# Оглавление

1. Введение

1.1. Краткое описание работы основного механизма (название)

1.2. Исходные данные для расчета

2. ЛИСТ 1: Синтез эвольвентного зубчатого зацепления

2.1. Исходные данные

2.2. Постановка задачи

2.3. Алгоритм расчета эвольвентной передачи

2.4. Результаты расчета зубчатой передачи

2.5. Выбор коэффициента смещения

2.6. Построение проектируемой зубчатой передачи

2.7. Построение эвольвенты

2.8. Станочное зацепление

2.9. Графическое определение коэффициента перекрытия

2.10. Выводы

3. ЛИСТ 2: Синтез планетарного редуктора

3.1. Исходные данные:

3.2. Постановка задачи:

3.3. Основные условия проектирования многосателлитного планетарного редуктора

3.4. Подбор чисел зубьев планетарного редуктора

3.5. Графическая проверка передаточного отношения

3.6. Выводы

4. ЛИСТ 3: Динамическое исследование основного механизма

4.1. Исходные данные

4.2. Постановка задачи:

4.3. Проектирование кривошипно-ползунного механизма

4.3.1. Порядок расчета

4.3.2. Синтез механизма и результаты расчета

4.4. Силы и моменты, действующие на звенья механизма

4.5. Определение параметров динамической модели

4.5.1. Определение суммарного приведенного момента

4.5.2. Определение суммарного приведенного момента инерции

4.6. Определение передаточных функций

4.6.1. Определение

4.6.2. Определение

4.6.3. Определение

4.6.4. Определение передаточных функций

4.7. Построение графика приведенного момента

4.8. Построение приведенного момента инерции второй группы звеньев

4.9. Построение приближенного графика

4.10. Расчет маховика

4.10.1. Определение необходимого момент маховых масс

4.10.2. Определение момента инерции дополнительной маховой массы

4.11. Определение закона движения начального звена механизма

4.12. Выводы

5. ЛИСТ 4: Синтез кулачкового механизма

5.1. Исходные данные и постановка задачи

5.2. Построение кинематических диаграмм

5.3. Построение вспомогательной диаграммы

5.4. Профилирование кулачка

5.5. Проверка передаточных функций

5.6. Выводы

6. Список литературы

# Введение

## Краткое описание работы механизмов мотоцикла

Двигатель мотоцикла является четырехтактным двухцилиндровым двигателем внутреннего сгорания. Схема механизмов мотоцикла представлена на рис.1. Основным механизмом двигателя является кривошипно-ползунный механизм. Коленчатый вал *1* с маховиком *13* расположен параллельно продольной оси мотоцикла. Коленчатый вал соединен с остальными механизмами мотоцикла муфтой сцепления. В зависимости от положения муфты сцепления коленчатый вал двигателя может быть соединен с остальными механизмами мотоцикла или полностью отключен от них. С кривошипами *ОА* и *OD* коленчатого вала, расположенными под углом 180°, соединены шатуны *2* и *4.* При таком устройстве поршни *3* и *5* всегда двигаются в противополож­ных направлениях. Рабочий цикл в каждом цилиндре двигателя совершается за два оборота коленчатого вала.

Чередование процессов, протекающих в левом и правом цилиндрах *6* и *6',* происходит следующим образом:

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Первый оборот коленчатого вала | | Второй оборот коленчатого вала | |
| Левый цилиндр | Всасывание | Сжатие | Расширение | Выпуск |
| Правый цилиндр | Расширение | Выпуск | Всасывание | Сжатие |

Различают два режима работы двигателя: 1) при холо­стом ходе, когда муфта сцепления выключена и коленчатый вал *1* отключен от остальных механизмов мотоцикла и 2) при номинальной нагрузке (во время движения мотоцикла), когда муфта сцепления соединяет коленчатый вал *1* с остальными механизмами мотоцикла. Индикаторные диаграммы для левого и правого цилиндров при номинальной нагрузке и холостом ходе представлены па рис. 2 *а* и *б*. Данные для построения индикаторных диаграмм приведены в табл. 2.

Механизм газораспределения состоит из четырех кулач­ков *8* (рис. 1), закрепленных на распределительном ва­лу, и толкателей *9,* воздействующих на впускные (или выпускные) клапаны *12.* Кулачковый механизм должен обес­печить заданный закон движения толкателя (рис. 3).

Вращение распределительному валу 7 передается от коленчатого вала *1* парой зубчатых колес *10* и *11* (с косым зубом), передаточное отношение которой . Изменение скоростей движения мотоцикла производится с помощью коробки передач. Схема планетарного редуктора коробки передач приведена на рис.4.



При проектировании и исследовании механизмов мотоцикла считать известными параметры, приведенные в табл. 1.

## Исходные данные для расчета

Таблица 1.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| **№ п/п** | **Параметр** | **Обозначе-ние** | **Размер-ность** | **Числовое значение** |
| **1** | **2** | **3** | **4** | **5** |
| 1 | Средняя скорость поршня |  |  | 12,5 |
| 2 | Отношение длины шатуна к длине кривошипа |  | - | 3,6 |
| 3 | Отношение расстояния от точки А до центра тяжести S2 шатуна к общей длине шатуна |  | - | 0,28 |
| 4 | Диаметр цилиндра | d | м | 0,073 |
| 5 | Число оборотов коленчатого вала при номинальной нагрузке |  |  | 5200 |
| 6 | Число оборотов коленчатого вала при холостом ходе |  |  | 1600 |
| 7 | Максимальное давление в цилиндре двигателя при номинальной нагрузке |  |  | 35 |
| 8 | Максимальное давление в цилиндре двигателя при холостом ходе |  |  | 13.2 |
| 9 | Масса шатуна |  | кг | 0,34 |
| 10 | Масса поршня |  | кг | 0,34 |
| 11 | Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести |  | кг∙м2 | 0,0015 |
| 12 | Момент инерции коленчатого вала (без маховика) |  | кг∙м2 | 0,0006 |
| 13 | Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала при холостом ходе двигателя |  | - | 1/17 |
| 14 | Угловая координата кривошипа для силового расчета (рис. 1) |  | град | 30 |
| 15 | Эффективная мощность двигателя при номинальной нагрузке |  | л.с. | 23,17 |
| 16 | Механический к. п. д. двигателя | η | - | 0,77 |
| 17 | Приведенные к коленчатому валу момент инерции трансмиссии (системы механизмов, включенных между коленчатым валом и ведущим колесом) и момент инерции ведущего колеса мотоцикла |  | кг∙м2 | 0,015 |
| 18 | Ход толкателя кулачкового механизма | h | м | 0,015 |
| 19 | Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме |  | град | 27 |
| 20 | Угол рабочего профиля кулачка выпускного клапана |  | град | 127 |
| 21 | Угол рабочего профиля кулачка впускного клапана |  | град | 145 |
| 22 | Отношение величин ускорений толкателя |  | - | 1,75 |
| 23 | Число зубьев шестерни |  | - | 14 |
| 24 | Модуль зубчатых колес 10 и 11 | m | мм | 4 |
| 25 | Сумма чисел зубьев колес 10 и 11 |  | - | 39 |
| 26 | Угол наклона зуба для колес 10 и 11 | β | град | 33 |
| 27 | Передаточное отношение планетарного редуктора |  | - | 4 |
| 28 | Число сателлитов в планетарном редукторе | K | - | 3 |
| 29 | Параметры исходного контура реечного инструмента |  | -  - | 20  1  0,25 |

Таблица 2.

Значения давления в цилиндре двигателя в долях максимального давления в зависимости от положения поршня.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Путь поршня  (в долях хода ) |  | 0 | 0,025 | 0,05 | 0,1 | 0,2 | 0,3 |
| Номинальный режим | Всасывание |  | +0,08 | 0 | -0,08 | -0,08 | -0,08 | -0,08 |
| Сжатие | +0,290 | +0,230 | +0,200 | +0,157 | +0,097 | +0,064 |
| Расширение | +0,29 | +1,00 | +0,90 | +0,71 | +0,50 | +0,36 |
| Выхлоп | +0,008 | +0,008 | +0,008 | +0,008 | +0,008 | +0,008 |
| Холостой ход | Всасывание |  | +0,02 | 0 | -0,02 | -0,02 | -0,02 | -0,02 |
| Сжатие | +0,57 | +0,48 | +0,41 | +0,30 | +0,18 | +0,12 |
| Расширение | +0,57 | +1,0 | +0,85 | +0,66 | +0,43 | +0,31 |
| Выхлоп | +0,02 | +0,02 | +0,02 | +0,02 | +0,02 | +0,02 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Путь поршня  (в долях хода ) |  | 0,4 | 0, 5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 |
| Номинальный режим | Всасывание |  | -0,08 | -0,08 | -0,08 | -0,08 | -0,08 | -0,08 | -0,08 |
| Сжатие | +0,043 | +0,029 | +0,014 | +0,007 | 0 | -0,004 | -0,008 |
| Расширение | +0,29 | +0,24 | +0,19 | +0,165 | +0,135 | +0,115 | +0,05 |
| Выхлоп | +0,08 | +0,08 | +0,08 | +0,08 | +0,08 | +0,08 | +0,08 |
| Холостой ход | Всасывание |  | -0,02 | -0,02 | -0,02 | -0,02 | -0,02 | -0,02 | -0,02 |
| Сжатие | +0,083 | +0,053 | +0,028 | +0,008 | -0,010 | -0,019 | -0,02 |
| Расширение | +0,23 | +0,18 | +0,14 | +0,115 | +0,095 | +0,066 | +0,03 |
| Выхлоп | +0,02 | +0,02 | +0,02 | +0,02 | +0,02 | +0,02 | +0,03 |

Лист 1: Синтез эвольвентного зубчатого зацепления

## Исходные данные

* по инструменту , *m*=4.25мм,  и *С\**=0,25; исходный контур инструмента – реечный;
* по колесам *Z1*=12, *Z2*=17 и .

## Постановка задачи

* произвести расчет эвольвентной зубчатой передачи;
* выбрать коэффициент смещения , при котором выполняются все условия нормальной работы зубчатой передачи;
* построить проектируемую зубчатую передачу
* проверить графически коэффициент перекрытия;
* построить станочное зацепление для колеса *Z1*;
* сравнить профиль зубчатого колеса *Z1* построенный по шаблону и методом огибания.

## Алгоритм расчета эвольвентной передачи

При расчете необходимо придерживаться следующего порядка:

1. Произвести расчет параметров исходного контура инструмента, если :
   * угол профиля ;
   * шаг ;
   * модуль зубьев ;
   * коэффициент высоты зуба ;
   * коэффициент радиального зазора ;
2. Определить минимальное число зубьев *Zmin*

.

1. Определить  по формуле

.

1. Проверить заданные коэффициенты смещения.
2. Найти угол зацепления по

,

где  и . Угол находится по  в таблице эвольвентных функций.

1. Определить коэффициент воспринимаемого смещения

.

1. Подсчитать коэффициенты уравнительного смещения



Коэффициенты уравнительного смещения при реечном исходном контуре – всегда величина положительная.

1. Вычислить радиусы делительных окружностей



1. Определить радиусы основных окружностей



1. Определить радиусы начальных окружностей



1. Найти межосевое расстояние



Проверить  по формуле 

1. Определить радиусы окружностей вершин



1. Определить радиусы окружностей впадин



1. Найти высоту зуба



1. Проверить сделанный расчет по формулам



1. Определить толщину зубьев по дуге делительной окружности



1. Определить толщину зубьев по окружности вершин

,

где  и  определяются по соответствующим углам  и  в таблице эвольвентных функций, а углы – по косинусам



1. Сделать проверку на отсутствие заострения зуба, вычислив толщину зуба по окружности вершин



1. Определить коэффициент перекрытия для прямозубой передачи



1. Проверить достаточность полученного коэффициента перекрытия

,

где 

## Результаты расчета зубчатой передачи

Расчет коэффициента смещения  произведен с использованием ЭВМ.

Распечатка прилагается.

## Выбор коэффициента смещения

Расчетные коэффициенты смещения выбираются так, чтобы при прочих равных условиях получить такие геометрические параметры колес и передачи, при которых зубчатая передача обладает лучшими эксплуатационными свойствами. Расчетные коэффициенты смещения любой зубчатой передачи, прежде всего, должны обеспечить отсутствие заклинивания, подреза и заострения зуба, а также гарантировать минимально-допустимую величину коэффициента перекрытия. Область возможных расчетных коэффициентов может быть представлена в виде соответствующего блокирующего контура, построенного для передачи . Блокирующий контур представляет собой совокупность кривых, построенных в координатах , ограничивающих выбор расчетных коэффициентов смещения и отделяющих зону их допустимых значений.

Условия нормальной работы зубчатой передачи:

1. Условие отсутствия подреза:  



1. Условие отсутствия заострения: 

мм.

1. Достаточность коэффициента перекрытия: , 
2. Равномерный износ: 

В связи со всем выше сказанным, рассмотрев построенный блокирующий контур, выбираем коэффициент смещения , при котором выполняются все условия нормальной работы зубчатой передачи.

## Построение проектируемой зубчатой передачи

По вычисленным параметрам проектируемая зубчатая передача строится следующим образом:

1. Откладывается межосевое расстояние  и проводятся окружности: начальные , ; делительные ,  и основные , ; окружности вершин ,  и впадин , . Начальные окружности должны касаться в полюсе зацепления. Расстояние между делительными окружностями по осевой линии равно величине воспринимаемого смещения . Расстояние между окружностями вершин одного колеса и впадин другого, измеренное также по осевой линии, должно быть равно величине радиального зазора .
2. Через полюс зацепления, касательно к основным окружностям колес, проводится линия зацепления колес. Точки касания *N1* и *N2* называются предельными точками линии зацепления. Линия зацепления образует с перпендикуляром, восстановленном к осевой линии в полюсе, угол зацепления .

Буквами *В1* и *В2* отмечается активная линия зацепления. Точка *В1* является точкой пересечения окружности вершин второго колеса с линией зацепления и называется точкой начала зацепления, а точка *В2* является точкой пересечения окружности вершин первого колеса с линией зацепления и называется точкой конца зацепления.

На каждом колесе строятся профили трех зубьев, причем точка контакта *К* должна располагаться на активной линии зацепления.

## Построение эвольвенты

1. На основной окружности откладываем 8 равных отрезков.
2. Проводим в каждой точке касательные к основной окружности.
3. На каждой касательной откладываем соответствующее количество отрезков.
4. Получившееся количество точек соединяем плавной линией, называемой эвольвентой.
5. По делительной окружности откладываем толщину зуба, снимаем его на кальку, отпечатываем его на плотной бумаге, потом вырезаем шаблон. Рассчитываем величину углового шага ; учитывая , строим линии симметрии зубьев. По шаблону вырезаем зубья. Учитывая радиусы переходных профилей , отмечаем точки *В1*, *В2* и строим эвольвентные части рабочих частей профилей.

## Станочное зацепление

Профиль зуба изготовляемого колеса воспроизводится как огибающая ряда положений исходного контура реечного инструмента в станочном зацеплении. Схема станочного зацепления строится следующим образом.

1. Проводятся делительная  и основная  окружности, окружность вершин и впадин .
2. От делительной окружности (с учетом знака) откладывается расчетное смещение  и проводится делительная прямая исходного производящего контура реечного инструмента. На расстоянии  вверх и вниз от делительной прямой проводятся прямые граничных точек, а на расстоянии  - прямая вершин и впадин; станочно-начальная прямая *Q-Q* проводится касательной к делительной окружности в точке *Р0* (полюс станочного зацепления).
3. Проводится линия станочного зацепления *N-P0* через полюс станочного зацепления *Р0* касательно к основной окружности в точке *N*. Эта линия образует с прямыми исходного производящего контура инструмента углы, равные .
4. Строится исходный производящий контур реечного инструмента так, чтобы ось симметрии впадины совпадала с вертикалью.
5. Производится построение профиля зуба проектируемого колеса, касающегося профиля исходного производящего контура в точке *К*.

## Графическое определение коэффициента перекрытия

, 

,

где  - коэффициент перекрытия (см. п. 2.3),

 - коэффициент перекрытия полученный построением,

 - линия зацепления, мм (с чертежа).

 - шаг, мм (с чертежа).

## Выводы

1. Произведен расчет эвольвентного зубчатого зацепления, выбран коэффициент смещения , удовлетворяющий качественным показателям передачи и обеспечивающий отсутствие подреза и заострения.
2. Построено эвольвентное зацепление. Произведено графическое определение коэффициента перекрытия , погрешность .
3. Построено станочное зацепление. Получен профиль зуба методом огибания.

# ЛИСТ 2: Синтез планетарного редуктора

## Исходные данные:

1. Однорядный планетарный редуктор со смешенным зацеплением.
2. все колеса имеют одинаковый модуль мм;
3. передаточное отношение планетарного редуктора  (передаточное отношение идет от колеса  к водилу); (если не дано, то исходные данные для расчета)
4. число сателлитов планетарного редуктора ;

## Постановка задачи:

Необходимо подобрать числа зубьев колес планетарного редуктора, удовлетворяющие всем условиям, накладываемым на мносателлитные планетарные редукторы. Причем минимальных размеров. Начертить схему редуктора в масштабе.

## Основные условия проектирования многосателлитного планетарного редуктора

(Рассматриваемые ниже условия диктуются наличием нескольких сателлитов)

1. Формула Виллиса.

,

Передаточное отношение планетарного редуктора от колеса 1 к водилу равно 1 минус передаточное отношение обращенного механизма от колеса 1 к опорному 0.

1. Условие сносности входного и выходного валов механизма, т.е. межосевое расстояние первой передачи должно быть равно межосевому расстоянию второй передачи .
2. Условие сборки с симметрией зон зацепления, т.е. условие размещения сателлитов с равными углами  между их осями (). Математически это условие может быть записано так:

,

где К – число сателлитов,

Р – целое число полных оборотов водила,

N – любое отвлеченное целое число.

1. Условие совместности или соседства, которое учитывает возможность свободного размещения сателлитов без соприкосновения их друг с другом. Это условие будет выполнено, если расстояние между осями сателлитов будет больше диаметра окружности вершин сателлитов .

Математически это условие для механизмов записывается неравенством:

.

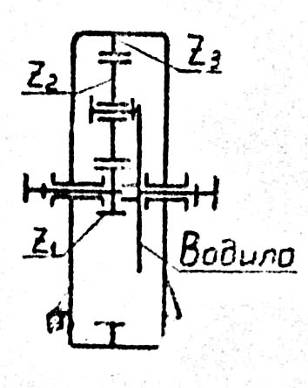
## Подбор чисел зубьев планетарного редуктора

При подборе чисел зубьев учитываем ограничения накладываемые отсутствием подреза:



Ограничения, накладываемые условием сборки –  кратно 3.

Схема механизма:



1. Формула Виллиса:
2. Условие соосности:
3. Условие сборки:
4. Условие совместности:

Подбор: (1) (формула Виллиса); (2) =2.4; (3) (условие сборки) (4) z1+2z2=z3. Учитывая ограничения накладываемые условием сборки, и условием отсутствия подреза выбираем число зубьев z1=60; тогда из формулы (2) z3=2.4z1=144; тогда из (4) z2= Число зубьев ;; удовлетворяют условию отсутствия подреза.

Проверка условия совместности: .

## Графическая проверка передаточного отношения

1. Расчет радиусов колес планетарного редуктора:

,

где  - радиус *i*ого колеса редуктора,

 - модуль.

мм

мм

мм

1. Построение схемы планетарного редуктора в масштабе  .
2. Проверка передаточного отношения (графически).

На схеме редуктора отмечаются характерные точки; центра колес и точки зацеплений, которые выносятся на вертикальную ось радиусов. Вычисляется 

Строим линию распределения скоростей блока сателлитов (лрс). линию распределения скоростей водила (лрсв). линию распределения скоростей первого звена (лрс 1).

,

,

,

.



Для построения плана угловых скоростей проводим горизонтальную линию угловых скоростей. Выбираем полюс *р* на расстоянии 70 мм от нее, проводим из него лучи параллельные линиям распределения скоростей до пересечения с осью. Отрезки *кав*, *ка1* и *кас* выражают в масштабе  угловые скорости соответствующих звеньев.

,

отсюда .

.

.

## Выводы

1. В результате расчета подобраны числа зубьев колес планетарного редуктора ;; удовлетворяющие условиям сборки, соосности и соседства.
2. Передаточное отношение проверено графически  

# ЛИСТ 3: Динамическое исследование основного механизма

## Исходные данные

Таблица 3

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| **№ п/п** | **Параметр** | **Обозначе-ние** | **Размер-ность** | **Числовое значение** |
| 1 | Средняя скорость поршня |  |  | 12,8 |
| 2 | Отношение длины шатуна к длине кривошипа |  | - | 3,7 |
| 3 | Отношение расстояния от точки А до центра тяжести S2 шатуна к общей длине шатуна |  | - | 0,32 |
| 4 | Диаметр цилиндра | d | м | 0,082 |
| 5 | Число оборотов коленчатого вала при номинальной нагрузке |  |  | 4100 |
| 6 | Число оборотов коленчатого вала при холостом ходе |  |  | 1250 |
| 7 | Максимальное давление в цилиндре двигателя при номинальной нагрузке |  |  | 26 |
| 8 | Максимальное давление в цилиндре двигателя при холостом ходе |  |  | 9.8 |
| 9 | Масса шатуна |  | кг | 0,38 |
| 10 | Масса поршня |  | кг | 0,4 |
| 11 | Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести |  | кг∙м2 | 0,025 |
| 12 | Момент инерции коленчатого вала (без маховика) |  | кг∙м2 | 0,0009 |
| 13 | Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала при холостом ходе двигателя |  | - | 1/16 |
| 14 | Угловая координата кривошипа для силового расчета (рис. 1) |  | град | 30 |
| 15 | Эффективная мощность двигателя при номинальной нагрузке |  | л.с. | 24.13 |
| 16 | Механический к. п. д. двигателя | η | - | 0,83 |
| 17 | Приведенные к коленчатому валу момент инерции трансмиссии (системы механизмов, включенных между коленчатым валом и ведущим колесом) и момент инерции ведущего колеса мотоцикла |  | кг∙м2 | 0,03 |

Значения давления в цилиндре двигателя в долях максимального давления в зависимости от положения поршня.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Путь поршня  (в долях хода ) |  | 0 | 0,025 | 0,05 | 0,1 | 0,2 | 0,3 |
| Холостой ход | Всасывание |  | +0.02 | 0 | -0.02 | -0.02 | -0.02 | -0.02 |
| Сжатие | +0.57 | +0.48 | +0.41 | +0.30 | +0.18 | +0.12 |
| Расширение | +0.57 | +1.0 | +0.85 | +0.66 | +0.43 | +0.31 |
| Выхлоп | +0.02 | +0.02 | +0.02 | +0.02 | +0.02 | +0.02 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Путь поршня  (в долях хода ) |  | 0,4 | 0, 5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 |
| Холостой ход | Всасывание |  | -0.02 | -0.02 | -0.02 | -0.02 | -0.02 | -0.02 | -0.02 |
| Сжатие | +0.083 | +0.053 | +0.028 | +0.008 | -0.01 | -0.019 | -0.02 |
| Расширение | +0.23 | +0.18 | +0.14 | +0.115 | +0.095 | +0.066 | +0.03 |
| Выхлоп | +0.02 | +0.02 | +0.02 | +0.02 | +0.02 | +0.02 | +0.03 |

## Постановка задачи:

* Определить основные размеры звеньев механизма по заданным условиям (средняя скорость поршня, число оборотов коленчатого вала при номинальной нагрузке двигателя, отношение длины шатуна к длине кривошипа);
* Определить необходимый момент инерции маховых масс, обеспечивающих вращение коленчатого вала с заданным коэффициентом неравномерности при установившемся режиме работы на холостом ходу. Определить момент инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на коленчатом валу;
* Построить диаграмму изменения угловой скорости коленчатого вала двигателя за время одного цикла установившегося режима работы на холостом ходу.

## Проектирование кривошипно-ползунного механизма

### Порядок расчета

Главный механизм проектируется по средней скорости ползуна (поршня). Рассматривается движение ползуна за один оборот кривошипа. Время одного оборота . За это время путь, пройденный ползуном равен  средняя скорость ползуна . Откуда .

Кроме того, спроектированный механизм должен удовлетворять ряду требований:

1. Рассчитанные размеры звеньев механизма должны обеспечивать проворачиваемость ведущего звена;
2. Механизм должен иметь минимальные размеры;
3. Для обеспечения наибольшего КПД и отсутствия заклинивания угол давления не должен превышать допустимого значения, т.е. должно выполняться условие .

Для общего случая





Причем угол  определяется из условия .

В данном случае рассматривается центральный кривошипно-ползунный механизм, следовательно , .

### Синтез механизма и результаты расчета

;

;

;

Проверка:

1. , , - верно.
2. , ,  - верно.

Для построения механизма необходимо выбрать масштаб . Произвольно выбираем место расположения шарнира *О*, проводим через точку О горизонтальную прямую. Кроме того, проводим из т. *О* окружность радиусом *ОА*. Разобьем окружность через равные углы на 12 частей . Так как двигатель четырехтактный, то полный цикл осуществляется за 2 поворота кривошипа. Из каждой точки раствором циркуля равным *АВ* сделаем засечки на горизонтали. Соединив полученные точки, строим левую часть механизма в 24-х положениях. Крайние положения точки *В* соответствуют ходу штока поршня *Н*. Правая часть строиться симметрично левой.

## Силы и моменты, действующие на звенья механизма

Динамический анализ начинают с определения сил и моментов, которыми нагружен механизм, так как их характер определяет закон движения механизма. В данном случае задана индикаторная диаграмма и таблица значений давления в цилиндре в долях максимального давления в зависимости от положения поршня. Для построения соответствующей индикаторной диаграммы проведем перерасчет давления в *Па*, результаты расчета сведем в таблицу 3.

Таблица 3.

Значения давления в цилиндре двигателя в зависимости от положения поршня.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Путь поршня  (в долях хода ) |  | 0 | 0,025 | 0,05 | 0,1 | 0,2 | 0,3 |
| Холостой ход | Всасывание |  | 0.196 | 0 | -0.196 | -0.196 | -0.196 | -0.196 |
| Сжатие | 5.58 | 4.704 | 4.018 | 2.94 | 1.764 | 1.176 |
| Расширение | 5.58 | 9.8 | 8.33 | 6.46 | 4.21 | 3.038 |
| Выхлоп | 0.196 | 0.196 | 0.196 | 0.196 | 0.196 | 0.196 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Путь поршня  (в долях хода ) |  | 0,4 | 0, 5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 |
| Холостой ход | Всасывание |  | -0.196 | -0.196 | -0.196 | -0.196 | -0.196 | -0.196 | -0.196 |
| Сжатие | 0.813 | 0.519 | 0.274 | 0.078 | -0.098 | -0.186 | -0.196 |
| Расширение | 2.254 | 1.764 | 1.372 | 11271 | 0.931 | 0.646 | 0.294 |
| Выхлоп | 0.196 | 0.196 | 0.196 | 0.196 | 0.196 | 0.196 | 0.294 |

Выбираем масштаб построения индикаторной диаграммы

.

Индикаторную диаграмму построим для I цилиндра.

Сила , действующая на поршень, является алгебраической суммой сил, действующих на поршень слева (со стороны рабочей полости цилиндра) и справа. Так как правая нерабочая полость цилиндра сообщается с атмосферой, то на поршень в любом положении механизма действует сила атмосферного давления и сила  будет пропорциональна ординатам, заключенным между линией атмосферного давления и соответствующей кривой индикаторной диаграммы.

Если за ординаты силы принять ординаты, снятые с индикаторной диаграммы, то масштаб силы определиться из следующего соотношения



Учитывая чередование процессов, протекающих в левом и правом цилиндрах 6 и 6’ строим график проекции изменения сил  и  в зависимости от положения входного звена. При этом масштаб по оси  определиться следующим образом: 

## Определение параметров динамической модели

Для того чтобы упростить определение закона движения сложной системы, реальный механизм заменяют динамической моделью. Модель представляет собой стойку и вращающееся звено, называемое звеном приведения, инерционность которого определяется суммарным приведенным моментом инерции . На звено приведения действует суммарный приведенный момент сил . Параметры динамической модели  и  определяют так, чтобы законы движения звена приведения динамической модели и движения начального звена реального механизма совпадали:

; .

В качестве начального звена механизма выбран кривошип 1. Таким образом, обобщенная координата для механизма .  и  определяются методом приведения сил и масс.

### Определение суммарного приведенного момента

Метод приведения сил основан на равенстве элементарных работ и мгновенных мощностей приведенного момента, приложенного к модели, и реальных сил – к реальному механизму.

Для модели мощность , где , а для реального механизма , где  - проекции на вертикаль скорости центра масс -го звена. Учитывая, что , а , приравниваем мощность модели и реального механизма. Разделив равенство на скорость  начального звена, получаем

,

где  - аналоги скоростей могут быть определены для каждого положения механизма из плана скоростей.



В данном случае приведенный момент сил сопротивления равен действительному моменту, т.к. приложен к входному звену и, в первом приближении, его можно считать постоянным. Однако его величина не задана, поэтому она определяется из условия установившегося режима работы.

**4.4.2. Определение суммарного приведенного момента инерции**

Метод приведения масс и моментов инерции основан на равенстве кинетической энергии звена приведения динамической модели и кинетической энергии реального механизма в каждый момент времени.

Кинетическая энергия модели



Кинетическая энергия реального механизма

.

Учитывая, что , приравниваем кинетическую энергию модели и кинетическую энергию реального механизма и делят обе части равенства на ,

.

Здесь ,  - масса звена 2, 3 соответственно;  - момент инерции звена 2 относительно токи *S2*,  - момент инерции коленчатого вала.

 - приведенный момент инерции первой группы звеньев (тех, которые имеют постоянное передаточное отношение со звеном приведения) 

 - приведенный момент инерции второй группы звеньев (остальные звенья, которые не имеют постоянного передаточного отношения со звеном приведения) .

 так же определяются из планов скоростей.

## Определение передаточных функций

Передаточные функции определяются из построения планов скоростей.

План скоростей:



План скоростей построим в вынужденном масштабе. Выберем величину отрезка  с плана скоростей равную отрезку *ОА* на плане механизма.

Так как , то . Таким образом масштаб построения планов скоростей определяется по следующей формуле: .

Скорость центров тяжести второго звена *S2* и четвертого звена *S4* определятся методом подобия

.

При построении плана скоростей скорость точки *А* будет направлена перпендикулярно звену *ОА*, скорость точки *В*будет направлена пооси *х*, скорость относительного движения точки *В* будет направлена перпендикулярно звену *АВ*. Так как механизм симметричный, то скорости точек *F*, *D* и *S4*определяются симметричным отображением плана скоростей относительно полюса *р*.

### Определение



Таким образом, для нахождения передаточной функции  для каждого положения механизма достаточно замерить величину отрезка  с плана скоростей, переводя через масштаб , получим  в м.

### Определение



При построении плана скоростей положение точки *S2*, *S4* определяется методом подобия. Для каждого положения точки *S2*, *S4* измеряем , переводя через масштаб , получим  в м. Определение .Для плана скоростей в каждом положении механизма проектируем точку *S2*, *S4* на вертикаль и определяем ее расстояние до полюса, переводя через масштаб , получим  в м. Определение передаточных функций 

 для плана скоростей в каждом

положении механизма замеряем отрезок , и делим его на длину звена *АВ*.

Таблица 4

Значения передаточных функций.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | **0** | **1** | **2** | **21** | **3** | **4** | **5** | **6** | **7** | **8** | **9** | **91** | **10** | **11** | **12** |
| *, м* | 0 | 0.029 | 0.046 | 0.048 | 0.047 | 0.035 | 0.018 | 0 | -0.018 | -0.035 | -0.047 | -0.048 | -0.046 | -0.029 | 0 |
| *, м* | 0 | -0.029 | -0.046 | -0.048 | -0.047 | -0.035 | -0.018 | 0 | 0.018 | 0.035 | 0.047 | 0.048 | 0.046 | 0.029 | 0 |
| *, м* | 0.032 | 0.037 | 0.045 | 0.047 | 0.047 | 0.042 | 0.035 | 0.032 | 0.035 | 0.042 | 0.047 | 0.047 | 0.045 | 0.037 | 0.032 |
| *, м* | 0.032 | 0.037 | 0.045 | 0.047 | 0.047 | 0.042 | 0.035 | 0.032 | 0.035 | 0.042 | 0.047 | 0.047 | 0.045 | 0.037 | 0.032 |
| *, м* | 0.032 | 0.027 | 0.016 | 0.008 | 0 | 0.016 | 0.027 | 0.032 | 0.027 | 0.016 | 0 | 0.008 | 0.016 | 0.027 | 0.032 |
| *, м* | 0.032 | 0.027 | 0.016 | 0.008 | 0 | 0.016 | 0.027 | 0.032 | 0.027 | 0.016 | 0 | 0.008 | 0.016 | 0.027 | 0.032 |
| *, ,мм* | 47 | 41 | 24.1 | 12 | 0 | 24.1 | 41 | 47 | 41 | 24.1 | 0 | 12 | 24.1 | 41 | 47 |
| *, ,мм* | 15 | 13.1 | 7.7 | 3.2 | 0 | 7.7 | 13.1 | 15 | 13.1 | 7.7 | 0 | 3.2 | 7.7 | 13.1 | 15 |
| *,* | -0.27 | -0.24 | -0.14 | -0.07 | 0 | 0.14 | 0.24 | 0.27 | 0.24 | 0.14 | 0 | -0.07 | -0.14 | -0.24 | -0.27 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | **13** | **14** | **141** | **15** | **16** | **17** | **18** | **19** | **20** | **21** | **211** | **22** | **23** | **24** |
| *, м* | 0.029 | 0.046 | 0.048 | 0.047 | 0.035 | 0.018 | 0 | -0.018 | -0.035 | -0.047 | -0.048 | -0.046 | -0.029 | 0 |
| *, м* | -0.022 | -0.0356 | -0.037 | -0.036 | -0.027 | -0.014 | 0 | 0.014 | 0.027 | 0.036 | 0.37 | 0.0356 | 0.022 | 0 |
| *, м* | 0.037 | 0.045 | 0.047 | 0.047 | 0.042 | 0.035 | 0.032 | 0.035 | 0.042 | 0.047 | 0.047 | 0.045 | 0.037 | 0.032 |
| *, м* | 0.037 | 0.045 | 0.047 | 0.047 | 0.042 | 0.035 | 0.032 | 0.035 | 0.042 | 0.047 | 0.047 | 0.045 | 0.037 | 0.032 |
| *, м* | 0.027 | 0.016 | 0.008 | 0 | 0.016 | 0.027 | 0.032 | 0.027 | 0.016 | 0 | 0.008 | 0.016 | 0.027 | 0.032 |
| *, м* | 0.027 | 0.016 | 0.008 | 0 | 0.016 | 0.027 | 0.032 | 0.027 | 0.016 | 0 | 0.008 | 0.016 | 0.027 | 0.032 |
| *, ,мм* | 41 | 24.1 | 12 | 0 | 24.1 | 41 | 47 | 41 | 24.1 | 0 | 12 | 24.1 | 41 | 47 |
| *, ,мм* | 13.1 | 7.7 | 3.2 | 0 | 7.7 | 13.1 | 15 | 13.1 | 7.7 | 0 | 3.2 | 7.7 | 13.1 | 15 |
| *,* | -0.24 | -0.14 | -0.07 | 0 | 0.14 | 0.24 | 0.27 | 0.24 | 0.14 | 0 | -0.07 | -0.14 | -0.24 | -0.27 |

## Построение графика приведенного момента



Значения приведенного движущего момента рассчитывают для каждого положения механизма, результаты расчета сведены в таблицу 5.



В данном случае приведенный момент сил сопротивления равен действительному моменту, т.к. приложен к входному звену и, в первом приближении, его можно считать постоянным. Однако его величина не задана, поэтому она определяется из условия установившегося режима работы .Для этого по данным таблицы 5 строим график . Масштаб построений .

Путем графического интегрирования графика  получаем график . Его масштаб определяется по формуле:

,

где  - масштаб работы,  и – масштабы по осям координат графика приведенного движущего момента,  - отрезок интегрирования.

Конечная ордината  должна быть равна  для установившегося режима движения и с учетом того, что , строится график  в виде наклонной прямой линии. Дальнейшим графическим дифференцированием графика  определяется величина .

Имея все необходимые зависимости, строим график приведенного момента , для чего переносим ось  на величину равную  вниз, тогда график  и будет графиком .

Сложив графики  и , получим график , конечная ордината которого равна нулю – признак установившегося режима движения.

## Построение приведенного момента инерции второй группы звеньев

.

.

Приведенные моменты второй группы звеньев являются функциями положения механизма и, как видно из формулы, не зависят от абсолютных значений скоростей точек механизма. Результаты расчетов сведены в таблицу 6. Выбрав масштаб построения, по данным таблицы 6 строим график .



График  может быть приближенно принят за график кинетической энергии второй группы звеньев , т.к. , а закон изменения  еще не определен, поэтому принимаем , что возможно, т.к. величина коэффициента неравномерности вращения  - величина малая, и тогда величину  можно считать пропорциональной , построенную кривую  принять за приближенную кривую .

Масштаб графика  определяется по формуле

.

Результаты расчета сведены в таблицу 6.

Таблица 5.

Значения движущего момента

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | **0** | **11** |  | **1** | **2** | **21** | **3** | **4** | **5** | **6** | **7** | **8** | **9** | **91** | **10** | **11** |
| *, м* | 0 | 0.016 |  | 0.029 | 0.046 | 0.048 | 0.047 | 0.035 | 0.018 | 0 | -0.018 | -0.035 | -0.047 | -0.048 | -0.046 | -0.029 |
| *, м* | 0 | 0.016 |  | -0.029 | -0.046 | -0.048 | -0.047 | -0.035 | -0.018 | 0 | 0.018 | 0.035 | 0.047 | 0.048 | 0.046 | 0.029 |
| *, мм* | 55.8 | 98 |  | 69.75 | 30.38 | 20.28 | 14.88 | 9.31 | 4.98 | 2.94 | -2.17 | -1.96 | -1.96 | -1.96 | -1.96 | -1.96 |
| *, Н* | 2936 | 5157 |  | 3671 | 1598 | 1067 | 783 | 490 | 262.1 | 154.7 | -114.2 | -103.1 | -103.1 | -103.1 | -103.1 | -103.1 |
| *, Нм* | 0 | 82.512 |  | 106.4 | 73.5 | 51.21 | 36.8 | 17.15 | 4.71 | 0 | -2.05 | -3.60 | -4.84 | -4.94 | -4.74 | -2.98 |
| *, Нм* | 0 | 0 |  | -2.98 | -4.74 | -4.94 | -4.84 | -3.60 | -1.85 | 0 | 1.85 | 1.84 | -8.53 | -17.25 | -28.46 | -49.41 |
| *, Нм* | 0 | 82.512 |  | 103.42 | 68.76 | 46.27 | 31.96 | 13.55 | 2.86 | 0 | -0.2 | -1.76 | -13.37 | -22.19 | -33.2 | -52.39 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | **12** | **121** |  | **13** | **14** | **141** | **15** | **16** | **17** | **18** | **19** | **20** | **21** | **211** | **22** | **23** |
| *, м* | 0 | 0.016 |  | 0.029 | 0.046 | 0.048 | 0.047 | 0.035 | 0.018 | 0 | -0.018 | -0.035 | -0.047 | -0.048 | -0.046 | -0.029 |
| *, м* | 0 | 0.016 |  | -0.029 | -0.046 | -0.048 | -0.047 | -0.035 | -0.018 | 0 | 0.018 | 0.035 | 0.047 | 0.048 | 0.046 | 0.029 |
| *, мм* | -1.96 | 0 |  | -1.96 | -1.96 | -1.96 | -1.96 | -1.96 | -1.96 | -1.96 | 1.96 | 1 | -3.45 | -6.83 | -11.76 | -32.38 |
| *, Н* | -103.1 | 0 |  | -103.1 | -103.1 | -103.1 | -103.1 | -103.1 | -103.1 | -103.1 | 103.1 | 52.63 | -181.5 | -359.4 | -618.9 | -1704 |
| *, Нм* | 0 | 0 |  | -2.98 | -4.74 | -4.94 | -4.84 | -3.60 | -1.85 | 0 | 1.85 | 1.84 | -8.53 | -17.25 | -28.46 | -49.41 |
| *, Нм* | 0 | 82.512 |  | 106.4 | 73.5 | 51.21 | 36.8 | 17.15 | 4.71 | 0 | -2.05 | -3.60 | -4.84 | -4.94 | -4.74 | -2.98 |
| *, Нм* | 0 | 82.512 |  | 103.42 | 68.76 | 46.27 | 31.96 | 13.55 | 2.86 | 0 | -0.2 | -1.76 | -13.37 | -22.19 | -33.2 | -52.39 |

Таблица 6

Значения приведенных моментов инерции и кинетической энергии второй группы звеньев.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | **0** | **1** | **2** | **21** | **3** | **4** | **5** | **6** | **7** | **8** | **9** | **91** | **10** | **11** | **12** |
|  | 3891 | 5202 | 7695 | 8394 | 8394 | 6703 | 4655 | 3891 | 4655 | 6703 | 8394 | 8394 | 7695 | 5202 | 3891 |
|  | 1822 | 1440 | 490 | 122 | 0 | 490 | 1440 | 1822 | 1440 | 490 | 0 | 122 | 490 | 1440 | 1822 |
|  | 0 | 3364 | 8464 | 9216 | 8836 | 4900 | 1296 | 0 | 1296 | 4900 | 8836 | 9216 | 8464 | 3364 | 0 |
|  | 5713 | 10006 | 16649 | 17732 | 17230 | 12093 | 7391 | 5713 | 7391 | 12093 | 17230 | 17732 | 16649 | 10006 | 5713 |
|  | 11426 | 20012 | 33298 | 35464 | 34460 | 24186 | 14782 | 11426 | 14782 | 24186 | 34460 | 35464 | 33298 | 20012 | 11426 |
|  | 114.26 | 200.12 | 332.98 | 354.64 | 344.60 | 241.86 | 147.82 | 114.26 | 147.82 | 241.86 | 344.60 | 354.64 | 332.98 | 200.12 | 114.26 |
|  | 9.77 | 17.1 | 28.48 | 30.33 | 29.47 | 20.69 | 12.64 | 9.77 | 12.64 | 20.69 | 29.47 | 30.33 | 28.48 | 17.1 | 9.77 |
|  | 114.26 | 200.12 | 332.98 | 354.64 | 344.60 | 241.86 | 147.82 | 114.26 | 147.82 | 241.86 | 344.60 | 354.64 | 332.98 | 200.12 | 114.26 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | **13** | **14** | **141** | **15** | **16** | **17** | **18** | **19** | **20** | **21** | **211** | **22** | **23** | **24** |
|  | 5202 | 7695 | 8394 | 8394 | 6703 | 4655 | 3891 | 4655 | 6703 | 8394 | 8394 | 7695 | 5202 | 3891 |
|  | 1440 | 490 | 122 | 0 | 490 | 1440 | 1822 | 1440 | 490 | 0 | 122 | 490 | 1440 | 1822 |
|  | 3364 | 8464 | 9216 | 8836 | 4900 | 1296 | 0 | 1296 | 4900 | 8836 | 9216 | 8464 | 3364 | 0 |
|  | 10006 | 16649 | 17732 | 17230 | 12093 | 7391 | 5713 | 7391 | 12093 | 17230 | 17732 | 16649 | 10006 | 5713 |
|  | 20012 | 33298 | 35464 | 34460 | 24186 | 14782 | 11426 | 14782 | 24186 | 34460 | 35464 | 33298 | 20012 | 11426 |
|  | 200.12 | 332.98 | 354.64 | 344.60 | 241.86 | 147.82 | 114.26 | 147.82 | 241.86 | 344.60 | 354.64 | 332.98 | 200.12 | 114.26 |
|  | 17.1 | 28.48 | 30.33 | 29.47 | 20.69 | 12.64 | 9.77 | 12.64 | 20.69 | 29.47 | 30.33 | 28.48 | 17.1 | 9.77 |
|  | 200.12 | 332.98 | 354.64 | 344.60 | 241.86 | 147.82 | 114.26 | 147.82 | 241.86 | 344.60 | 354.64 | 332.98 | 200.12 | 114.26 |

## Построение приближенного графика

Известно, что . С другой стороны, , т.е. кинетическая энергия механизма отличается от суммарной работы на некоторую постоянную величину . Поэтому ранее построенный график работы  можно принять за график  относительно оси , отстоящей от оси  на величину .

Следовательно, для построения графика , необходимо из кривой  в каждом положении механизма вычесть отрезки изображающие , взятые из таблицы 6, но в масштабе  . Полученная кривая  приближенная, так как получена из точных значений  вычитанием приближенных значений .

## Расчет маховика

Т.к. , видно, что амплитуда колебаний угловой скорости  в течение цикла будет тем меньше, чем больше численное значение  для каждого данного значения .

Увеличение  для всего цикла возможно путем добавления постоянного слагаемого , т.е. установлением на входном валу дополнительных масс с постоянным моментом инерции . Эти дополнительные массы называют маховиком и конструктивно выполняются в виде колеса с тяжелым ободом, либо в виде диска.

### Определение необходимого момент маховых масс

На построенной кривой  находим точки, соответствующие  и , и определим максимальное изменение кинетической энергии первой группы цикла за период одного цикла , где - отрезок в миллиметрах изображающий  в масштабе .



Откуда .

***4.9. Определение момента инерции дополнительной маховой массы***

Момент инерции дополнительной маховой массы определим по формуле



С другой стороны . Размеры маховика рассчитаем используя формулу , где  - ширина обода,  - внутренний диаметр обода,  - наружный диаметр обода,  - удельная масса материала (для стали - 7800, для чугуна - 7200).

Предположив, что маховик выполнен из стали, , , получаем: , откуда



Маховик устанавливается на валу кривошипа. Маховик начерчен в масштабе .

## Определение закона движения начального звена механизма

При определении закона движения используем соотношение , откуда видно, что минимальному значению  соответствует , а  - , т.к. , поэтому  будет соответствовать максимальное приращение угловой скорости в масштабе



Чтобы определить график , необходимо найти положение оси абсцисс (ось ). Для этого, через середину отрезка  изображающего разность  и , проведем линию, которая является линией средней угловой скорости , которая определена: .

Рассчитаем графическую величину . Отложив от уровня  -  получим положение оси , относительно которой график  будет изображать график  за один цикл установившегося режима движения. =

## 

## Выводы

1. В результате синтеза механизма определены основные размеры звеньев механизма по заданным условиям (средняя скорость поршня, число оборотов коленчатого вала при номинальной нагрузке двигателя, отношение длины шатуна к длине кривошипа):

; ; ;

1. Получены параметры динамической модели  и  в виде графиков в зависимости от угла поворота кривошипа 1.

, .

1. Определен необходимый момент инерции маховых масс, обеспечивающих вращение коленчатого вала с заданным коэффициентом неравномерности при установившемся режиме работы на холостом ходу

.

1. Определен момент инерции дополнительной маховой массы (маховика), установленной на коленчатом валу, рассчитаны размеры маховика

; ; ; .

1. Построена диаграмма изменения угловой скорости коленчатого вала двигателя за время одного цикла установившегося режима работы на холостом ходу . .,

# Лист 4: Синтез кулачкового механизма

## Исходные данные и постановка задачи

* структурная схема механизма кулачкового без эксцентриситета с роликовым толкателем;
* ход толкателя ;
* допустимый угол давления ;
* рабочий угол кулачка ; ;
* вид кинематической диаграммы ;
* ;

Постановка задачи:

* Спроектировать кулачковый механизм минимальных размеров и проверить выполнение кинематических диаграмм;
* Построить рабочий и теоретический профили проверить выполнение передаточных функций;

## Построение кинематических диаграмм

Для построения кинематических диаграмм необходимо определить  и . .

Определяем ординаты с кинематической диаграммы  из условия равенства площадей прямоугольников: ; ,

т.к. , то выбираем , тогда . Решая полученное уравнение, находим .

Переводим рабочий угол в радианы и определяем масштаб оси углов поворота кулачка: , тогда .

Для определения масштабов диаграмм  и  необходимо задать отрезки интегрирования  и , т.к.

, 

Выбираем ==114.6

Диаграммы  и  получают графическим интегрированием. С диаграммы  замеряем  отнеся ее к величине хода толкателя определяем масштаб построения

.

=2075.5, а =2075.5.

## Построение вспомогательной диаграммы

Для определения минимальных размеров кулачка необходимо построить вспомогательную диаграмму . На базе  откладываем позиции с диаграммы , а по оси ординат – значения  для каждого положения в масштабе . Соединяя полученные точки плавной кривой, получаем диаграмму, состоящую из линии подъема и линии спуска.

От концов диаграммы откладываем . Область ниже точки пересечения этих лучей – область возможного расположения центров вращения кулачка. Так как рассматриваемый кулачок без эксцентриситета, то продлеваем вертикальную ось диаграммы  до пересечения с областью возможного расположения центров вращения кулачка. Это расстояние и будет являться радиусом начальной шайбы . Рассчитаем действительное значение

.

Радиус ролика выбирают, используя следующее соотношение:

.

## Профилирование кулачка

Для центрального кулачкового механизма с прямолинейно движущимся толкателем построение ведут в следующем порядке:

1. Строят окружность минимального радиуса кулачка в масштабе . Центральный угол этой окружности делят радиальными прямыми на фазовые углы поворота кулачка. Фазовые углы, соответствующие движения толкателя, делят на части в соответствии с графиком перемещения толкателя .
2. На полученных радиальных прямых от окружности минимального радиуса откладывают отрезки, равные перемещениям толкателя в соответствующих положениях, выраженные в том же масштабе .
3. Концы отрезков соединяют плавной линией, которая и является теоретическим профилем кулачка. Этот профиль представляет собой траекторию центра ролика в обращенном движении кулачкового механизма.
4. Рабочий профиль кулачка есть эквидистантная прямая отстоящая от теоретического профиля на величине радиуса ролика . Получают его как огибающую окружностей ролика толкателя в каждом положении.

## Проверка передаточных функций

Для проверки выбираем любое положение кулачкового механизма, в котором скорость и ускорение определены однозначно и не равны нулю (4). Планы скоростей и ускорений строятся для заменяющего механизма при этом

.

Для выбранного положения механизма находим центр кривизны, точка *А*. Для чего заменяем хордами участки кривой 3-4 и 4-5. В середине каждой хорды восстанавливаем перпендикуляр. Точка их пересечения и будет центром кривизны. Заменяющий механизм – кривошипно-ползунный, где *ОА* – кривошип, *АВ* – шатун, а в роли ползуна выступает ролик.

Строим планы скоростей и ускорений для заменяющего механизма в вынужденном масштабе:



При повороте плана скоростей на 900 в сторону  передаточная функция легко определяется с плана механизма: . Для положения (4) с диаграммы  . Погрешность графического определения передаточной функции 



Учитывая, что  определим  для положения механизма (4).

.

При повороте плана ускорений на 1800 передаточная функция легко определяется с плана механизма: . Для положения (4) с диаграммы  .

Погрешность графического определения передаточной функции

.

## Выводы

1. Спроектирован кулачковый механизм минимальных размеров , .
2. Проведена проверка передаточных функций. Погрешность , .

# Список литературы

1. М.В. Астахов, Г.И. Насонова. Методические указания к выполнению курсового проекта «Проектирование кулачковых механизмов» – Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 27с.
2. Е.К. Галемин. Методические указания к выполнению курсового проекта «Проектирование планетарного редуктора» – Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 15с.
3. Зубчатые передачи: Методическое пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1980. – 32с.
4. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин, под ред. К.В. Фролова – М.: Высш. шк., 2004. – 458с.
5. Л.Я Рябова, Л.Е. Куликова, под ред. Г.И. Насоновой. Методические указания к выполнению курсового проекта «Динамическое исследование механизмов при установившемся режиме работы» – Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1983. – 48с.
6. Теория механизмов и машин: Учеб. Для втузов/ И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1988. – 640с.
7. 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. – 496с.