1. Устройство и принцип работы машинного агрегата

Машинный агрегат образован последовательным соединением двигателя внутреннего сгорания (ДВС) I, передаточного механизма II и генератора электрического тока III (см. рисунок 1). Одноцилиндровый двигатель внутреннего сгорания служит для преобразования потенциальной энергии продуктов сгорания в механическую работу вращательного движения, которая преобразуется в генераторе в электрическую энергию. Так как угловая скорость вращения ДВС не равна угловой скорости вращения ротора генератора, то между ДВС и генератором установлен передаточный механизм, в виде планетарного зубчатого редуктора.

Рисунок 1 – Схема машинного агрегата

Двигатель внутреннего сгорания (см. рисунок 2) включает кривошипно-ползунный механизм (КПМ) и механизм газораспределения (МГ).

КПМ состоит из кривошипа (коленчатого вала) 1, шатуна 2, ползуна (поршня) 3 и стойки (корпуса) 0. Силой, вызывающей движение поршня является сила давления расширяющихся газов. Механизм газораспределения обеспечивает наполнение рабочих цилиндров свежим зарядом и очистку их от отработанных газов. Основными элементами механизма газораспределения являются впускные и выпускные клапаны 4 и распределительные валы 5 с кулачками 6. Движение к клапану передается через толкатель 7, штангу 8 и коромысло 9. Кулачок взаимодействует с толкателем по средствам ролика, установленного в нижней части толкателя. Движение к распределительному валу 5 от кривошипа 1 может передаваться цепной передачей или набором цилиндрических зубчатых колес.

Рисунок 2 – Схема двигателя внутреннего сгорания

2. Структурный анализ механизмов

2.1 Общие сведения

Выполнение структурного анализа агрегата проводится в следующей последовательности:

1. Разбивка машинного агрегата на простые механизмы, установка их вида и наименования;

2. Определение количества звеньев в механизме, характера их относительного движения, названия звеньев. Выделение входных (ведущих) и выходных (ведомых) звеньев, их нумерация;

3. Определение вида и класса кинематических пар механизма, обозначение и классификация, определение количества пар каждого класса. Вращательные пары, образованные подвижными и неподвижными звеньями обозначают «О» с индексом подвижного звена; образованные подвижными звеньями – первыми буквами латинского алфавита;

4. Расчет числа степеней свободы механизма.

W=3(n-1)-2p5-1p4, (1)

где W-степень подвижности механизма;

n-число звеньев механизма, включая стойку;

p4, p5 –число кинематических пар 4-го и 5-го класса.

Степень подвижности механизма определяет количество звеньев, которым необходимо задать движение, чтобы все остальные звенья двигались по вполне определенным законам.

2.2 Структурный анализ кривошипно-ползунного механизма

КПМ-плоский, четырехзвенный механизм (n=4): звено 0-стойка; 1-кривошип, совершающий вращательное движение; 2-шатун, совершающий сложное плоскопараллельное движение;3-ползун, совершающий возвратно-поступательное движение (см. рисунок 3).

Рисунок 3 – Структурная схема кривошипно-ползунного механизма

Звенья механизма соединены между собой четырьмя кинематическими парами 5 класса. Характеристика кинематических пар кривошипно-ползунного механизма приведена в таблице 1.

Таблица 1 - Характеристика кинематических пар КПМ

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Обозначение | Наименование | Звенья | Класс | Характеристика |
| О1 | Вращательная | Кривошип 1- стойка 0 | 5 | Плоская, низшая |
| А | Вращательная | Кривошип 1- шатун 2 | 5 | Плоская, низшая |
| В | Вращательная | Шатун 2 – ползун 3 | 5 | Плоская, низшая |
| В0 | Поступательная | Ползун 3 – стойка 0 | 5 | Плоская, низшая |

Определяем степень подвижности механизма по формуле 1, где n=4, p4=0, p5=4

W=3(4-1)-24-0=1

Это значит, что в механизме должно быть одно начальное (ведущее) звено- кривошип 1.

При исследовании КПМ выделяем из механизма структурные группы (группы Ассура) и начальный механизм. Группа Ассура – простейшая кинематическая цепь с парами 5-го класса, присоединенная свободными элементами звеньев к стойке и имеющая нулевую степень подвижности. Группа Ассура состоит только из четного числа звеньев. Для плоских механизмов с низшими парами формула групп Ассура имеет вид:

W=3n-2p5, (2)

Для кривошипно-ползунного механизма:

W=32-23=0

Начальный механизм состоит из кривошипа 1, присоединенного к стойке кинематической парой О1. Степень подвижности начального механизма:

W=3(2-1)-21=1

Кривошипно-ползунный механизм является механизмом 2-го класса 2-го порядка.

2.3 Структурный анализ кулачкового механизма

Трехзвенный кулачковый механизм состоит из стойки 0, кулачка 1, толкателя 2, ролика 2’ (см. рисунок 4). Кулачок совершает равномерное вращательное движение с угловой скоростью ωк, толкатель совершает прямолинейное возвратно-поступательное движение со скоростью vА.

Рисунок 4 – Структурная схема кулачкового механизма

Классификация кинематических пар кулачкового механизма приведена в таблице 2.

Таблица 2 - Классификация кинематических пар

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Обозначение | Наименование | Звенья | Класс кинематической пары |
| О1 | Вращательная | Кулачок 1- стойка 0 | 5 |
| А | Кулачковая | Кулачок 1- толкатель 2 | 4 |
| А’ | Вращательная(пассивная) | Ролик 2’- толкатель 2 | 5 |
| В | Поступательная | Толкатель 2- стойка 0 | 5 |

По формуле 1 определяем степень свободы кулачкового механизма:

где n=3;

p4=1;

p5=2.

W=3(3-1)-22-11=1

Для привода кулачкового механизма достаточно одного источника движения.

3. Кинематический анализ и синтез механизмов

Кинематический синтез механизмов сводится к определению основных размеров звеньев по структурным схемам и закономерностям движения. По полученным размерам строятся кинематические схемы механизмов.

Кинематический анализ механизмов сводится к решению следующих задач:

- разметка траектории движения всех звеньев механизма, позволяющая рационально спроектировать корпусные детали механизма;

- определение скоростей характерных точек механизма в различных его положениях, сто позволяет найти кинетическую энергию всех подвижных звеньев механизма;

- определение ускорений характерных точек механизма для последующего нахождения силы инерции звеньев.

Результаты аналитического анализа используют при динамическом исследовании агрегата.

3.1 Кривошипно-ползунный механизм

3.1.1 Кинематический синтез центрального кривошипно-ползунного механизма

Определяем ход поршня, h0,, м:

h0=, (3)

где vср – средняя скорость движения поршня, м/с;

n1 – частота вращения коленчатого вала, об/мин.

h0=м

Определяем радиус кривошипа, r, м:

r=h0/2, (4)

r=0,128/2=0,064 м

Определяем длину шатуна, l, м:

l=r/ λ, (5)

l=0,064х4,8=0,307 м

По известным размерам звеньев вычерчиваем кинематическую схему КПМ.

Определяем масштабный коэффициент длин, μl, м/мм:

μl=, (6)

где rист – истинное значение радиуса кривошипа, м;

О1А – отрезок на чертеже, отображающий ход поршня, мм.

μl= м/мм

3.1.2 Анализ кривошипно-ползунного механизма

3.1.2.1 Графический метод планов

Угол поворота кривошипа О1Аi разбиваем на 12 частей. За начало отсчета принимаем положение кривошипа и шатуна, соответствующее нижней мертвой точке ползуна. Из точек Аi циркулем отмеряем расстояние равное длине шатуна АВ в масштабе и на линии движения ползуна делаем засечки. Соединив точки Аi с соответствующими точками Вi,, получаем промежуточные положения шатуна.

Определяем положение ползуна в соответствующих точках, SBi, м:

SBi=, (7)

где SBi – положение ползуна на чертеже:

SB1=7 мм, SB2=28 мм, SB3=56 мм, SB4=91 мм, SB5=117 мм, SB6=128 мм.

SB1=7х10-3=0,007 м

SB2=0,028 м, SB3=0,056 м, SB4=0,91 м, SB5=0.117 м, SB6=0,128 м

На плане положений отмечаем точку S1, соответствующую положению центра тяжести кривошипа из соотношения ; точку S2,- центр тяжести шатуна из соотношения .

Для двенадцати положений КПМ необходимо построить совмещенные планы скоростей и ускорений.

Так как звено О1А совершает вращательное движение, то траекторией точки А является окружность с центром в точке О1.. Вектор скорости точки А направлен перпендикулярно радиусу О1А, в сторону вращения кривошипа.

Определяем скорость точки А, vAм/с:

vA=ω1r=const, (8)

где ω1 – угловая скорость кривошипа, рад/с.

ω1=, (9)

где n1 – частота вращения коленчатого вала, м/с.

ω1= рад/с

vA=293,070,064=18,75 м/с

На чертеже строим вектор скорости vA, в виде отрезка pva=93,75 мм из полюса pv плана скоростей.

Определяем масштаб плана скоростей, μv, :

μv=, (10)

μv=

Ползун совершает возвратно-поступательное движение, вектор скорости точки В направлен параллельно линии перемещения ползуна. Связь между скоростями точек А и В ползуна выражается векторным уравнением:

 vВ=vА+vВА, (11)

где vВ – вектор абсолютной скорости точки В;

vА – вектор скорости переносного движения полюса;

vВА – вектор относительной скорости точки В по отношению к точке А.

Вектор vВА направлен перпендикулярно текущему положению шатуна. На плане скоростей (чертеж ЧГУ.С.КП.150404.00.0.00.01) проводим этот вектор из точки а вектора до линии действия скорости ползуна для всех 12 положений. На пересечении линий действия скоростей vВА и vВ находим точку Вi.

Определяем скорость точки В, м/с:

vВi =μv, (12)

vВ1=0,236=7,2 м/с

Определяем относительную скорость точки В относительно полюса-точки А, м/с:

vВАi =μv, (13)

vВА1 =0,283=16,6 м/с

Определяем угловую скорость шатуна, w2, рад/с:

w2i=vВАi /l, (14)

w2 1 =16,6 /0,307=54,07 рад/с

Определяем абсолютную скорость центра тяжести кривошипа, vS1,,м/с:

vS1= vА, (15)

vS1= 18,750,4=7,5 м/с

Определяем абсолютную скорость центра тяжести шатуна, vS2,,м/с:

vS2i= μv, (16)

vS21= 0,262=12,4 м/с

Результаты планов скоростей представим в виде таблицы 3.

Таблица 3 – Результаты планов скоростей КПМ

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номерположения | vA, м/с | vВ,м/с | vВА,м/с | w2, рад/с | vS1, м/с | vS2,м/с |
| 0 | 18,75 | 0 | -18,75 | -61 | 7,5 | 0 |
| 1 | 18,75 | 7,2 | -16,2 | -52,7 | 7,5 | 12,4 |
| 2 | 18,75 | 14,4 | -9,4 | -30,6 | 7,5 | 16 |
| 3 | 18,75 | 18,75 | 0 | 0 | 7,5 | 18,75 |
| 4 | 18,75 | 17,4 | 9,4 | 30,6 | 7,5 | 17,6 |
| 5 | 18,75 | 10,4 | 16,2 | 52,7 | 7,5 | 13,6 |
| 6 | 18,75 | 0 | 18,75 | 61 | 7,5 | 0 |
| 7 | 18,75 | -11,2 | -16,2 | -52,7 | 7,5 | -13,6 |
| 8 | 18,75 | -18 | -9,4 | -30,6 | 7,5 | -17,6 |
| 9 | 18,75 | -18,75 | 0 | 0 | 7,5 | -18,75 |
| 10 | 18,75 | -14 | 9,4 | 30,6 | 7,5 | -16, |
| 11 | 18,75 | -7,2 | 16,2 | 52,7 | 7,5 | -12,4 |
| 12 | 18,75 | 0 | -18,75 | -61 | 7,5 | 0 |

Построение плана ускорений начинаем с вычисления ускорения точки А.

Полное ускорение точки А складывается из нормального аnАО1 и касательного аtАО1 ускорений:

аАО1=аnАО1+аtАО1, (17)

Определяем нормальное ускорение, аnАО1, м/с2:

аnАО1= vA ω1, (18)

аnАО1= 18,75293,07=5495,06 м/с2

Касательное ускорение определяется по формуле, м/с2:

аtАО1=ε1r, (19)

где ε1- угловое ускорение кривошипа, с-2.

При равномерном вращении кривошипа ε1==0

Следовательно ускорение аАО1=аnАО1=5495,06 м/с2

На плане ускорений строим вектор аАО1=110 мм из полюса pa параллельно текущему положению кривошипа в направлении от точки А к точе О1.

Определяем масштаб плана ускорений, μа, :

μа= аnАО1/paa, (20)

μа= 5495,06/110=50

Определяем вектор ускорения точки В:

аВ= аА+аnВА+аtВА, (21)

где аnВА- нормальная составляющая относительного ускорения движения точки В шатуна по отношению к точке А кривошипа.

Направлен параллельно положению шатуна от точки В к точке А;

аtВА- касательная составляющая относительного ускорения аВА, направлен перпендикулярно вектору нормального ускорения

Определяем ускорение аnВА, м/с2:

аnВАi= v2ВАi/l, (22)

аnВА1= 16,22/0,307=854,85 м/с2

Определяем чертежное значение длины вектора аnВАi, мм:

аа1= аnВА1/ μа, (23)

аа1= 854,85/ 50=17,1 мм

Из точки а строим вектор аа1 параллельно текущему положению шатуна в направлении от точки Вi к точке Аi. Через точку а1 проводим линию действия касательного ускорения аtВi,, перпендикулярно данному положению шатуна до пересечения с линией перемещения ползуна - точка в.

Определяем ускорение точки В, аВ, м/с2:

аВi= μаpaв, (24)

аВ1= 5084=4200 м/с2

Определяем касательное ускорение шатуна, аtВА, м/с2:

аtВА= μаа1в, (25)

аtВА1= 5054=2700 м/с2

Соединяем точки а и в вектором ав, получаем полное ускорение аВА, точки В в относительном движении к полюсу точке А:

аВА1= μаав, (26)

аВА1= 5052=2600 м/с2

Определяем ускорение центра тяжести кривошипа, аS1,м/с2:

аS1= μарS1, (27)

аS1= 5044=2200 м/с2

Определяем ускорение центра тяжести шатуна, аS2, м/с2:

аS2= μарS2, (28)

аS2= 5095=4750 м/с2

Определяем угловое ускорение шатуна, ε2, с-2:

ε2=аtВА/l, (29)

ε2=2700/0,307=8795 с-2

Результаты планов ускорений представим в виде таблицы 4

Таблица 4 - Результаты планов ускорений

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № положения | аА, м/с2 | аnВАi, м/с2 | аВ,, м/с2 | аtВА, м/с2 | ε2, с-2 | аS1, м/с2 | аS2, м/с2 |
| 0 | 5495,06 | 5500 | 4200 | 0 | 0 | 2200 | 0 |
| 1 | 5495,06 | 854,85 | 4200 | 2700 | 8795 | 2200 | 4750 |
| 2 | 5495,06 | 287,8 | 3200 | 4700 | 15309,45 | 2200 | 4100 |
| 3 | 5495,06 | 0 | 1200 | 5700 | 18566,78 | 2200 | 3300 |
| 4 | 5495,06 | 287,8 | 2250 | 4700 | 15309,45 | 2200 | 3750 |
| 5 | 5495,06 | 854,85 | 5150 | 2700 | 8795 | 2200 | 5150 |
| 6 | 5495,06 | 5500 | 5950 | 0 | 0 | 2200 | 0 |
| 7 | 5495,06 | 854,85 | 5150 | 2700 | 8795 | 2200 | 5150 |
| 8 | 5495,06 | 287,8 | 2250 | 4700 | 15309,45 | 2200 | 3750 |
| 9 | 5495,06 | 0 | 1200 | 5700 | 18566,78 | 2200 | 3300 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № положения | аА, м/с2 | аnВАi, м/с2 | аВ,, м/с2 | аtВА, м/с2 | ε2, с-2 | аS1, м/с2 | аS2, м/с2 |
| 10 | 5495,06 | 287,8 | 3200 | 4700 | 15309,45 | 2200 | 4100 |
| 11 | 5495,06 | 854,85 | 4200 | 2700 | 8795 | 2200 | 4750 |
| 12 | 5495,06 | 4200 | 4200 | 0 | 0 | 2200 | 0 |

3.1.2.2 Аналитический метод

В основе аналитического метода лежат дифференциальные зависимости между перемещением, скоростью и ускорением.

Определяем перемещение ползуна, м:

ХВi=(1-)l+r, (30)

ХВ0= м

Текущее значение перемещений ползуна, м:

ХВ0=l-r, (31)

ХВ0=0,307-0,064=0,243 м

SBi=ХВi-ХВ0, (32)

SB0=0,243-0,243=0

Определяем скорость ползуна, м/с:

vВi== v’Вi+ v’’Вi, (33)

где v’Вi – первая гармоническая составляющая скорости точки В:

v’Вi=r, (34)

v’В0= м/с

v’’Вi –вторая гармоническая составляющая скорости точки В:

v’’Вi=-, (35)

v’’Вi0=-=0 м/с

vВi=0+0=0 м/с

Определяем ускорение ползуна, м/с2:

аВi=а’Вi+а’’Вi, (36)

где а’Вi – первая гармоническая составляющая точки В:

а’Вi= r, (37)

а’В0= м/с2

а’’Вi – вторая гармоническая составляющая точки В:

а’’Вi=-, (38)

а’’В0=- м/с2

аВi=5496,96-1145,2=4351,8 м/с2

Результаты расчетов перемещений, скоростей и ускорений для всех положений представим в виде таблицы 5.

Таблица 5 – Результаты расчетов аналитическим методом

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № положения | ХВi,м | SBi,м | vВi,м/с | v’Вi,м/с | v’’Вi,м/с | аВi,м/с2 | а’Вi,м/с2 | а’’Вi,м/с2 |
| 0 | 0,2430 | 0 | 0 | 0 | 0 | 4351,80 | 5496,96 | -1145,2 |
| 1 | 0,2502 | 0,0072 | 7,610 | 9,380 | -1,69 | 4187,77 | 4760,37 | -572,6 |
| 2 | 0,2703 | 0,0273 | 14,550 | 16,240 | -1,69 | 3321,08 | 2748,48 | 572,6 |
| 3 | 0,3007 | 0,0577 | 18,756 | 18,756 | 0 | 1145,20 | 0 | 1145,2 |
| 4 | 0,3340 | 0,0910 | 17,930 | 16,240 | 1,69 | -2175,8 | -2748,48 | 572,6 |
| 5 | 0,3610 | 0,1180 | 11,070 | 9,380 | 1,69 | -5333,0 | -4760,37 | -572,6 |
| 6 | 0,3710 | 0,1280 | 0 | 0 | 0 | -6242,2 | -5496,96 | -1145,2 |
| 7 | 0,3610 | 0,1180 | -11,07 | -9,38 | -1,69 | -5333,0 | -4760,37 | -572,6 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № положения | ХВi,м | SBi,м | vВi,м/с | v’Вi,м/с | v’’Вi,м/с | аВi,м/с2 | а’Вi,м/с2 | а’’Вi,м/с2 |
|  8 | 0,3340 | 0,0910 | -17,930 | -16,240 | -1,69 | -2175,8 | -2748,48 | 572,6 |
| 9 | 0,3007 | 0,0577 | -18,756 | -18,756 | 0 | 1145,2 | 0 | 1145,2 |
| 10 | 0,2703 | 0,0273 | -14,55 | -16,240 | 1,69 | 3321,08 | 2748,48 | 572,6 |
| 11 | 0,2502 | 0,0072 | -7,610 | -9,380 | 1,69 | 4187,77 | 4760,37 | -572,6 |
| 12 | 0,2430 | 0 | 0 | 0 | 0 | 4351,80 | 5496,96 | -1145,2 |

Определяем погрешности метода планов, , %:

v=, (39)

v1=

а=, (40)

а1=

Результаты погрешностей представим в виде таблицы 6

Таблица 6 – Погрешности метода планов

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № положениия | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| vi, % | 0 | 5,3 | 1,03 | 0,03 | 2,96 | 5,4 | 0 |
| аi, % | 3,48 | 0,3 | 3,6 | 4,7 | 3,4 | 3,43 | 5,53 |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № положениия | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| vi, % | 0,45 | 0,4 | 0,03 | 3,8 | 5,3 | 0 |
| аi, % | 3,43 | 3,4 | 4,7 | 3,6 | 0,3 | 3,48 |

3.1.2.3 Метод кинематических диаграмм

Графический способ кинематического анализа методом кинематических диаграмм заключается в построении графиков перемещений, скоростей и ускорений от угла поворота начального звена.

Для построения диаграммы перемещений ползуна откладываем на оси абсцисс отрезок длиной 240 мм, выражающий один оборот кривошипа (2) и делим на 12 равных частей. От точек 1, 2, 3… откладываем ординаты, соответствующие расстояниям, проходимые точкой В ползуна от начала отсчета.

Определяем масштаб угла поворота, φ, 1/мм:

φ=2/х, (41)

φ=2/240=/120

Определяем масштаб перемещений,S, м/мм:

S=0,128/64=210-3 м/мм

Диаграмму скоростей строим дифференцированием диаграммы перемещений методом хорд. Криволинейные участки диаграммы перемещений заменяем хордами 0-1’, 1’-2’, 2’-3’…. Строим систему координат v=f(t), слева от начала координат откладываем полюсное расстояние Н1=40 мм, отмечаем полюс диаграммы скоростей рv, из которого проводим лучи, параллельные хордам на диаграммы перемещений. На пересечении этих лучей с осью ординат получаем точки 1’, 2’,… Из этих точек проводим горизонтальные лучи до пересечения с вертикальными прямыми, опущенными из середин хорд на диаграмме перемещений. Полученные точки 1 ”, 2”, … соединяем плавной кривой, получаем диаграмму изменения скорости точки В ползуна. На диаграмме отмечаем точки 1, 2, 3,…, соответствующие положениям кривошипа.

Определяем масштаб диаграммы скоростей, :

μv=, (42)

μv=

Результаты измерений скорости ползуна заносим в таблицу 7.

Таблица 7 – Скорость ползуна

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № положения | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| vВi, м/с | 0 | 7,84 | 14,56 | 19,04 | 16,89 | 11,2 | 0 |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № положения | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| vВi, м/с | -11,2 | -16,8 | -19,04 | -14,56 | -7,84 | 0 |

Диаграмму ускорения ползуна от угла поворота кривошипа получаем аналогичным способом, дифференцируя диаграмму скоростей. Откладываем полюсное расстояние диаграммы ускорений Н2=40 мм.

Определяем масштаб диаграммы ускорений, :

μа=, (43)

μа=

Результаты измерений ускорения ползуна заносим в таблицу 8.

Таблица 8 – Ускорение ползуна

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № положения | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| аВi,, м/с2 | 4547,2 | 4233,6 | 3292,8 | 1097,6 | -2273,6 | -5174,4 | -5958,4 |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № положения | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| аВi,, м/с2 | -5174,4 | -2273,6 | 1097,6 | 3292,8 | 4233,6 | 4547,2 |

Определяем погрешности метода кинематических диаграмм, , %:

v=,

v1=

а=,

а1=

Результаты погрешностей представим в виде таблицы 9

Таблица 9 – Погрешности метода кинематических диаграмм

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № положения | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| vi, % | 0 | 3 | 0,07 | 1,5 | 5,8 | 1,2 | 0 |
| аi, % | 4,5 | 1,1 | 0,85 | 4,1 | 4,5 | 2,97 | 4,5 |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № положения | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| vi, % | 1,2 | 5,8 | 1,5 | 0,07 | 3 | 0 |
| аi, % | 2,97 | 4,5 | 4,1 | 0,85 | 1,1 | 4,5 |

3.2 Кулачковый механизм

3.2.1 Кинематический синтез кулачкового механизма

Кулачковый механизм предназначен для привода выпускных клапанов. Так как двигатель внутреннего сгорания четырехтактный, то угловая скорость кулачка должна быть в два раза медленнее, чем кривошипа, что обеспечивается зубчатой передачей.

к=1/21, (44)

к=1/2293,07=146,54 с-1

Задачей синтеза кулачкового механизма является определение радиусов и профильных углов кулачка по известному закону движения и допустимому углу давления max.

3.2.1.1 Определение минимального радиуса кулачка

Минимальный радиус кулачка определяется из рассмотрения передаточной функции кулачкового механизма.

На чертеже ЧГУ.С.КП.150404.00.00.02 строим систему координат S2=f(S’2), по оси ординат откладываем приращение перемещения толкателя S2i в масштабе μS2. По оси абсцисс откладываем значения аналога скорости толкателя в масштабе μS2 для перемещения S2i, рассчитанного для десяти положений.

Определяем перемещение толкателя, S2i, мм:

S2i=2Sмахni2, (45)

S2i=4Sмах(), (46)

S21=260,01=0,12 мм

Определяем аналог скорости, S’2i,, мм:

S’2i=, (47)

S’2i=, (48)

где φУ –значение угла поворота кулачка на фазе удаления:

φУ=0,925 рад.

S’21=рад

Значения для остальных положений представим в таблице 10

Таблица 10 – Значения перемещения и аналога скорости толкателя

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ni | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 |
| S2i мм | 0,12 | 0,48 | 1,08 | 1,92 | 3,00 | 4,08 | 4,92 | 5,52 | 5,88 | 6,00 |
| S’2i, мм | 2,60 | 5,19 | 7,78 | 10,38 | 12,97 | 10,38 | 7,78 | 5,19 | 2,60 | 0 |

Определяем масштаб передаточной функции кулачка, м/мм:

м/мм

Определяем длины отрезков перемещений и аналогов скоростей, мм:

 мм

 мм

Таблица 11 – Длины отрезков перемещений и аналогов скоростей

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ni | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 |
| S2i мм | 1,2 | 4,8 | 10,8 | 19,2 | 30,0 | 40,8 | 49,2 | 55,2 | 58,8 | 60,0 |
| S’2i, мм | 26,0 | 51,9 | 77,8 | 103,8 | 129,7 | 103,8 | 77,8 | 51,9 | 26,0 | 0 |

На фазе удаления толкателя полученные точки соединяем плавной кривой. Под углом min - к горизонтальной оси проводим касательную прямую АВ к полученной плавной кривой.

min=90-max, (49)

min=90-30=600

В этом случае минимальный радиус кулачка

Rmin=м.

Рекомендуемое значение минимального радиуса кулачка Rmin=15 мм. Требуется определить величину смещения толкателя при заданном угле давления max. Размахом циркуля 15 мм в масштабе делаем засечку на линии АВ, получаем точку О1, отстоящую от вертикальной линии на величину расстояния смещения толкателя в масштабе:

е=е, (50)

е= м

3.2.1.2 Построение профиля кулачка

Зная зависимость перемещения толкателя от угла поворота кулачка S2=f(φ) можно построить теоретический, а затем действительный профили кулачка кулачкового механизма с роликовым толкателем. Профиль кулачка строим в полярной системе координат.

Определяем текущий радиус кулачка, мм:

ri=, (51)

где е=2,8 мм – эксцентриситет кулачка.

, (52)

r1=мм

Таблица 13 – Параметры кулачка

|  |  |
| --- | --- |
| Параметр | Участок удаления толкателя, φУ |
| i | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| φi, град | 5,3 | 10,6 | 15,9 | 21,2 | 26,5 | 31,8 | 37,1 | 42,4 | 47,7 | 53 |
| Si, мм | 0,12 | 0,48 | 1,08 | 1,92 | 3,0 | 4,08 | 4,92 | 5,52 | 5,88 | 6,0 |
| ri, мм | 15,12 | 15,46 | 16,08 | 16,9 | 17,96 | 19,02 | 19,85 | 20,44 | 20,8 | 20,9 |
| φi, град | 5,3 | 5,3 | 5,3 | 5,3 | 5,3 | 5,3 | 5,3 | 5,3 | 5,3 | 5,3 |

|  |  |
| --- | --- |
| Параметр | Участок приближения толкателя, φп |
| i | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 |
| φi, град | 53 | 47,7 | 42,4 | 37,1 | 31,8 | 26,5 | 21,2 | 15,9 | 10,6 | 5,3 |
| Si, мм | 6,0 | 5,88 | 5,52 | 4,92 | 4,08 | 3,0 | 1,92 | 1,08 | 0,48 | 0,12 |
| ri, мм | 20,9 | 20,8 | 20,44 | 19,85 | 19,02 | 17,96 | 16,9 | 16,08 | 15,46 | 15,12 |
| φi, град | 5,3 | 5,3 | 5,3 | 5,3 | 5,3 | 5,3 | 5,3 | 5,3 | 5,3 | 5,3 |

Определяем масштаб построения кулачкового механизма, м/мм:

, (53)

м/мм

Строим окружность радиусом, равным эксцентриситету кулачка в масштабе с центром в точке О1. Из центра О1 проводим окружность радиусом Rmin в масштабе, под углом φi из точки О1 откладываем центральные лучи до пересечения с окружностью эксцентриситета –точкой Вi. Из точки Вi откладываем лучи под углом φi, на которых делаем засечки, соответствующие радиус-векторам ri в масштабе. Получаем точки теоретического профиля кулачка Кi, которые соединяем плавной кривой.

Определяем радиус ролика, мм:

RР=, (54)

RР=мм

Из точек Кi проводим окружности радиусом RР в масштабе построения. Внутренняя огибающая окружностей, описанных радиусом ролика, образует действительный профиль кулачка. Вычерчиваем положение роликового толкателя, соответствующее максимуму скорости толкателя на фазе удаления φ= φУ/2.

График передаточной функции позволяет графически получить значения углов передачи. Значения углов давления от перемещения φ представим в таблице 14 и построим диаграмму изменения углов давления =f(φ) на фазе удаления роликового толкателя.

Таблица 14 – Зависимость угла давления от перемещения φ



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| n | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| φ, град | 0 | 5,3 | 10,6 | 15,9 | 21,2 | 26,5 | 31,8 | 37,1 | 42,4 | 47,7 | 53 |
| , град | -10 | -1 | 9 | 17 | 24 | 30 | 21 | 14 | 6 | -1 | -7 |

3.2.2 Кинематический анализ кулачкового механизма

3.2.2.1 Метод кинематических диаграмм

Определяем скорость толкателя, м/с:

v2i=S’2i, (55)

v21=м/с

Определяем ускорение толкателя, м/с2:

а2i=S’’2, (56)

где S’’2 – аналог ускорения, м/с2:

S’’2=, (57)

S’’2=м/с2

а2=м/с2

Толкатель движется по равнопеременному закону изменения ускорения.

Скорость и ускорение для остальных фиксированных углов приводим в таблице 15.

Таблица 15 – Значения скорости, ускорения и перемещения толкателя

|  |
| --- |
| Участок удаления роликового толкателя |
| n | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| φi, рад | 0 | 0,0925 | 0,185 | 0,2775 | 0,370 | 0,4625 | 0,555 | 0,6475 | 0,74 | 0,8325 | 0,925 |
| v2i, м/с | 0 | 0,38 | 0,76 | 1,14 | 1,52 | 1,9 | 1,52 | 1,14 | 0,76 | 0,38 | 0 |
| а2, м/с2 | 0 | 601,35 | 601,35 | 601,35 | 601,35 | 601,35 | -601,35 | -601,35 | -601,35 | -601,35 | 0 |
| S2, мм | 0 | 0,12 | 0,48 | 1,08 | 1,92 | 3,0 | 4,08 | 4,92 | 5,52 | 5,88 | 6 |

|  |
| --- |
| Участок приближения роликового толкателя |
| n | 10 | 9 | 8 | 7 | 6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 1 | 0 |
| φi, рад | 0,925 | 0,8325 | 0,74 | 0,6475 | 0,555 | 0,4625 | 0,370 | 0,2775 | 0,185 | 0,925 | 0 |
| v2i, м/с | 0 | -0,38 | -0,76 | -1,14 | -1,52 | -1,9 | -1,52 | -1,14 | -0,76 | -0,38 | 0 |
| а2, м/с2 | 0 | -601,35 | -601,35 | -601,35 | -601,35 | 601,35 | 601,35 | 601,35 | 601,35 | 601,35 | 0 |
| S2, мм | 6 | 5,88 | 5,52 | 4,92 | 4,08 | 3,0 | 1,92 | 1,08 | 0,48 | 0,12 | 0 |

Масштаб угла поворота, рад/мм:

рад/мм

Масштаб ускорения толкателя, :

Масштаб скорости толкателя, :

Масштаб перемещения толкателя, м/мм:

м/мм

Строим диаграммы в указанных масштабах.

3.2.2.2 Метод планов

План скоростей строится для положения, соответствующего максимальной скорости толкателя. Целью построения плана скоростей является определение максимального угла давления графическим способом и сравнение его с заданным значением.

При построении плана скоростей применим векторное уравнение:

v К = vКе+ vКr, (58)

где v К – абсолютная скорость толкателя;

vКе – скорость центра ролика в переносном движении;

vКr – скорость точки К в относительном движении по отношению к кулачку.

v К направлен параллельно линии перемещения толкателя, vКе направлен перпендикулярно текущему положению радиус-вектора точки в строну вращения кулачка. vКr параллелен касательной tt к профилю кулачка в точке контакта толкателя с кулачком.

Определяем величину скорости vКе, м/с:

vКе=О1К, (59)

где О1К – радиус-вектор кулачка, м:

О1К= О1К, (60)

О1К= м

vКе=м/с

Вычисляем масштаб плана скоростей, :

, (61)

где рvk’– длина отрезка на чертеже, выражающая скорость точки К;

рvk’=70 мм.

Через точку к’ проводим вектор относительной скорости параллельно прямой tt. Из полюса рv плана скоростей проводим вектор скорости толкателя, на пересечении получаем точку к.

Определяем значение скорости толкателя, м/с:

v К = рvk, (61)

v К = м/с

Проецируем полюс плана скоростей на вектор относительной скорости, получаем значение максимального угла давления max.

max=320

Определяем погрешности, %:

4. Уравновешивание сил инерции кривошипно-ползунного механизма

Уравновешивание сил инерции КПМ производится с целью устранения переменных воздействий на опоры коленчатого вала, корпус и фундамент и осуществляется с помощью противовесов, устанавливаемых на подвижные звенья. Для полного статического уравновешивания КПМ противовесы ставят как на кривошип, так и на шатун, добиваясь постоянства положения центра масс всех подвижных звеньев относительно стойки. Такое расположение противовесов приводит к увеличению габаритов механизма, масс подвижных звеньев и динамических усилий в кинематических парах. Поэтому противовес устанавливают только на кривошип (см. рисунок 6).

Рисунок 6 – Схемы статического уравновешивания сил инерции в кривошипно-ползунном механизме.

Так как кривошип выполнен в форме коленчатого вала, то противовесы устанавливаются на продолжении обеих щек коленчатого вала.

Определяем массу противовеса, кг:

, (77)

где mA – замещающая масса, сосредоточенная в шарнирной точке А,кг:

, (78)

где mB – замещающая масса, сосредоточенная в шарнирной точке В, кг:

, (79)

где m1, m2, m3 - массы кривошипа, шатуна, ползуна, кг:

m1=(0,4…0,5)m3

m2=(1,0…2,0)m3

m3=(0,01…0,02)SП

где SП – площадь поршня, см2:

SП=, (80)

где D – диаметр поршня, см:

D=мм=см

SП=см2

m3=кг

m2=кг

m1=кг

кг

кг

кг

При частичном уравновешивании КПМ полностью уравновешена центробежная сила инерции вращающейся массы mА, и остается неуравновешенной вторая гармоническая составляющая силы инерции:

, (81)

Н

Определяем первую гармоническую составляющую силы инерции, Н:

, (82)

Н

Первую и вторую гармоническую составляющую для остальных положений приводим в таблице 17.

Таблица 17 – Гармонические составляющие сил инерции

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| φi | 0 | 30 | 60 | 90 | 120 | 150 | 180 |
| P’B | -3592,26 | -3111 | -1796,13 | 0 | 1796,13 | 3111 | 3592,26 |
| P”B | -1496,78 | -748,4 | 748,4 | 1496,78 | 748,4 | -748,4 | -1496,78 |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| φi | 210 | 240 | 270 | 300 | 330 | 360 |
| P’B | 3111 | 1796,13 | 0 | -1796,13 | -3111 | -3592,26 |
| P”B | -748,4 | 748,4 | 1496,78 | 748,4 | -748,4 | -1496,78 |

Гармонические составляющие сил инерции передаются на опоры коленчатого вала и фундамент, вызывая вибрацию машинного агрегата. Амплитуда колебаний фундамента уменьшается в два раза по сравнению с тем случаем, когда первая гармоника силы инерции возвратно-поступательно движущейся массы ползуна полностью неуравновешенна.

5. Расчет махового колеса

Идеальное постоянство угловой скорости вращения кривошипа недостижимо вследствие конструктивных особенностей машины, режимов ее движения и технологическими процессами, вызывающими непрерывное колебание угловой скорости кривошипа.

При периодических колебаниях угловой скорости коэффициент неравномерности вращения кривошипа обеспечивают путем установки на один из валов махового колеса, являющегося аккумулятором энергии.

Проектирование махового колеса заключается в определении величины момента инерции, при котором будет обеспечен заданный коэффициент , а также его основных размеров.

При определении момента инерции махового колеса методом касательных усилий не учитываются дополнительные силы инерции, вызванные неравномерностью вращения ведущего звена. Этот метод применим при расчете маховых колес для тихоходных машин при коэффициенте 1/15. При 1/15 расчет производится по диаграмме кинетической энергии.

Для определения причин неравномерности вращения звена приведения строят графики приведенных моментов движущих сил и сил сопротивления. К движущим силам относят силы давления газов, действующих на поршень; силы веса подвижных звеньев КПМ не учитываются.

Приведенный момент сил движущих, Нм:

, (82)

где Рi – движущая сила (сила давления на поршень):

, (83)

где Dц – диаметр цилиндра, равный диаметру поршня D, м;

рi – давление воздуха в цилиндре, Па.

Диаметр поршня, м:

D=h0/(h0/D), (84)

D=0,128/1,5=0,0853 м

Рабочий процесс четырехтактного двигателя внутреннего сгорания состоит из 4 тактов – расширения, выхлопа, всасывания, сжатия – осуществляется за 2 полных оборота коленчатого вала. Полный период равен .

Диаграмма строится с такта расширения. По оси абсцисс в масштабе , м/мм, четыре участка, соответствующих ходу поршня , мм. На каждом участке отмечаем точки из технического задания.

Определяем масштаб , м/мм:

м/мм

Из полученных точек проводим ординаты, на которых откладываем в выбранном масштабе , МПа/мм, величины давления газа pi, мм:

, (85)

Определяем масштаб , МПа/мм:

, (86)

 МПа/мм

Таблица 18 – Давление газа в цилиндре, рi

|  |  |
| --- | --- |
| Относительное перемещение поршня  | Давление газа, МПа |
| Расширение | Выхлоп | Всасывание | Сжатие |
| 0,00 | 23,2 | 0,8 | 0,8 | 23,2 |
| 0,05 | 80 | 0,8 | -0,8 | 16 |
| 0,20 | 40 | 0,8 | -0,8 | 8 |
| 0,40 | 23,2 | 0,8 | -0,8 | 3,2 |
| 0,60 | 15,2 | 0,8 | -0,8 | 1,2 |
| 0,80 | 11,2 | 0,8 | -0,8 | 0 |
| 1,00 | 4 | 4 | -0,8 | -0,8 |

Ординаты индикаторной диаграммы измеряются от атмосферной линии. Диаграмма выражает закон изменения избыточного давления в цилиндре от хода поршня. Позволяет определить силы давления на поршень в любой момент времени. Разбиваем отрезок на оси абсцисс 0φ, выражающий 4 такта работы ДВС на 24 равных отрезка, определяем давление в соответствующих точках, МПа:

рi=pi, (87)

Полученные значения давления представим в таблице 19.

Таблица 19 – Давление газа в цилиндре, рi

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| i | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| рi, МПа | 0,899 | 1,86 | 1,046 | 0,7 | 0,5 | 0,38 | 0,155 | 0,035 | 0,031 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| i | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |
| рi, МПа | 0,031 | 0,031 | 0,031 | 0,031 | -0,031 | -0,031 | -0,031 | -0,031 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| i | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 |
| рi, МПа | -0,031 | -0,031 | -0,02 | 0,038 | 0,078 | 0,155 | 0,38 | 0,899 |

Определяем движущую силу, Рi, Н:

, (88)

 Н

Значения Рi для остальных положений приводим в таблице 20.

Таблица 20 – Значение сил движущих

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| i | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Рi, Н | 5134,85 | 10623,82 | 5974,5 | 3998,2 | 2855,87 | 2170,46 | 885,32 | 200 | 177,1 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| i | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |
| Рi, Н | 177,1 | 177,1 | 177,1 | 177,1 | -177,1 | -177,1 | -177,1 | -177,1 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| i | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 |
| Рi, Н | -177,1 | -177,1 | 114,23 | 217 | 445,51 | 885,32 | 2170,5 | 5134,85 |

Приведенный момент движущих сил, Нм:

Нм

Значения Мпр дi для остальных положений приводим в таблице 21.

Таблица 21 – Значения приведенного момента движущих сил

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| i | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Мпр i Нм | 0 | 278,76 | 296,62 | 255,88 | 174,72 | 82 | 0 | -7,6 | -10,8 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| i | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |
| Мпр i Нм | -11,33 | -8,8 | -4,65 | 0 | -4,65 | -8,8 | -11,33 | -10,8 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| i | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 |
| Мпр i Нм | -6,7 | 0 | -5,45 | -13,3 | -28,5 | -44 | -57 | 0 |

По полученным значениям Мпр.д. строим график приведенного движущего момента. По оси абсцисс откладываем в масштабе , рад/мм, отрезок, соответствующий углу поворота коленчатого вала. Разбиваем отрезок на 24 части и из соответствующих точек откладываем в масштабе Нм/мм значения приведенного момента сил движущих.

На участке, соответствующему такту расширения, момент движущих сил – положительная величина На участках, соответствующих тактам выхлопа, всасывания и сжатия – отрицательная величина. Запас кинетической энергии, полученный за время расширения, расходуется в процессе трех последующих тактов.

Диаграмму приведенного момента сил сопротивления Мпр.п.с. (см. чертеж ЧГУ.С.КП.150404.00.00.04) строим как среднее арифметическое Мпр. ср., Нм:

, (89)

Мпр.ср.=35,67 Нм

Угловая скорость звена приведения в точке «а» принимает минимальное, а в точке «в» максимальное значения. Для уменьшения неравномерности вращения звена приведения устанавливаем маховик.

Определяем момент инерции маховика, кгм2:

, (90)

где -избыточная площадь, мм2;

=3954 мм2;

-коэффициент неравномерности;

-угловая скорость коленчатого вала, рад/с;

-масштабный коэффициент работ, (Нм)/мм2:

, (91)

Нм/мм2

Приведенный к звену приведения момент инерции всех подвижных звеньев, кгм2:

Jпр=JК+JP+JГ, (92)

где JК=0,05 кгм2 – приведенный к звену приведения момент инерции КПМ, зависит от угла поворота;

JК – приведенный к звену приведения момент инерции планетарного редуктора, постоянен, в виду малости величины можно пренебречь;

JГ=0,02 кгм2 – приведенный к звену приведения момент инерции ротора генератора.

Jпр=0,05+0,02=0,07 кгм2

кгм2

Определяем маховый момент маховика:

mD2М=4JМ, (93)

Принимаем диаметр окружности маховика DМ=0,2 м.

Определяем массу маховика, кг:

m=,

m=кг

Определяем ширину обода, м:

в=, (94)

в=м

Определяем толщину обода, м:

с=0,4в, (95)

с=0,40,036=0,0144 м

Определяем масштаб построения схемы махового колеса, м/мм:

м/мм

6. Силовой анализ кривошипно-ползунного механизма

6.1 Кинетостатический расчет без учета сил трения методом построения планов сил

В задачу силового анализа методом построения планов сил входит определение реакций в шарнирах и опорах, уравновешивающего момента.

Кривошипно-ползунный механизм расчленяют на группу Ассура и начальный механизм.

6.1.1 Силовой анализ группы Ассура

Группа Ассура включает ползун 3 и шатун 2 (см. чертеж ЧГУ.С.КП. 150404.00.00.05). На нее действуют движущая сила Р, сила веса ползуна G3 и шатуна G2, сила инерции ползуна Рин, сила и моменты сил инерции шатуна Ри2, Ми2; реакции в шарнирах и опорах R03, R12.

Движущая сила Р=10623,82 Н.

Определяем вес ползуна, Н:

G3=m3g, (96)

G3=0,85689,81=8,4 Н

Вес шатуна, Н:

G2=1,28529,81=12,6 Н

Сила инерции ползуна РИН=3111 Н.

Сила инерции шатуна, Н:

РИ2=-m2aS2, (97)

где aS2 – ускорение центра тяжести шатуна, м/с2;

aS2=4750 м/с2.

РИ2=-1,28524750=-6104,7 Н

Момент сил инерции шатуна, Нм:

MИ2=-JS2ε2, (98)

где ε2 – угловое ускорение шатуна, рад/с2;

ε2=8795 рад/с2;

JS2 – момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через центр тяжести и перпендикулярно плоскости движения, кгм2:

, (99)

 кгм2

MИ2=-0,028795=-175,9 Нм

Строим кинематическую схему группы Ассура. В соответствующие точки прикладываем внешние силы, параллельно их действию. Суммарное действие на шатун силы и момента инерции силы заменяем одной результатирующей силой инерции, создающей момент действующий в противоположном направлении угловому ускорению, приложенной в точке К, отстоящей от линии действия силы инерции на расстоянии h, м:

h=, (100)

h=м

Определяем масштаб построения, м/мм:

,

м/мм

В шарнире «А» приложим реакцию R12. Разложим ее на нормальную Rn12 и касательную Rt12. В опоре «В» прикладываем горизонтально реакцию R03. На схеме обозначим плечи h1 и h2.

h1=0,00243=0,086 м

h2=0,00211=0,022 м

Уравнение моментов сил относительно точки В для второго звена:

; Rt12AB- РИ2h1+G2h2, (101)

Rt12=

Rt12=Н

Составляем векторное уравнение сил, действующих на группу Ассура:

РИВ+G3+ P+ G2+PИ2+Rt12+Rn12+R03=0, (102)

Производим графическое сложение векторов в масштабе =100 Н/мм.

Вектор R03 откладываем от полюса плана сил рР. Получаем направления и значения сил в масштабе Rn12 и R03. Векторно складываем касательную и нормальную составляющие, получаем абсолютное значение реакции R12, Н:

Rt12+Rn12= R12, (103)

R12=R12

Rn12=-163100=-16300 Н

R12=-164100=-16400 Н

Значение опорной реакции в шарнире О3:

R03=1100 Н

Величина реакции в шарнире В, Н:

R23=-10700 Н

6.1.2 Силовой анализ начального механизма

Начальный механизм включает в себя кривошип 1 и стойку 0. Строим кинематическую схему начального механизма в масштабе =10-3 м/мм.

Кривошип 1 совершает вращательное движение под действие сил: инерции РИ1, веса кривошипа G1, реакции в шарнирах R21 – шатуна 2 на кривошип 1, R01 – стойки 0 на кривошип 1; уравновешивающей силы РУР.

Определяем вес кривошипа, Н:

G1=m1g, (104)

G1=0,42849,81=4,28 Н

Реакция в шарнире А, Н:

R21=16400 Н

Уравновешивающая сила РУР прикладывается в точке А перпендикулярно 01А. Прикладываем все действующие силы в соответствующие точки кинематической схемы начального механизма.

Плечи сил относительно шарнира 01.

h3=1310-3=0,013 м

h4=1910-3=0,019 м

Оставляем уравнение моментов всех сил относительно точки О1:

; R21h4-РУРАО1-G1h3=0, (105)

Н

Уравновешивающий момент, Нм:

МУР=РУРr1, (106)

МУР=4867,870,064=311,54 Нм

Составляем векторное уравнение:

R21+PУР+G1+R01=0

Строим план сил в масштабе =200 Н/мм

Опорная реакция R01=15600 Н.

6.2 Определение уравновешивающего момента методом профессора Н.Е. Жуковского

Строим на чертеже для кривошипно-ползунного механизма повернутый на 900 план скоростей. В соответствующие точки прикладываем параллельно самим себе силы: движущую Р, веса звеньев G1, G2, G3, инерции РИВ, РИ», МИ2 и уравновешивающую РУР.

Вектор уравновешивающей силы перпендикулярен вектору vA.

Плечи сил, мм:

h5=42 мм; h6=25 мм; h7=20 мм

Составляем уравнение моментов сил относительно полюса:

; (-РИВ-G3+P)pvв-G2h5+PИ2h6-G1h7-РУРаpv=0, (107)

Находим равнодействующую, Н:

РУР=

РУР= Н

По формуле 106 определяем уравновешивающий момент, Нм:

МУР=4670,30,064=298,9 Нм

Сравним полученные обоими методами уравновешивающие моменты, %:

, (108)

7. Определение коэффициента полезного действия машинного агрегата

Машинный агрегат состоит из ДВС, зубчатого редуктора и генератора электрического тока, соединенных последовательно. ДВС состоит из кривошипно-ползунного механизма и механизма газораспределения.

Общий КПД машинного агрегата:

, (109)

где - КПД кривошипно-ползунного механизма;

- общий КПД зубчатого редуктора, генератора и механизма выхлопа.

Определяем КПД кривошипно-ползунного механизма:

, (110)

где (NТР)СР – мощности, затрачиваемые на трение в кинематических парах:

(NТР)СР=NO1+NA+NB+NO3, (111)

где NO1, NA, NB, NO3 – мощности, затрачиваемые на трение в кинематических парах, Вт:

, (112)

, (113)

, (114)

, (115)

где fТР=0,15 – приведенный коэффициент трения;

d01, dA, dB – диаметра цапф шарниров:

d01=40 мм;

dA=40 мм;

dB=20 мм.

Вт

 Вт

 Вт

 Вт

(NТР)СР=13715,68+14419,04-845,83+1,256=27290,15 Вт

Определяем мощность сил полезных сопротивлений, Вт:

(NПС)СР=МПР.СР, (116)

(NПС)СР=35,67293,07=10453,8 Вт

Определяем общий КПД зубчатого редуктора, генератора и механизма выхлопа:

, (117)

где Nг – мощность сил сопротивления генератора, Вт:

Nг=МПР.СР, (118)

 Nг=35,67293,07=10453,8 Вт

Nвыхл – мощность сил сопротивления механизма выхлопа, Вт:

Nвыхл=0,02Nг

Nвыхл=0,0210453,8=209,076 Вт

=0,95 – КПД генератора электрического тока;

-КПД зубчатого редуктора, определяется в зависимости от коэффициента с:

с=, (119)

с=

, (120)

где =6 - передаточное число планетарной передачи в относительном движении;

-КПД двух последовательно соединенных зубчатых передач планетарного механизма:

, (121)

где 0,97 – КПД внешнего зацепления цилиндрических зубчатых колес;

0,98 – КПД внутреннего зацепления.

0,970,98=0,95

Механизм выхлопа состоит из соединенных последовательно кулачкового механизма, приводимого в движение через зубчатую передачу и коромыслового механизма.

Определяем КПД механизма выхлопа:

, (122)

Общий КПД механизма:

Вывод

В данном курсовом проекте рассмотрен расчет машинного агрегата, предназначенного для получения электрической энергии с помощью генератора, приводимого от ДВС через планетарный редуктор.

В ходе структурного анализа для каждого механизма были определены класс и характеристика каждой кинематической пары.

При расчете ДВС рассматривали как отдельные механизмы – кривошипно-ползунный и механизм газораспределения (кулачковый). Для определения кинематических характеристик КПМ были построены планы скоростей и ускорений (см. чертеж ЧГУ.С.КП.150404.00.00.01), диаграммы перемещений, скоростей и ускорений. Результаты графического метода сравнили с теоретическими результатами. Погрешности не превышают 5%.

Проектный расчет кулачкового механизма сводится к определению минимального радиуса кулачка при заданном угле давления. Построение диаграмм перемещений, скорости и ускорения т толкателя, а также плана скоростей составляют кинематический расчет. По результатам расчетов на чертеже ЧГУ.С.КП.150404.00.00.02 были построены график передаточной функции, теоретический и действительный профиль кулачка, план скоростей в момент положения толкателя, соответствующего его максимальной скорости. Теоретический радиус кулачка Rmin=15 мм, эксцентриситет e=2,8 мм, действительный радиус кулачка r=10,5 мм.

Для построенной на чертеже ЧГУ.С.КП.150404.00.00.03 схемы планетарной передачи путем построения планов линейных и угловых скоростей в масштабе, были определены скорости всех звеньев механизма. Погрешности графоаналитического метода по сравнению с аналитическим на превысили 3%.

В ходе расчетов динамического исследования КПМ были построены график приведенных моментов сил движущих и сил сопротивления, определены параметры и построена схема махового колеса (см. чертеж ЧГУ.С.КП.150404.00.00.04). При силовом анализе КПМ разбивали на звенья группы Ассура и начального механизма. На чертеже ЧГУ.С.КП.150404.00.00.05 в масштабах построили схемы группы Ассура, начального механизма. Значения всех сил и реакций, действующих на каждое звено были определены методом планов сил; определили уравновешивающую силу и уравновешивающий момент, которые сравнили со значениями РУР и МУР, полученными методом Жуковского. Погрешность при расчете уравновешивающего момента составила 4,2%.

Вычисленный коэффициент полезного действия агрегата в целом =0,638 доказываем правильность расчетов при проектировании и дает возможность применения данного агрегата на практике.

Литература

1. Теория механизмов и машин. Под редакцией К.В. Фролова. – М:, Высшая школа, 2003. – 496 с.: илл.

2. Кореняко А.С. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – Киев: Высш. школа., 1970. – 330 с. ил.