**Выбор и обоснование исходных данных**

Давление окружающей среды – ;

Температура окружающей среды - К;

Коэффициент избытка воздуха для сгорания - ;

Степень сжатия ε = 18;

Элементный состав топлива: С = 0,87, Н = 0,126, ОТ = 0,004;

Топливо дизельное автотракторное ЦЧ = 45 ед;

Температура остаточных газов Тr - 700-900 К;

Коэффициент остаточных газов γr – 0,03;

Давление отработавших газов рr в конце выпуска - (0,75-1,00)рК;

Подогрев свежего заряда на впуске ΔТ - 5-10 К;

Показатели политропы сжатия n1 и расширения n2 - n1 = 1,35-1,42, n2 = 1,15-1,28;

Коэффициент выделения тепла ξ - 0,70-0,85;

Степень повышения давления λ - 1,4-1,7;

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра S/d - 1.

**1. Тепловой расчет двигателя**

При тепловом расчете определяются основные параметры, характеризующие эффективные и экономические показатели рабочего процесса, устанавливаются основные размеры двигателя.

Тепловой расчет проводится для номинального режима рабочего двигателя при оптимальных условиях протекания рабочего процесса.

В основу теплового расчета положен аналитический метод В.И. Гриневецкого- Е.К. Мазинга.

**1.1 Определение параметров впуска**

**1.1.1 Давление в конце впуска**

Давление рa в конце впуска оказывает большое влияние на наполнение цилиндра свежим зарядом. Зависит от аэродинамических потерь во впускной системе, использования наддува, скоростного режима двигателя и ряда других факторов.

(1)

где - давление в конце впуска;

 - давление воздуха после компрессора (0,25 МПа).

**1.1.2 Температура в конце впуска**

Температура Та в конце впуска определяется по зависимости

(2)

где - температура после компрессора, К;

– температура подогрева заряда, К;

 - коэффициент остаточных газов;

 - температура остаточных газов, К.

(3)

где – показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре (для центорбежного неохлаждаемого компрессора при газотурбинном наддуве автомобильных двигателей =1,8-2,0)

Тогда, температура в конце впуска будет равной:

.

**1.1.3 Коэффициент наполнения**

Коэффициент наполнения двигателя *ηV* определяется по зависимости

(4)

где *ε* - коэффициент сжатия.

**1.2 Определение параметров сжатия**

**1.2.1 Давление в конце сжатия**

Расчет давления и температуры в конце сжатия проводят по уравнениям политропического процесса:

(5)

(6)

где - средний показатель политропы сжатия.

(7)

где - число оборотов коленчатого вала.

Тогда давление и температура в конце сжатия будет равной:

**1.3 Процесс сгорания**

**1.3.1 Теоретическое количество воздуха**

Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива определяется по его элементарному составу:

(8)

где *С, Н, ОТ* - элементный состав топлива.

 *кмоль воз./кг топ*.

**1.3.2 Действительное количество свежего заряда**

Действительное количество свежего заряда (кмоль/кг топлива), поступившего в цилиндр:

(9)

где - коэффициент избытка воздуха.

 *кмоль/кг топ*

**1.3.3 Количество остаточных газов**

Количество остаточных газов в двигателе считается по формуле:

(10)

 *кмоль/кг топ.*

**1.3.4 Количество газов в цилиндре в конце сжатия**

Количество газов в цилиндре в конце сжатия определяется из выражения:

(11)

 *кмоль/кг топ.*

**1.3.5 Состав и количество продуктов сгорания**

При α>1 продукты сгорания жидкого топлива состоят из СО2, Н2О, О2 и N2. Количество отдельных компонентов (кмоль/кг топлива):

(12)

(13)

(14)

 (15)

где *С, Н* - относительное содержание углерода и водорода в моторном топливе (таблице 1).

Таблица 1 – Основные показатели моторных топлив.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Топливо | Средний элементарный состав1кг топлива, (кг) | Молекулярный вес mт, кг/кмоль | Низшая теплота сгорания Нu, кДж/кг |
| С | Н | О |
| Автомобильные бензиныДизельное топливо | 0,850,870 | 0,1450,126 | -0,004 | 110-120180-200 | 4399542530 |
|

Количество продуктов сгорания 1кг топлива (кмоль/кг топлива) при α>1

(16)

 *кмоль/кг топ.*

**1.3.6 Теоретический коэффициент молекулярного изменения смеси**

Коэффициент молекулярного изменения смеси определяется:

 (17)

**1.3.7 Действительный коэффициент молекулярного изменения смеси**

Определим уточнений коэффициент молекулярного изменения смеси:

 (18)

**1.3.8 Средняя мольная теплоемкость**

Средняя мольная теплоемкость (кДж/кмоль К) свежего заряда при *V = соnst* в первом приближении может быть определена по зависимости:

(19)

 *кДж/кмоль К*

**1.3.9 Средняя мольная теплоемкость**

Средняя мольная теплоемкость (кДж/кмольК) продуктов Сгорания при *V=соnst* может быть определена по следующей приближенной формуле:

(20)

 *кДж/кмоль К*

**1.3.10 Средние мольные теплоемкости свежего заряда**

Средние мольные теплоемкости (кДж/кмольК) свежего заряда и продуктов сгорания при *Р = соnst* определяются соответственно по зависимостям:

(21)

(22)

 *кДж/кмоль К*

 *кДж/кмоль К*

**1.3.11 Потеря тепла**

Потеря тепла вследствие химической неполноты сгорания из-за недостатка кислорода (при α>1)

(23)

Знак «-» показывает, что при неполном сгорании топлива из-за недостачи воздуха температура падает на .

**1.3.12.Температура конца сгорания**

Температура конца сгорания *ТZ* определяется из уравнения:

(24)

где – коэффициент выделения тепла;

– низшая теплотворная топлива принимаем = *42,8 МДж/м3*.

Отсюда:

**1.3.13 Давление конца сгорания**

Давление конца сгорания в двигателе с воспламенением от сжатия определяется:

(25)

**1.3.14 Степень предварительного расширения**

Степень предварительного расширения для двигателя с воспламенением от сжатия определяется по формуле:

 (26)

**1.3.15 Объем в конце сгорания**

Объем в конце сгорания можно определить из выражения:

(27)

где *VС* - объем пространства сжатия.

(28)

где *VS* – рабочий объем цилиндра.

**1.4 Определение параметров конца расширения**

**1.4.1 Давление конца расширения**

Давление конца расширения в двигателе с воспламенением от сжатия определяется из следующего выражения:

(29)

где - степень последующего расширения;

 - средний показатель политропы расширения.

(30)

 (31)

**1.4.2 Температура конца расширения**

В конце расширения температура высчитывается по формуле:

 (32)

**1.5 Определение индикаторных показателей двигателя**

**1.5.1** Теоретическое среднее индикаторное давление для двигателя с воспламенением от сжатия определяется по следующему выражению:

(33)

**1.5.2 Действительное среднее индикаторное давление**

Действительное давление будет равно:

 (34)

где - коэффициент неполноты индикаторной диаграммы, учитывающий скругления в точках *C*, *Z*, *b*, принимаем = 0,95;

 - среднее давление насосных потерь при процессах впуска и выпуска.

 (35)

где - давление при впуске смеси

 (36)

Тогда:

Следовательно:

**1.5.3 Индикаторный коэффициент полезного действия**

Индикаторный коэффициент полезного действия определяется:

(37)

где - плотность заряда на впуске, (кг/м3);

 - коэффициент наполнения.

 (38)

где - удельная газовая постоянная, ().

**1.5.4 Индикаторный удельный расход топлива**

Удельный расход топлива для двигателя с воспламенением от сжатия рассчитывается по выражению:

 (39)

**1.6 Определение эффективных показателей двигателя**

**1.6.1 Среднее давление механических потерь**

Величина зависит от многих факторов (трения в кривошипно-шатунном механизме, потерь на привод вспомогательных механизмов, теплового состояния, режимов работы двигателя). Оценка величины механических потерь может быть произведена для каждого двигателя только на основании экспериментальных данных.

Среднее давление МПа/м2 механических потерь рекомендуется определять по эмпирической зависимости вида:

 (40)

где *а, b* – постоянные коэффициенты для двигателя (*a = 0,089*, *b = 0,0135*);

 - средняя скорость поршня, м/с.

 (41)

где – ход поршня, мм;

 - номинальная частота вращения коленчатого вала, об/мин.

**1.6.2 Среднее эффективное давление**

Среднее эффективное давление определяется:

 (42)

**1.6.3 Механический коэффициент полезного действия**

Механический коэффициент полезного действия выражается:

(43)

**1.6.4 Эффективный коэффициент полезного действия**

Эффективный коэффициент полезного действия определяется:

 (44)

**1.6.5 Эффективный удельный расход топлива**

(45)

**1.6.6 Часовой расход топлива**

Часовой расход топлива выражается:

(46)

где - эффективная мощность, кВт.

**1.6.7 Степень использования рабочего объема цилиндра**

Степень использования рабочего объема цилиндра (степень форсирования) характеризуется литровой мощностью (кВт/л).

**1.7 Определение основных размеров двигателя**

**1.7.1 Рабочий объем цилиндра**

Рабочий объем цилиндра определяется:

 (47)

где – количество цилиндров.

Задавшись отношением хода поршня к диаметру поршня , определяют диаметр цилиндра:

 (48)

Принимаем диаметр по ГОСТу .

**1.7.2 Ход поршня**

По окончательно принятому значению и полученному при расчете уточняем величину хода поршня *S* по зависимости:

(49)

**1.8 Определение теплового баланса**

**1.8.1 Уравнение внешнего теплового баланса в абсолютных единицах**

Уравнение внешнего теплового баланса имеет вид:

(50)

где – количество теплоты, введенное в двигатель с топливом, кДж/ч;

 - количество теплоты, превращенное в эффективную работу, кДж/ч;

 - количество теплоты, отводимой в охлаждающую среду, кДж/ч;

 - количество теплоты, унесенной отработавшими газами, кДж/ч;

 - теплота, не выделившаяся вследствие неполноты сгорания

(51)

(52)

(53)

где - температура отработанных газов, К;

 - средняя мольная теплоемкость отработавших газов, кДж/кмольК;

 - средняя мольная теплоемкость свежего заряда

(54)

QНС=119\*103(1-α)L0GТ;

QОХЛ=Q-(Qe+Qr+QНС).

Ср1- средняя мольная теплоемкость при р=соnst свежего заряда при температуре

Т0 (кДж/кмольК)

Ср1=28,475+1,74\*10-3Т0; (74)

QНС- теплота, не выделившаяся вследствие неполноты сгорания (кДж/ч) при α<1

QНС=119\*103(1-α)L0GТ; (75)

QОХЛ- количество теплоты, отводимой в охлаждающую среду (кДж/ч),

QОХЛ=Q-(Qe+Qr+QНС). (76)

**1.9.1 Уравнение теплового баланса в относительных единицах**

qe+qr+qHC+qOXЛ=100%, (77)

где qe=\*100%, qr=\*100%, qОХЛ=\*100%, qНС=\*100%.

В табл.2 приведены примерные значения составляющих теплового баланса для номинального режима работы двигателей.

**2. Построение индикаторной диаграммы**

**2.1 Построение индикаторной диаграммы двигателя с воспламенением от сжатия**

Индикаторная диаграмма строится в координатах *р-V*.

По оси абсцисс (оси объемов) откладывают отрезок *АВ* (рисунок 1), соответствующий ходу поршня *S* в натуральную величину. Влево от точки *А* откладывают отрезок *ОА*, соответствующий объему камеры сжатия *Vс*; величина отрезка определяется из соотношения:

(50)

Точка *О* принимается за начало координат *р-V*.

Для построения индикаторной диаграммы рекомендуются масштабы давлений в пределах = 0,02 - 0,05 МН/м2. Масштаб давлений принимается таким, чтобы высота диаграммы превышала основание в 1,2-1,5 раза.

Из точек А и В проводят вертикальные линии, являющиеся отметками ВМТ и НМТ, на которые наносят точки а, с, в, r, z, соответствующие давлениям *ра, рс, рb, рr, рz*.

При выполнении построения политроп сжатия и расширения рекомендуется осуществим графическим методом в следующей последовательности. Из начала координат *О* проводят луч под произвольным углом (α=15-200) к оси абсцисс. Из начала координат *О* под углами и к оси ординат проводят лучи *ОЕ* и *ОК*. значения углов и определяют по зависимостям:

(51)

(52)

Следовательно и будут равны 300 и 260 соответственно.

Из точки *С* проводят горизонталь до пересечения с осью ординат. Из полученной точки под углом 450 к оси ординат проводят прямую до пересечения с лучом *ОЕ*, а из точки пересечения с лучом- горизонтальную линию. Из точки *С* опускают перпендикуляр на ось абсцисс до пересечения с лучом *ОД*. Из полученной точки проводят прямую под углом 450 к вертикали до пересечения с осью абсцисс. Из нее восстанавливают перпендикуляр к оси абсцисс до пересечения с ранее проведенной горизонталью. Полученная точка *1'* принадлежит политропе сжатия. Другие точки политропы сжатия получаются аналогичным путем. Из точки пересечения горизонтали, на которой лежит точка *1'*, с осью ординат проводят прямую под углом 450 к оси ординат до пересечения с лучом *ОЕ* и т.д. Через полученные точки *1',2',3'* и т.д. проводится политропа сжатия *АС*. Построение политропы расширения выполняется аналогично. Построение начинают из точки *Z*, используя лучи *ОД* и *ОК*. Через полученные точки *1",2",3"* и т.д. проводится политропа расширения *ZB*.

При правильном построении политропы сжатия и расширения должны проходить соответственно через точки *А* и *В*.

В действительной индикаторной диаграмме следует учесть округления в точках *с, z* и *b*, обусловленные опережением зажигания, протекания процесса сгорания и предваоеним открытия выпускного клапана.

Для этой цели под индикаторной диаграммой строят полуокружность с диаметром, равным ходу поршня с центром *О1*. От центра *О1* вправо откладывают отрезок r(λ/2) (поправку Ф.А.Брикса на конечную длину шатуна). При расчетах задаются значением (ℓ- длина шатуна, r- радиус кривошипа, λ=1/3,5-1/4,5) или принимают по данным прототипа проектируемого двигателя.

Из центра *О*2 под углом *γ1* (угол опережения открытия выпускного клапана) проводят луч *О2В1*. Через точку *В1* проводят вертикаль до пересечения с политропой расширения. Полученная точка *b1* на индикаторной диаграмме соответствует моменту открытия выпускного клапана.

Скругление индикаторной диаграммы делают на участке *b1, b2, b3*.

Затем из центра *О2* проводят луч *О2С* под углом *γ2* (угол опережения зажигания, γ2=25-350 поворота коленчатого вала до ВМТ). Через точку *С* проводят вертикаль до пересечения с политропой сжатия. Точка *С'* на индикаторной диаграмме соответствует моменту зажигания. Положение точки *С"* определяют, приняв *р"С=1,15-1,25 рС*.

Процессы впуска и выпуска условно принимают протекающими при постоянном давлении на участках соответственно *r, a и b1, b2, b3,r*.

Рисунок 1 – Индикаторная диаграмма

**3. Динамическое исследование кривошипно-шатунного механизма**

Динамическое исследование кривошипно-шатунного механизма включает:

1)построение развернутой индикаторной диаграммы в функции угла поворота коленчатого вала двигателя;

2)определение сил инерции от возвратно-поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма;

3)построение развернутой диаграммы удельных сил инерции от возвратно-поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма;

4)построение развернутой диаграммы суммарной силы, действующей на поршень;

5)определение тангенциальной силы, приложенной к оси шатунной шейки коленчатого вала;

6)построение развернутой диаграммы тангенциальных сил;

7)определение размеров маховика;

8)анализ уравновешенности двигателя и методов уравновешивания сил и моментов в проектируемом двигателе.

**3.1 Построение развернутой индикаторной диаграммы**

Для построения развернутой индикаторной диаграммы используют полуокружность (рисунок 1), расположенную под индикаторной диаграммой. Полуокружность делим на 12 равных частей через 150 поворота коленчатого вала. Полученные на полуокружности точки 1, 2, 3 и т. д. соединяют с центром *О1*. Из центра *О2* проводят лучи, параллельные ранее проведенным из центра О1 лучам. Через полученные точки 1', 2', 3' и т. д. проводят вертикальные линии до пересечения с кривыми индикаторной диаграммы. Найденные точки индикаторной диаграммы соответствуют текущим значениям давлений при определенных углах поворота коленчатого вала. Развертывают индикаторную диаграмму относительно давления *р0* в диапазоне угла поворота коленчатого вала 0-4*π*. Текущие значения давления газов *рх*:

(53)

где - текущее значение давления по индикаторной диаграмме.

**3.2 Силы и моменты, действующие в кривошипно-шатунном механизме**

На рисунке 3 представлены силы действующие на КШМ.

Рисунок 3 - Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме.

На поршневой палец действует сила от давления газов Рr и сила инерции Рγ, вызываемая возвратно-поступательно движущимися массами кривошипно-шатунного механизма

(54)

где - массы КШМ;

 - радиус кривошипа, мм;

 - угловая скорость вращения коленчатого вала, с-1,

 (55)

 (56)

где - массы поршневой группы, кг ();

 - массы шатунной группы, кг ().

Суммарная сила *Pt* направлена по оси цилиндра

(57)

Сила действует по оси шатуна

(58)

Сила N направлена перпендикулярно оси цилиндра

(60)

Сила , приложенная к центру шатунной шейки, раскладывается на две составляющие: тангенциальную касательную *Т*, действующую по нормали к радиусу кривошипа, и радиальную *Z*, направленную по радиусу кривошипа.

(61)

(62)

Тангенциальная сила T создает крутящий момент двигателя

(63)

Радиальная сила *Z* вызывает нагружение коренных подшипников.

Вращающиеся массы кривошипно-шатунного механизма (неуравновешенные массы коленчатого вала и часть массы шатуна) вызывают центробежную силу , которая направлена по радиусу кривошипа

(64)

Если приложить к центру коленчатого вала две взаимно противоположные силы Рt' и Рt" (равные и параллельные силе Рt), образуется силами Рt' и Рt" момент, который равен крутящему моменту МК двигателя

МR=N\*Н=-МК

**3.2 Определение сил инерции от возвратно-поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма**

Сила инерции

(65)

где - сила инерции первого порядка (период изменения равен *2π*), МН;

 - сила инерции второго порядка (период изменения равен *π*), МН.

(66)

(67)

При динамическом исследовании кривошипно-шатунного механизма удобно пользоваться удельными силами инерции *Рj* (МН/м2), отнесенными к площади поршня

(68)

где - площадь поршня, м2.

(69)

где *R* – радиус поршня, м.

Силы инерции определяют аналитически или графически. При выполнении курсовой работы рекомендуется использовать графический метод определения .

Для удобства суммирования сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме, график сил строят в том же масштабе *Мр*, который был принят для построения индикаторн горизонталь, на ней откладывается отрезок *МN*, соответствующий проводится ходу *S* поршня. Из точки *М* вниз в масштабе *Мр* откладывается (МПа/м2), а из точки N вверх в масштабе *Мр* откладывается значение (МПа/м2).

(70)

(71)

