнетании и по полученным данным строим векторную диаграмму компрессора.

При всасывании:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 0 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1 |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |

При нагнетании:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 0 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1 |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |

; ;

,

где -диаметр цилиндра,

- сила, определяемая из индикаторной диаграммы компрессора для соответствующего положения механизма.

 (Н);

* 1. Построение плана сил для группы 2-3.

а) Силы тяжести.

 (Н); (мм);

 (Н); (мм);

б) Силы инерции

 (Н); (мм);

 (Н); (мм);

 ;

где - ускорение центра масс, полученное из плана скоростей.

Силы тяжести приложены в центрах масс звеньев. Силы инерции приложены в центре масс и направлены противоположно ускорениям соответствующих центров масс. К звеньям необходимо приложить момент инерции

в) Момент силы инерции.

 ;

Составим уравнение равновесия на 2-е и 3-е звено:

Мы не можем решить это уравнение, поэтому в нём 3 неизвестных. Для того, чтобы его решить найдём из уравнения моментов сил для звена 2 относительно

 (Н);

Получаем что,

 (Н);

 (Н);

* 1. Построение плана сил для группы 4-5

а) Силы тяжести:

 (Н) (мм);

б) Силы инерции:

 (Н); (мм);

 (Н); (мм);

 ;

в) Момент силы инерции:

 ;

Составим уравнение равновесия на 5-е и 4-ое звено:

;

Мы не можем решить это уравнение, поэтому в нём 3 неизвестных. Для того, чтобы его решить найдём из уравнения моментов сил для звена 4 относительно .

;

 (Н);

 (Н);

 (Н);

2.8 Построение плана сил для кривошипа

;

;

Условие равновесия системы:

Найдём уравновешивающий момент.

3. Синтез зубчатого зацепления

3.1 Расчёт основных параметров зубчатого зацепления

Исходные данные: угол профиля ,угол зацепления , коэффициент смещения ; ;; Модуль зацепления (мм)

Межосевое расстояние.

 (мм);

Делительные диаметры зубчатых колёс.

 (мм);

 (мм);

Делительное межосевое расстояние.

 (мм);

Коэффициент воспринимаемого смещения.

;

Коэффициент уравнительного смещения.

 (мм);

Радиус начальной окружности.

 (мм);

 (мм);

Радиусы вершин зубьев.

 (мм);

 (мм);

Радиусы впадин.

 (мм);

 (мм);

Высота зуба.

 (мм);

Толщина зубьев по делительной окружности.

 (мм);

 (мм);

Радиусы основных окружностей.

 (мм);

 (мм);

Углы профиля в точке на окружности вершин.

;

;

Коэффициент торцевого перекрытия.

.


### Выводы

В ходе данной курсовой работы бал исследован механизм компрессора. В ходе кинетостатического исследования были построены планы сил, ускорений и скоростей, определены скорости и ускорения отдельных частей механизма.

Также нами был проведён геометрический синтез зубчатого зацепления, рассчитаны основные параметры зубчатой передачи.