**МІНІСТЕРСТВО ВНУТРІШНІХ СПРАВ УКРАЇНИ**

**АКАДЕМІЯ ВНУТРІШНВХ ВІЙСК МВС УКРАЇНИ**

**КУРСОВА РОБОТА**

**з дисципліни**

**«АВТОМОБІЛЬНІ ДВИГУНИ »**

Виконав: студент 4 курсу

34- б групи

заочної форми навчання

пр-к Кара Р. Е.

**Харків – 2008**

**ВСТУП**

Тепловий розрахунок є обов'язковим етапом проектування будь-якого теплового двигуна.

Під тепловим розрахунком двигунів внутрішнього згоряння розуміється система обчислень, яка дозволяє встановити основні параметри і показники, що характеризують ефективність і економічність роботи двигуна, а також визначити кількість циліндрів і основні розміри циліндра.

Результати теплового розрахунку використовуються також як вихідні дані для подальших розрахунків двигуна та його систем: динамічних, на міцність, при проектуванні систем наддування, змащування, охолодження тощо.

Задача теплового розрахунку двигуна може бути сформульована як пряма або зворотна.

*Пряма задача* розв’язується при проектуванні нового двигуна. В цьому випадку задається тип двигуна і його призначення, вид палива й особливості сумішоутворення, ефективна потужність, частота обертання колінчастого валу , відсутність чи наявність наддування, тип нагнітача і спосіб приведення його в дію.

*Зворотня задача* розв'язуються у випадках, коли треба знайти очікувану потужність двигуна за його заданими розмірами, наприклад, при переведенні двигуна з одного палива на інше або при його форсуванні наддуванням.

У роботі буде розв’язуватися пряма задача.

Найчастіше тепловий розрахунок проводиться для одного режиму роботи - режиму номінальної потужності. Іноді розрахунок може проводитися для кількох різних режимів і закінчуватися обчисленням характеристик двигуна.

У роботі передбачено застосування методики теплового розрахунку, основи якої були розроблені проф. В.І.Гріневецьким у 1906 р. Ця методика була історично першою, але вона і досі не втратила свого практичного та навчально-методичного значення.

Крім методики В.І.Гріневецького, зараз в практиці проектування та дослідження ДВЗ використовують і більш складні та досконалі методики.

Тепловий розрахунок за методом В.І.Гріневецького може бути умовно розділений на три основних етапи.

На першому етапі виконуються попередні розрахунки, що стосуються складу палива та робочої суміші. Сюди ж можуть бути віднесені деякі інші розрахунки, наприклад, орієнтоване визначення середньої швидкості поршня.

Другий етап передбачає послідовний розгляд основних процесів робочого циклу - стискання, згоряння і розширення. У результаті цих підрахунків визначаються параметри робочої суміші в основних точках проектної індикаторної діаграми і намічається контур цієї діаграми. Потім обчислюється значення середнього індикаторного тиску.

На третьому етапі здійснюється облік усіх внутрішніх втрат двигуна, підрахунок середнього ефективного тиску, визначають основні розміри циліндра, підраховується витрати палива і ККД.

РОЗРАХУНОК

КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГУНА

.

Вихідні дані:

* номінальна потужність Ne=40 кВт;
* номінальна частота обертання колінчастого валу n=5600 хв.-1.

Задаю додаткові данні:

* тиск навколишнього повітря *Р0*=1 бар;
* температура навколишнього повітря *Т0*=288К;
* паливо - бензин АІ-93;
* ступінь стискання ε=8,5;
* коефіцієнт надлишку повітря α=0,9.

Розраховую параметри робочого тіла

Елементарний склад палива:

С=0,855; Н=0,145; О=0.

Середня молекулярна маса палива μп=118 кг/кмоль.

Нижча теплота згоряння QН =44 МДж/кг.

Теоретично необхідна кількість повітря, *кмоль/кг*:

 .

Дійсна кількість повітря, яка є в циліндрі для згоряння 1 кг палива

*М*=α ·LO *=*0,9·0,514=0,463 кмоль/кг .

Загальна кількість свіжої суміші:

.

Частка вуглецю палива, яка при згорянні перетворюється на СО:



Кількість окремих складових продуктів згоряння при α ‹ 1, кмоль/кг:









#### Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль/кг:



Об'ємні частки окремих компонентів продуктів згоряння:







.

**Перевірка:**



Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни:



Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:



де γ-коефіцієнт залишкових газів (прийнято, що γ=0,06).

Приймаю:

* тиск наприкінці процесу впуску

*Ра*=0,85 бар;

* підвищення температури заряду при впуску

ΔТ=15 К;

* температура заряду у впускному колекторі

Тк=Т0=288 К;

* температура залишкових газів наприкінці

випуску Тr=973 К.

Температура в циліндрі наприкінці впуску:



Коефіцієнт наповнення :



Приймаю значення показника політропи процесу стискання nс=1,34. Тоді тиск наприкінці процесу стискання :

.

Температура наприкінці процесу стискання:



або

tс=Тс-273=706-273=433 0С.

Втрата теплоти внаслідок хімічної неповноти згоряння:



Внутрішню енергію свіжого заряду наприкінці процесу стискання  визначаю як для чистого повітря шляхом інтерполяції даних табл. А3:

* при температурі t=400 0С внутрішня енергія Ut=400 =8,591 МДж/кмоль;
* при температурі t=500 0С внутрішня енергія Ut=500 =10,89 МДж/кмоль.

Внутрішня енергія при tс=433 0С:





Визначаю внутрішню енергію залишкових газів наприкінці процесу випуску при температурі Тr=973 К (tr=700 0С). Внутрішню енергію окремих компонентів продуктів згоряння беремо з табл. А3.



Визначаю значення правої частини рівняння при ξ=0,85:

.

Визначаю внутрішню енергію продуктів згоряння при кількох різних температурах. Значення температурного інтервалу вибираю так, щоб виконувалась умова:

Ut ≤Ώ≤Ut+100 .

Приймаю спочатку t=2300 0С, тоді:



Приймаю далі t=2400 0С, тоді:



Умову Ut=2300<Ώ<Ut=2400 виконано. Це означає, що tz знаходиться в інтервалі 2300 0С…2400 0С.

Визначаю, шляхом інтерполяції, температуру tz наприкінці процесу згоряння.



Абсолютна температура наприкінці процесу згоряння:

Тz=tz+273=2364+273=2637 К.

Тиск наприкінці процесу згоряння:



Ступінь підвищення тиску в процесі згоряння:



Приймаю показник політропи розширення nр=1,27 і визначимо тиск наприкінці процесу розширення:



Температура наприкінці процесу розширення:



Теоретичнийсередній індикаторний тиск :



Дійсний середній індикаторний тиск (прийнято значення коефіцієнта повноти індикаторної діаграми φ=0,97):



Густина повітря перед впускними клапанами:



Індикаторний ККД :



Питома індикаторна витрата палива



Визначаю середній тиск механічних втрат. Приймаю: *a*=0,39; *b*=0,132 ; *Сm*=14,5 *м/с*. Тоді:



Середній ефективний тиск:



Механічний ККД:



Ефективний ККД:



Питома ефективна витрата палива:



Витрата палива за годину:

 .

Робочий об’єм всіх циліндрів:



Задаю кількість циліндрів і=4, а далі визначаю робочий об’єм одного циліндра:



Приймаю значення S/D=0,9. Тоді діаметр циліндра:



Хід поршня визначаю за формулою:



Отримані S та D вважаю остаточними.

Визначаю середню швидкість поршня:

 .

Одержана середня швидкість Сm відрізняється від прийнятої при розрахунку Рm менше, ніж на 20%. Тому розрахунки повторювати не треба.

Об’єм камери згоряння:



Повний об’єм циліндра:



Літрова потужність двигуна:



Процес стискання:



Процес розширення:



**Висновок**

В результаті теплового розрахунку визначені основні геометричні характеристики двигуна:

Число циліндрів Z= 4

Діаметр циліндра D =0,0737

Хід поршня S = 

Ступінь стискання ε=8,5

Повний робочий об'ем всіх циліндрів Vh = 2**,**895 ·  м3

Визначені основні показники робочого циклу:

Коефіцієнт надлишкового повітря. α = 0,9

Індикаторний ККД. ηi = 0,318

Ефективний ККД. ηе = 0,242

Тиск наприкінці процессу згоряння. Рz = 60,15 бар

Питома індикаторна витрата палива. **= **

Питома ефективна витрата палива. **= **

Витрата палива за годину. В = 13,44 кг/год.

**Література:**

1. Автомобильные двигатели. /Под ред. М. С. Ховаха., М.: Машиностроение, 1977.
2. Двигатели армейских машин, Ч.1. /Под ред. П.М.Белова. М.: Воениздат, 1971.

Виконав слухач пр-к Кара Р. Е.