Учреждение образования   
«Полоцкий государственный университет»

Факультет машиностроения и автомобильного транспорта

Кафедра автомобильного транспорта

**Практическое занятие 3**

**Тепловой расчет и определение основных размеров бензинового двигателя**

для студентов специальности

1−37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»

**Составитель:**

Дудан А.В., кандидат технических наук, доцент

**Тепловой расчет и определение основных размеров бензинового двигателя**

Исходные данные для расчета:

* эффективная мощность двигателя *Ne* = 46 *кВ;*
* частота вращения коленчатого вала *n* = 5100 *об/мин;*
* число тактов *τ* = 4;
* число цилиндров и расположение цилиндров *і* = *4, рад;*
* коэффициент избытка воздуха α = 0,95;
* степень сжатия ε = 7,8;
* прототип *ВАЗ -2101*;
* отношение хода поршня к диаметру цилиндра S/D = 0,92.

Для расчета двигателя в качестве топлива принимаем бензин А-92 с элементарным составом по массе:

gc = 0,85; gll = 0,15; g0 = 0.

Низшая теплота сгорания данного топлива *Hu =* 44000 *кДж/кг* Давление и температуру окружающей среды принимаем равными

*P0 =* 0,1 *МПа, T0 =* 298 *K*.

В начале сжатия температура отработавших газов для бензиновых ДВС изменяется в пределах от 900 до 1100 *К,* для расчета принимаем *Tr =* 1000 *К.* Давление остаточных газов:

*Pr*  = (1,05…1,25) · *p0* = 1,15 · 0,1 = 0,115 *МПа*

Температура подогрева свежего заряда для бензиновых ДВС изменяется в пределах: Δ*Т* = -5...30 *К,* принимаем Δ*Т =5 К.*

Величина потери давления на впуске для бензиновых ДВС Δ *Pa* = 0,12·0,01 = 0,012 *МПа*

**1.2 Определение параметров конца впуска**

Давление газов в цилиндре в конце впуска:

*ра = р() –* Δ*pa =* 0,1 - 0,012 = 0,088 *МПа*

Коэффициент остаточных газов вычисляется по формуле:

Температура газов в цилиндре в конце впуска:

Коэффициент наполнения вычисляется по формуле:

**1.3 Определение параметров конца сжатия**

Давление и температура газов в конце сжатия вычисляются по формулам:

*Рc = рa =* 0,088 = 1,5 *МПа*

*= Tа =* 342 = 746*K.*

где = 1,38 – показатель политропы сжатия(табл. 1,2)

**1.4 Определение параметров конца сгорания**

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива:

где g*c* g*h* g*0* - средний элементарный состав топлива для бензина.

Количество свежего заряда *(кмоль* для бензиновых двигателей определяется по формуле:

где - молекулярная масса топлива для бензина = 110…120 *кмоль/кг.*

Количество продуктов сгорания при работе двигателя на бензине

*при а* < 1 :

Теоретический коэффициент молекулярного изменения:

Действительный коэффициент молекулярного изменения:

Потеря тепла вследствие неполноты сгорания топлива:

Средняя мольная теплоёмкость свежего заряда:

Средняя мольная теплоёмкость продуктов сгорания:

Коэффициент использования теплоты для бензиновых ДВС изменяется в пределах *ξ* = (0,85...0,95). Принимаем *ξ* = 0,85.

Максимальная температура сгорания подсчитывается по уравнению:

Подставив в уравнение найденное значение имеем:

Решим квадратное уравнение:

B =

A =

C = -

=

Теоретическое максимальное давление цикла:

Степень повышения давления:

Действительное давление конца сгорания:

**1.5 Определение параметров конца расширения**

Степень предварительного расширения для бензиновых двигателей

*ρ* = 1.

Степень последующего расширения δ = = 7,8

Температура в конце расширения:

где *n*2 – средний показатель политропы расширения, для бензиновых двигателей *n*2 = 1,23…1,34, принимаем *n*2 = 1,3.

Давление в конце расширения:

Правильность выбора температуры *Tr* проверяем по формуле профессора Е.К. Мазинга

Погрешность расчета составляет 7 % , что меньше предельной - 10 %.

1.6 Определение параметров, характеризующих цикл в целом

Среднее индикаторное давление теоретического цикла:

Среднее индикаторное давление действительного цикла

где - коэффициент полноты индикаторной диаграммы(= 0,94…0,97; принято = 0,97).

Индикаторный КПД:

Удельный индикаторный расход топлива:

**1.7 Определение параметров, характеризующих двигатель в целом**

Величина механического КПД двигателя выбирается исходя из того, что для бензиновых ДВС изменяется от 0,7 до 0,85. Принимаем =0,85.

Среднее эффективное давление:

Эффективный КПД:

Удельный эффективный расход топлива:

**1.8 Определение основных размеров двигателя**

По эффективной мощности, частоте вращения коленчатого вала и среднему давлению определяем литраж двигателя по формуле:

Рабочий объем одного цилиндра:

где – число цилиндров.

Диаметр цилиндра:

Ход поршня:

Эффективная мощность:

Эффективный крутящий момент:

Часовой расход топлива:

Средняя скорость поршня:

Литровая мощность:

Таким образом, найдены основные параметры рабочего цикла двигателя, индикаторные и эффективные показатели его работы, также определены основные размеры двигателя. Точность расчетов, температура составляет 7%.

**Практическое занятие № 3 «Тепловой расчет поршневых двигателей»**

**Произвести тепловой расчет двигателя по исходным данным, приведенных в таблице**

Таблица: Исходные данные теплового расчета

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Эффективная мощность *N*в кВт | Частота вращения коленчатого вала двигателя n | Число тактов*τ* | Число цилиндров и их расположение *і* | Коэффициент избытка α | Степень сжатия ε | Отношение хода поршня к диаметру цилиндров S/D | Тип двигателя | Прототип |
| 1 | 46 | 5100 | 4 | 4P | 0.95 | 7.8 | 0.92 | Бенз | Ваз-2101 |
| 2 | 125 | 2200 | 4 | 6P | 1.80 | 16.0 | 1.10 | Диз с надувом | Д 260,1 |
| 3 | 105 | 3100 | 4 | 8V | 0.90 | 6.7 | 0.92 | Бенз | Зил-130 |
| 4 | 130 | 3100 | 4 | 8V | 0.92 | 7.5 | 0.9 | Бенз | Зил- 137 |
| 5 | 160 | 3550 | 4 | 8V | 0.87 | 7.3 | 0.89 | Бенз | Зил-133 |
| 6 | 160 | 4300 | 4 | 8V | 0.92 | 10.0 | 1.94 | Бенз | Зил-111 |
| 7 | 225 | 4600 | 4 | 8V | 0.91 | 11.0 | 0.88 | Бенз | Зил-114 |
| 8 | 115 | 5300 | 4 | 4P | 0.93 | 9.6 | 0.91 | Бенз | ЗМЗ-4062,10 |
| 9 | 55 | 5350 | 4 | 4P | 0.86 | 8.6 | 1.03 | Бенз | ВАЗ-2103 |
| 10 | 95 | 5150 | 4 | 6V | 0.85 | 8.1 | 0.82 | Бенз | ГАЗ-24-14 |
| 11 | 45 | 5300 | 4 | 4P | 0.88 | 10.0 | 0.97 | Бенз | Wolkswagen Polo |
| 12 | 60 | 5200 | 4 | 4P | 0.90 | 9.3 | 1.05 | Бенз | Mazda 323LX |
| 13 | 35 | 5200 | 4 | 4P | 0.89 | 9.8 | 1.1 | Бенз | Opel Cossa |
| 14 | 45 | 5400 | 4 | 4P | 0.95 | 9.5 | 0.95 | Бенз | Renauln Twingo |
| 15 | 130 | 2000 | 4 | 6V | 1.40 | 16.0 | 1.05 | Диз | ЯМЗ-236 |
| 16 | 175 | 2150 | 4 | 8V | 1.38 | 16.3 | 1.04 | Диз | ЯМЗ-238 |
| 17 | 155 | 2650 | 4 | 8V | 1.342 | 17.2 | 0.99 | Диз | Камаз-740 |
| 18 | 135 | 2750 | 4 | 8V | 1.95 | 18.6 | 1.02 | Диз | Зил-645 |
| 19 | 100 | 2500 | 4 | 4P | 1.41 | 16.0 | 1.32 | Диз | Mersedes-Benz OM364 |
| 20 | 200 | 2500 | 4 | 6 | 1.43 | 16.0 | 1.14 | Диз | MAN D0826 LF |
| 21 | 160 | 2600 | 4 | 6 | 1.45 | 16.5 | 1.20 | Диз | Perkinz 210T |
| 22 | 195 | 2350 | 4 | 6 | 1.46 | 16.0 | 1.20 | Диз | Volvo D7.260 |
| 23 | 225 | 2100 | 4 | 6 | 1.42 | 16.0 | 1.15 | Диз | Navistar Int 530 |
| 24 | 80 | 2300 | 4 | 4P | 1.43 | 16.1 | 1.13 | Диз | D-245.1 |
| 25 | 95 | 2500 | 4 | 4P | 1.45 | 16.3 | 1.24 | Диз | D-245.3 |
| 26 | 85 | 2600 | 4 | 4 | 1.94 | 16.2 | 1.23 | Диз | D-245.10 |
| 27 | 200 | 2450 | 4 | 6 | 1.42 | 16.0 | 1.14 | Диз | Man D0826 LF |
| 28 | 180 | 2700 | 4 | 6 | 1.40 | 15.8 | 1.35 | Диз | Mersedes-Benz OM366 |
| 29 | 190 | 2350 | 4 | 6 | 1.45 | 16.0 | 1.08 | Диз | Steyr WD612.65 |
| 30 | 155 | 2600 | 4 | 6 | 1.44 | 16.0 | 1.20 | Диз | Renauln 0.6 W4 |
| 31 | 170 | 2400 | 4 | 6 | 1.43 | 15.2 | 1.20 | Диз | Cummins b-235 |
| 32 | 165 | 2500 | 4 | 4 | 1.46 | 16.0 | 1.19 | Диз | Deutz-1013 |

**ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

**2.1.Процесс наполнения.**

Исходные данные для расчёта:

эффективная мощность двигателя Ne=125кВт

частота вращения коленчатого вала n=2200об/мин

число тактов τ=4

число цилиндров расположения i=6 рядн.

коэффициент избытка воздуха α=1,8

степень сжатия ε=16

прототип Д260.1

В результате данного процесса цилиндр двигателя наполняется свежим зарядом. Давление и температура окружающей среды принимаются: =0,1 МПа, =293 К для тракторных двигателей.

Давление и температура воздуха принимается по рекомендациям, приведённым в параграфе «Особенности расчёта двухтактных двигателей с надувом» =1,5\*=1,5\*0,1=0,15 МПа,

== =293 К где: -показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре; =1,4.

Давление остаточных газов поля двигателя с надувом =(1,05…1,25); исходя из этого принимаем =0,17 МПа.

Температура остаточных газов выбирается с учётом того,что для дизельных двигателей она находится в пределах =700…900 К, исходя из этого принимаем =800 К.

В зависимости от типа двигателя температура подогрева свежего заряда ΔТ=-5…30 К, примем ΔТ=5 К.

Давление в конце впуска

=-Δ.

Величина потери давления на впуске Δ колеблется в пределах: для дизельных двигателей Δ=(0,04-0,18),тогда

Δ=0,11\*

Δ=0,11\*0,15=0,017 МПа

=0,15-0,017=0,135 МПа

Коэффициент остаточных газов:

=

где ε- степень сжатия. ε=16,00

=\*=0,036

Величина коэффициента остаточных газов изменяется в пределах: для дизельных двигателей =0,03…0,06.

Температура в конце впуска

=

=350 К

В современных двигателях температура в конце впуска бывает: для дизельных двигателей =(320…400).

Коэффициент наполнения

Величина коэффициента наполнения для дизельных двигателей измеряется в пределах: =0,80…0,90.

=

==0,87.

**2.2 Процесс сжатия .**

Давление в конце сжатия

=\*.

Температура в конце сжатия

=\*.

В этих формулах - показатель политропы сжатия, который для автотракторных двигателей находится в пределах =1,34…1,42. Принимаем =1,34, тогда

=0,135\*=5,54 МПа

=350\*=899 К.

Для автотракторных двигателей давление и температура в конце сжатия изменяется в пределах (таблица 1):

Таблица 1

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Тип двигателя | ,МПа |  |
| Дизель с наддувом | 3,50…5,50 | 700…900 |

**2.3 Процесс сгорания.**

Теоретически необходимое количество воздуха необходимое для сгорания 1 кг жидкого топлива

=

где ;; -средний элементарный состав топлива в долях кг соответственно углерода, водорода и кислорода. Для дизельного топлива понимают:

=0,86;=0,13;=0,01;

==0,495

Количество молей свежего заряда для дизельных двигателей

=α\*

=1,80\*0,495=0,890

Количество продуктов сгорания при работе двигателей на жидком топливе при α>=1

Теоретический эффект молекулярного изменения

µ=1+;

Величина µ для дизельных двигателей изменяется в пределах µ=1,01…1,106.

Низшую температуру сгорания дизельных топлив принимаем:

Hu=42500кДж/кг

Средняя мольная теплоёмкость свежего заряда определяется по формуле

m=20,16+1,74\*

Средняя мольная теплоёмкость продуктов сгорания для дизельных двигателей определяется по формуле:

m=(20,10+0,92/α)+(1,55+1,38/α)∙∙

Значение коэффициента использования теплоты для дизельных двигателей при работе на нормальном режиме ξ=0,65…0,85

Максимальная температура сгорания подсчитывается по уравнению:

Примем коэффициент использования тепла ξ=0,75.

Величину степени повышения давления дл дизелей выбирают в следующих пределах: для вихрекамерных и предкамерных дизелей, а так же для дизелей с неразделёнными камерами сгорания и плёночным смесеобразованием λ=1,2…1,8. Принимаем λ=1,3

Подставим в уравнение сгорания значение

63812,95=1,036(20,61+0,00232+8,314)

0,0024+29,96-63812,95=0

=1854 К

В=29,96 А=0,0024 С=-63812,95

0,92/1,80)+(1,55 +1,38/1,80)∙1854∙=24,91 кДж/кмоль∙К

Величина теоретического максимального давления цикла:

=∙λ

=5,54∙1,30=7,20 МПа

Действительное давление цикла

==7,20 МПа

Таблица 2

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Тип двигателя | ,К | , МПа | ,МПа |
| Дизель с надувом | 1800…2300 | 5,0…10,0 | 5,0…10,0 |

**2.4 Процесс расширения.**

Степень предварительного расширения для дизельных двигателей

ρ==1,50

Степень получения расширения:

δ=;

δ==10,67

Величина среднего показателя политропы расширения для дизельных двигателей =1,15…1,28. Выбираем =1,23

Температура в конце расширения:

;

=1076 К

Давление в конце расширения:

=;

Примерные данные и для атотракторных двигателей следующее:

Таблица 3

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Тип двигателя | ,МПа |  |
| дизель с наддувом | 0,2…0,4 | 1000…1200 |

**2.5 Процесс выпуска.**

Параметрами процесса выпуска (Pr и Tr) задаются в начале расчёта процесса впуска. Правильность предварительного выбора величин Pr и Tr проверяется по формуле поф. Е.К. Мазгина:

Tr=;

Tr=1076/

Погрешность вычислений составляет:

Т.к. погрешность вычислений не превышает 10%, то величина Tr выбрана правильно.

**2.6 Индикаторные показатели.**

Среднее индикаторное давление теоретического цикла для дизельных двигателей подсчитывается по формуле:

[

Среднее индикаторное давление действительного цикла

;

где - коэффициент полноты диаграммы, который принимается для дизельных двигателей =0,92…0,95. Принимаем =0,95

=0,95∙1,05=0,993 МПа

Величина для дизельных двигателей с наддувом изменяется в следующих пределах = до 2,2 МПа …

Индикаторный КПД для дизельных двигателей подсчитывается по формуле

;

Удельный индикаторный расход топлива определяется по уравнению

;

Величина индикаторного КПД для автотракторных дизельных двигателей

**2.8 Эффективные показатели.**

Механический КПД дизельных двигателей =0,70…0,80. Принимаем =0,75. Тогда среднее давление:

= ∙;

=0,993∙0,75=0,74 МПа

а эффективный КПД

=∙;

=0,75∙0,44=0,33

Удельный расход топлива

;

г/кВт∙ч

Для действующих дизельных двигателей эффективные показатели могут иметь следующие величины (табл.4);

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | ,МПа | ,г/кВт∙ч |
| 0,30…0,42 | 0,45…0,85 | 210…280 |

**2.8 Основные показатели и размеры цилиндра двигателя.**

По эффективной мощности, частоте вращения коленчатого вала и среднему эффективному давлению определяем литраж двигателя

где,=125 кВт;

=0,74 МПа;

=2200 1/мин;

=4 для четырёхтактных двигателей

Рабочий объём одного цилиндра:

;

где i- число цилиндров двигателя.

Диаметр цилиндра:

D=0,159

D=0,159(=0,121 м

Ход поршня:

S=D∙(S/D);

S=0,121∙1,10=0,133 м

Полученные практические значения D и S исходя из практических соображений приближаем к политропу. По окончательно принятым значениям D=0,12 м и S=0,13 м определяем основные показатели и литраж двигателя:

Литраж двигателя:

;

эффективную мощность:

;

эффективный крутящий момент:

;

среднюю скорость поршня: часовой расход топлива:

Часовой расход жидкого топлива:

Определим погрешность вычислений :

Литровая мощность определяется по формуле:

;

**2.9 Анализ полученных результатов**

Проведя тепловой расчёт, определив параметры рабочего тела в цилиндре двигателя, давления в камере сгорания и температуру рабочего тела, а также произвели оценочные показатели процесса, позволяющие определить размеры двигателя и оценить его мощностные и экономические показатели.

Так как данные расчёта не вышли за пределы средней расчётной величины для каждого сгорания, то тепловой расчёт выполнен верно и погрешность расчётов является минимальной величиной.

Погрешность вычислений составила 3,77% , а погрешность выбора температуры Tr составила 2,30%<10%.