# 1. Расчет цикла двигателя внутреннего сгорания

### Краткое описание процессов, составляющих цикл карбюраторного двигателя

Идеализированный цикл карбюраторного двигателя представлен циклом Карно. В этом цикле подвод и отвод теплоты реализуется в процессах *V=const,* а сжатие свежего заряда и расширение продуктов сгорания – в политропических процессах с отводом теплоты (с постоянными значениями показателей политроп).

Реальные циклы состоят из более сложных процессов с переменным составом рабочего тела и изменяющимися значениями показателей политроп. Реальные процессы отличаются от теоретических также наличием дополнительных тепловых потерь, насосных потерь, потерь на трение и привод вспомогательных механизмов, что, естественно, в дальнейшем учитывается.

### Состав топлива

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вид топлива | Средний элементарный состав | | | Молярная масса паров μ1, кг/(кг\*моль) |
| C | H | O |
| Автомобильные бензины | 0,855 | 0,142 | - | 110–120 |
| Дизельные топлива | 0,870 | 0,126 | 0,004 | 180–200 |
| Топлива тихоходных двигателей | 0,870 | 0,125 | 0,005 | 220–280 |

### Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

Основные реакции при горении топлива имеют вид:



Под реакциями подписаны молярные массы веществ, участвующих в реакциях, а в правых частях в общем виде записано количество теплоты, выделяющейся в этих реакциях. На основании этих записей можно составить формулу для расчета теоретически необходимого количества воздуха для сгорания 1 кг топлива. Следует учесть количество кислорода, содержащегося в топливе, и массовую долю кислорода в воздухе (0,23):



где *M0* – масса воздуха, необходимая для сгорания 1 кг топлива, кг; C, H, O – массовые доли углерода, водорода и кислорода в топливе.

Последнюю формулу можно записать в виде: **(1)** подставив значения получим кг



### Действительное количество воздуха, подаваемое для сгорания 1 кг топлива

Количество воздуха, подаваемое для сгорания, обычно отличается от теоретически необходимого количества и записывается в виде:

, **(2)**



где α – коэффициент избытка воздуха; в карбюраторных двигателях обычно α=0,8…1,15. Учитывая, что у нас α=1,14, получим кг.



### Количество теплоты, выделяющееся при сгорании топлива

Если известны основные химические реакции, протекающие при сгорании топлива, и тепловые эффекты этих реакций, то легко записать формулу для вычисления суммарного количества теплоты, МДж/кг, выделяющейся при сгорании 1 кг топлива (формула Менделеева):

. **(3)**



При сгорании топлива часть теплоты уносится с водяными парами и не дает вклада в суммарное количество теплоты (низшая теплота сгорания топлива). Подставим значения: МДж/кг.



# Расчет процесса сжатия

### Параметры начальной точки

В карбюраторных двигателях параметры начальной точки имеют обычно следующие значения:

T1=(350…430) K;

p1=(0,9…0,95)\*105 Па (в тихоходных двигателях);

p1=(0,75…0,85)\*105 Па (в быстроходных двигателях);

Сравнительно высокие значения температуры в начальной точке связаны с нагревом воздуха во входных каналах двигателя.

### Расчет процесса сжатия свежего заряда

4.2.1. *Молекулярная масса свежего заряда* определяется по формуле

, **(4)**



здесь *mб, mв –* массовые доли паров бензина и воздуха; *μб, μв-*молярные массы паров бензина и воздуха.

Масса свежего заряда – *Mс.з.=* 1 кг паров бензина + 16,9 кг воздуха = 17,9 кг. Массовая доля паров бензина *mб=*=0,06, массовая доля воздуха *mв*==0,94. Подставляем эти значения в **(4)**: кг/кг\*моль.



4.2.2. Для расчета *теплоемкости свежего заряда,* учитывая малое содержание паров бензина в смеси, можно использовать формулу для теплоемкости воздуха (с достаточной для инженерной практики точностью).

Среднее значение молярной теплоемкости для изохорического процесса в интервале температур *0-T* рассчитывается по формуле **(5)**, где **.**



Задаемся значением *Т2*=625 К. ДЖ/кмоль\*К, теперь можно определить величину удельной массовой теплоемкости **(6)** Дж/(кг\*К).



*Показатель адиабаты для процесса сжатия.* Газовая постоянная для свежего заряда вычисляется по формуле **(7)** Дж/(кг\*К)



Среднее значение теплоемкости при постоянном давлении **(8)** . Дж/(кг\*К)



Показатель адиабаты для процесса сжатия **(9)** =1,378.



*Показатель политропы для процесса сжатия.* В задании приводится значение *(n1-k1)=-Δ1,* поэтому *n1= k1-Δ1=*1,378 – 0,009=1,37.

P1\*V1=RT; =>



Теперь можно определить параметры в конце процесса сжатия: м3 /кг, Па, К. Полученное значение температуры отличается от изначально принятого на 207К.



Зададимся другим значением Т2.

Среднее значение молярной теплоемкости для изохорического процесса в интервале температур *0-T* рассчитывается по формуле **(5)**, где **.**



Задаемся значением *Т2*=832 К. ДЖ/кмоль\*К, теперь можно определить величину удельной массовой теплоемкости **(6)** Дж/(кг\*К).



*Показатель адиабаты для процесса сжатия.* Газовая постоянная для свежего заряда вычисляется по формуле **(7)** Дж/(кг\*К)



Среднее значение теплоемкости при постоянном давлении **(8)** . Дж/(кг\*К)



Показатель адиабаты для процесса сжатия **(9)** =1,373.



*Показатель политропы для процесса сжатия.* В задании приводится значение *(n1-k1)=-Δ1,* поэтому *n1= k1-Δ1=*1,373 – 0,009=1,364.

P1\*V1=RT; =>



Теперь можно определить параметры в конце процесса сжатия: м3 /кг, Па, К. Полученное значение температуры отличается от изначально принятого на 8К.



Итерация: Взяли Т2=832, получили 824 после второй подгонки.

# Расчет процесса сгорания

### Состав продуктов сгорания

Из основных реакций и следует, что в результате реакций на 1 кг *С* приходится 44/12=3,67 кг *CO2*, а на 1 кг *Н* приходится 36/4=9 кг *Н2О*.



С учетом этих соотношений состав продуктов сгорания бензина будет следующий: кг, кг, кг, кг.



Общая масса продуктов сгорания, кг:

*Мп.с.=3,67С + 9Н + 0,77М0 + (α – 1) М0=*3,14+1,305+11,51+1,94=17,89 кг

Массовые доли веществ, составляющих продукты реакции горения:



### Молярная масса продуктов сгорания

Вычисляется по формуле **(12)**:

кг/моль.



### Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания

В интервале температур (*Т1, Т2*) для α1 определяется по формуле **(14)**



, где .



Задаемся значением *Т3* = 2850К кг/моль. Удельная массовая теплоемкость вычисляется по формуле



ДЖ/(кг\*К).



### Параметры в конце процесса сгорания

Температура в конце сгорания вычисляется по формуле **(15)** , где *q2,3* – количество теплоты выделившейся при сгорании 1 кг свежего заряда. Её можно вычислить по формуле **(16)** , где ξZ – коэффициент подвода теплоты, его значение – для карбюраторных двигателей находится в пределах 0,85–0,95, выбираем 0,9, ξα – учитывает меньшее выделение теплоты – ξα=1,4α-0,4, при α1



К. Полученная температура отличается от первоначально принятой на 5 К, что находится в пределах допустимого.



, *V3=V2, .=>* Па.



Итерация: Взяли Т3=2850, получили 2845,3

# Расчет процесса расширения продуктов сгорания

### Показатель адиабаты

Задаемся значением температуры в конце процесса расширения *Т4=*1610 К: К. Вычисление средних значений молярных теплоемкостей (в интервале температур) производится по формулам **(13)** и **(14).**



; ДЖ/кмоль



ДЖ/(кг\*К),



, ДЖ/(кг\*К)



.



### Показатель политропы

,



### Расчет процесса выхлопа газа

Па, *V4=V1,*



.



Полученное значение температуры отличается от первоначально принятого на 10, что находится в допустимом интервале отклонения.

Итерация: Взяли Т4=1610, получили 1620

# Энергетические характеристики цикла

### Уравнение теплового баланса

Для рассмотренного цикла можно записать баланс в виде: *q2,3 + q1,2 + q3,4 + q4,1 =l3,4 + l1,2,* или *q2,3 = qи*, где *qи* – энергия, полученная в цикле *qи = l3,4 + l1,2 – q1,2 – q3,4 – q4,1;* **(17)**

*l1,2* – работа сжатия, **(18)**

Дж/кг,



*l3,4* – работа расширения, **(19)**

Дж/кг,



*q1,2* – теплота, отведенная в процессе сжатия, **(20)**

Дж,



*q3,4* – теплота, отведенная в процессе расширения, **(21)**

Дж,



*q4,1* – теплота, отведенная с выхлопными газами, **(22)** ;



Дж/(кмоль \*К),



, ДЖ/(кг\*К)



Дж.



*Полезная работа*



Дж. Проводим сопоставление количества теплоты, выделившейся в процессе сгорания 1 кг свежего заряда *q2,3* и суммы полезной работы и отведенной теплоты *qи* в цикле. Эти величины не совпадают, поэтому подсчитываем относительную величину дисбаланса по формуле **(25).**



Дисбаланс не превышает пяти процентов, поэтому делаем вывод, что подсчет был правильным.



*Среднее теоретическое индикаторное давление* вычисляется по формуле **(26)**



|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| V | P | V2 | P2 |
| 0,06 | 4,8405 | 0,06 | 16,712 |
| 0,12 | 1,8858 | 0,12 | 6,978 |
| 0,18 | 1,0864 | 0,18 | 4,1865 |
| 0,24 | 0,7347 | 0,24 | 2,9136 |
| 0,3 | 0,5424 | 0,3 | 2,1995 |
| 0,36 | 0,4233 | 0,36 | 1,7481 |
| 0,42 | 0,3432 | 0,42 | 1,4395 |
| 0,48 | 0,2862 | 0,48 | 1,2166 |
| 0,54 | 0,2439 | 0,54 | 1,0488 |
| 0,6 | 0,2113 | 0,6 | 0,9184 |
| 0,66 | 0,1856 | 0,66 | 0,8145 |
| 0,72 | 0,1649 | 0,72 | 0,7299 |
| 0,78 | 0,1479 | 0,78 | 0,6599 |
| 0,84 | 0,1337 | 0,84 | 0,601 |
| 0,9 | 0,1217 | 0,9 | 0,551 |
| 0,96 | 0,1115 | 0,96 | 0,508 |
| 1,02 | 0,1027 | 1,02 | 0,4706 |
| 1,08 | 0,095 | 1,08 | 0,436 |

Индикаторная диаграмма



После определения параметров в узловых точках цикла и определения индикаторного давления производим вычисление промежуточных значений параметров в политропических процессах сжатия и расширения и все процессы наносим на график .



*Среднее индикаторное давление представляет собой некоторое условное постоянное давление, при воздействии которого на поршень в течение одного хода совершается работа, равная работе за цикл. Этот параметр характеризует напряженность работы двигателя.*

Действительная индикаторная диаграмма меньше теоретической за счет отличия действительных процессов от теоретических. Уменьшение площади индикаторной диаграммы можно учесть с помощью коэффициента полноты диаграммы V=0,95, а механические потери – относительным механическим КПД ηм =0,95. Среднее эффективное давление цикла **(27)** МПа



### Термический КПД цикла

**(28)** →



# Геометрические характеристики двигателя

### Рабочий объем цилиндра

**(30) →** л



### Определение диаметра цилиндра и рабочего хода поршня

При заданном значении .



=>



**Расчет теплообменной поверхности радиатора**

1. **Исходные данные**

Мощность двигателя*Рe* =60Вт

Температура воды на входе t=90С



Температура воздуха на входе t=30



Скорость обдува =25 м/с



Высота радиатора Н=300 мм

Ширина В=50 мм

Размер трубки ba 245



Размещение трубок двухрядное

Шаг трубок s=15 м



Ребра стальные

Толщина 0,2 мм

Теплопроводность 53,6 Вт/(м К)

1. **Расчет радиатора**

Определение количества элементов n:

n = = =30



принимаем 42 шт.

Уточняем тепловой поток, отводимы одним элементом Q:



Вт



Расчет коэффициента теплоотдачи от воды к стенке трубки. Теплофизические свойства воды принимаем при температуре входа 95С:



кг/м; м/c; ; Р =1,95.



Определяем эквивалентный диаметр трубки:

а) площадь сечения трубки f



б) Смачиваемый периметр



в) Эквивалентный диаметр

мм



Вычисляем критерий Рейнольдса для течения воды в трубке, задавшись скоростью м/c:



Вычисляем критерий Нуссельта:



Определяем коэффициент теплоотдачи:



Расчет коэффициента теплоотдачи от стенки трубки к воздуху. Теплофизические свойства воздуха принимаем при температуре 28С: кг/м; м/c; Вт/(м\*К); .



Вычисляем критерий Рейнольдса для течения воздуха в межтрубном пространстве, за характерный размер принимаем ширину радиатора В:



Вычисляем критерий Нуссельта:



Определяем коэффициент теплоотдачи:



Определение средней температуры теплоносителей:

Определяем массовый расход воды :



кг/с



Определяем массовый расход воздуха:



кг/с



Определяем среднюю температуру теплоносителей если теплоемкость воды и воздуха соответственно Дж/кг\*К; Дж/кг\*К:



Определение коэффициента эффективности оребрения.

Вычисляем длину ребра:

мм



Определяем безразмерный параметр *х*:



Находим коэффициент эффективности оребрения :



=th x / x=th 0,828 / 0,828=0,82



Предварительное определение площади оребрения.

Площадь боковой поверхности трубки :



м



Определим среднюю температуру стенки трубки:



Площадь поверхности оребрения:



Количество ребер :



Расстояние между ребрами:



Уточненный расчет.

Определяем критерий Рейнольдса, за эквивалентный диаметр принимаем 2*h:*



Вычисляем критерий Нуссельта:



Уточняем коэффициент теплоотдачи αв от оребренной стенки к воздуху:



Уточняем температуру, для чего определяем живое сечение радиатора S и пересчитываем расход воздуха Gв:



Уточняем коэффициент эффективности оребрения:



Определяем свободную поверхность трубки между ребрами:



Уточняем площадь ребер:



Оцениваем погрешность:



и увеличиваем высоту трубки пропорционально недостающим процентам:



Определяем длину радиатора L, полагая двухрядное расположения трубок:



Определяем окончательные габариты радиатора, мм:

