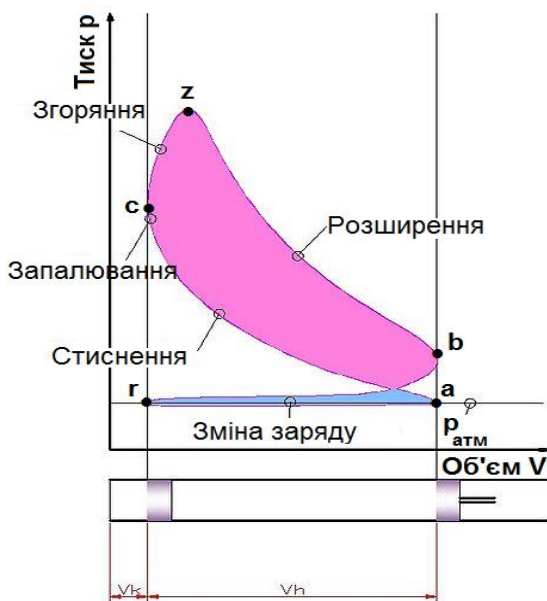


ДВИГУНИ АВТОМОБІЛЬНОГО ТА МІСЦЕВОГО ТРАНСПОРТУ



НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ
ДО САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТІВ З ДИСЦИПЛІНИ

УДК 378.016:629.33(072)

Д 23

Рецензенти

Гевко І.В. – *д.пед.н., професор, професор кафедри комп'ютерних технологій Тернопільського національного педагогічного університету імені Володимира Гнатюка*

Ховрич М.О. – *к.пед.н., доцент, завідувач кафедри технологічної освіти та інформатики Національного університету «Чернігівський колегіум» імені Т.Г. Шевченка*

Д 23 Двигуни автомобільного та місцевого транспорту.
Навчально-методичні рекомендації до самостійної роботи студентів з дисципліни. Для студентів спеціальності 015.38 Професійна освіта. Транспорт / Укл. Коляда А.М. – Чернігів: НУЧК, 2023 – 56 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Навчально-наукового інституту професійної освіти і технологій Національного університету «Чернігівський колегіум» імені Т.Г. Шевченка (протокол № _6_ від _27_ грудня 2023 року)

© Коляда А.М., 2023

© НУЧК, 2023

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1. ВИБІР ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ.....	5
ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	5
1.1. Загальні відомості.....	5
1.2. Методика проведення теплового розрахунку	6
2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА .	12
2.1. Процес наповнення.....	12
2.2. Процес стискання	16
2.3. Процес згоряння	18
2.4. Процеси розширення і випуску.....	25
2.5. Індикаторні показники циклу	29
2.6. Ефективні показники двигуна	31
2.7. Основні розміри циліндра двигуна	33
2.8. Показники напруженості двигуна.....	35
2.9. Побудова індикаторної діаграми.....	36
2.10. Тепловий баланс двигуна.....	40
3. ПРИКЛАД ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА	44
4. ВАРІАНТИ ІНДИВІДУАЛЬНИХ ЗАВДАНЬ ДО ВИКОНАННЯ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ДВИГУНА.....	51
ПРИЙНЯТІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ	52
РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА	55

ВСТУП

Знання робочих процесів автомобільних двигунів, основ їх конструювання та розрахунку деталей необхідно не тільки конструкторам та дослідникам, які створюють силові установки, але й майбутнім педагогам, які готуватимуть технічний персонал, що експлуатує та ремонтує їх.

Цей посібник покликаний допомогти студентам, які навчаються за спеціальністю 015.38 Професійна освіта. Транспорт, опрацювати завдання для самостійної роботи студентів з дисципліни «Двигуни автомобільного і місцевого транспорту», оскільки, саме їх вивчення являють собою найбільші труднощі.

Метою самостійної роботи з дисципліни є формування в студентів творчих якостей фахівця на основі залучення їх до самостійного вирішення конкретних виробничих задач; прищеплювання інтересу і навичок до технічної творчості.

Завданням даних методичних рекомендацій є розгляд методик проведення розрахунків, що стосуються виконання теплового розрахунку двигуна внутрішнього згоряння. Вихідними даними для самостійної роботи студентів є варіанти завдань індивідуального розрахункового завдання. Виконання індивідуального завдання «Тепловий розрахунок двигуна» включає розрахунково-графічний матеріал та конструкторську частину (підбір параметрів двигуна).

Методика викладу матеріалу окремих розділів максимально адаптована до сучасних методів аналізу працездатності, а також термічної і динамічної навантаженості механізмів двигунів. У навчальний матеріал включені сучасні досягнення в конструюванні, які використовуються в автомобілебудуванні.

Теми самостійної роботи викладені в такій послідовності, що являють собою закінчені розділи проведення теплового розрахунку двигуна внутрішнього згоряння.

Дані методичні рекомендації призначені для використання студентами Навчально-наукового інституту професійної освіти і технологій, а також студентів технологічних факультетів інших вищих педагогічних навчальних закладів, які навчаються за спеціальністю 015.38 «Професійна освіта» (Транспорт).

ІНСТРУКТИВНО-МЕТОДИЧНІ МАТЕРІАЛИ ДО САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТІВ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

1. ВИБІР ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

1.1. Загальні відомості

Завданнями теплового розрахунку робочого циклу двигуна внутрішнього згоряння є визначення його показників, що характеризують економічність і ефективність робочого процесу, а також визначення максимального тиску в циліндрі і змінних тисків в залежності від ходу поршня, необхідних для розрахунку деталей двигуна на міцність.

На основі теплового розрахунку з достатньою для практики точністю будується індикаторна діаграма, розраховується індикаторний тиск, а за заданою потужністю визначається кількість і розміри циліндрів для проектного двигуна.

Розрахунок робочого циклу і динамічний розрахунок виконуються для режиму роботи двигуна, відповідної номінальної (повної) потужності і нормальних умов навколишнього середовища, за винятком випадків, обумовлених у завданні.

Попередньо всі розрахунки виконуються на чернетках і узгоджуються з викладачем.

Для проведення теплового розрахунку проектного двигуна вибираємо значення номінальної ефективної потужності P_e кВт, та номінальної частоти обертання колінчастого вала n_N , хв^{-1} .

Далі підбирається прототип, в якості якого слід вибрати двигун однаковий з проектованим за призначенням, який має більш високі динамічні та економічні показники серед інших двигунів. Потужність проектного двигуна може відрізнятися, і навіть значно, від потужності прототипу. Необхідна потужність може бути отримана шляхом змін (в допустимих межах розмірів циліндрів, кількості циліндрів, частоти обертання колінчастого вала, застосування наддування, підвищення ступеня стиску, зміна форми камери згоряння або сумішоутворення і т.д. Крім цього,

вибираються, з урахуванням перспективи розвитку автотракторних двигунів, значення наступних додаткових параметрів:

1. Параметри навколишнього середовища: при роботі двигуна без наддуву: тиск p_0 і температура T_0 ; при роботі двигуна з наддувом (параметри після нагнітача): тиск p_k і температура T_k .

2. Елементарний склад і нижча теплота згоряння палива: рідкого H_i ;

газоподібного H'_i .

3. Ступінь стиснення ϵ .

4. Коефіцієнт надлишку повітря α .

5. Параметри залишкових газів: тиск p_r і температура T_r .

6. Підігрів свіжого заряду від стінок ΔT .

7. Ступінь підвищення тиску газів при згорянні (тільки для дизелів) λ .

8. Коефіцієнт використання теплоти при згорянні ξ_z .

9. Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми $\phi_{нд}$.

10. Відношення ходу поршня до діаметра циліндра $m = S/D$.

1.2. Методика проведення теплового розрахунку

Параметри навколишнього середовища.

а). При роботі двигуна без наддуву:

Тиск свіжого заряду p_0 , що надходить до двигуна з атмосфери, приймається рівним атмосферному тиску

$$p_0 \approx 0,1 \text{ МПа};$$

температура свіжого заряду T_0 приймається рівною температурі, атмосферного повітря

$$T_0 \approx 273 + 15 = 288 \text{ К}.$$

б). При роботі двигуна з наддувом. Тиск наддувочного повітря p_k рекомендується:

- при низькому наддуві $p_k \approx 0,15 \text{ МПа};$

- при середньому наддуві $p_k \approx (0,15 \dots 0,22) \text{ МПа};$

- при високому наддуві $p_k \approx (0,22 \dots 0,25) \text{ МПа}.$

Температура наддувочного повітря T_k залежить від ступеня підвищення тиску в нагнітачі, типу нагнітача, ступеня охолодження корпусу нагнітача і зниження температури повітря (горючої суміші) в охолоджувачі.

$$T_K = T_0 \left(\frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} - \Delta T_{охол} \quad (1.1)$$

де T_0 - температура атмосферного повітря ($T_0 = 288$ К), p_K - тиск наддувочного повітря, МПа; p_0 - атмосферний тиск повітря ($p_0 \approx 0,1$ МПа); n_K - показник політропи стиснення повітря в нагнітач (компресор); $\Delta T_{охл}$ - зміна температури заряду при його охолодженні в повітряному холодильнику, К.

Слід врахувати, що проміжне охолодження зазвичай застосовують при $p_K > 0,15$ МПа і коли температура повітря після компресора вище $55 \dots 65^\circ\text{C}$, в інших випадках $\Delta T_{охл} = 0$.

Показник політропа n_K рекомендується приймати:

для відцентрових нагнітачів з охолодженою корпусом $n_K = 1,4 \dots 1,6$; для відцентрових нагнітачів з неохолоджуваних корпусом $n_K = 1,8 \dots 2,0$; для поршневих нагнітачів $n_K = 1,4 \dots 1,6$; для об'ємних нагнітачів $n_K = 1,55 \dots 1,75$. Елементарний склад і нижча теплота згоряння палива (H_u). Елементарний склад рідких палив зазвичай виражається в одиницях маси (кг) або відносних масових частках. При цьому

$$C + H + O = 1 \text{ кг}, \quad (1.2)$$

де C - масова частка вуглецю в 1 кг палива; H - масова частка водню в 1 кг палива; O - масова частка кисню в 1 кг палива.

Теплота згоряння рідких палив H_u зазвичай обчислюється на одиницю маси, тобто в кДж/кг (табл. 1.1).

Якщо відомий елементарний склад рідкого палива, то нижча теплота згоряння, кДж/кг, приблизно може бути знайдена за емпіричної формулою Д.І. Менделєєва

$$H_u = (34,013 C + 125,6 H - 10,9(O - S) - 2,512(9 H + W))10^3, \quad (1.3)$$

де C, H, O, S - масові частки вуглецю, водню, кисню і сірки в паливі; $9H$ - кількість водяної пари, що створюється при згорянні водню; W - масова частка води в паливі.

Для газоподібних палив (стиснуті та зріджені гази) склад зазвичай виражається в об'ємних одиницях м^3 або молях. Тоді для одного моля (або м^3) склад газоподібного палива

$$\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1, \quad (1.4)$$

де N_2 - об'ємний вміст азоту в газі.

Таблиця 1.1

Характеристика рідких палив

Паливо	Елементарний склад в одиницях маси			Найнижча теплота згоряння палива H_U , кДж/кг
	С	Н	О	
Бензин	0,855	0,145	-	$4,40 \cdot 10^4$
Дизельне паливо	0,870	0,126	0,004	$4,25 \cdot 10^4$
Спирт метиловий (метанол)	0,375	0,125	0,500	$2,03 \cdot 10^4$
Спирт етиловий	0,522	0,130	0,348	$2,76 \cdot 10^3$

Склад стисненого природного газу (СПГ) включає метан, групу більш складних вуглеводнів (етан, пропан, бутан) і не більше 7% негорючих компонентів. Питома нижча теплота згоряння СПГ H'_u залежно від його складу знаходиться в межах $(3,2...3,6) \cdot 10^4$ кДж/м³ (у розрахунках зазвичай беруть $3,5 \cdot 10^4$ кДж/м³).

Зріджені нафтові газу (ЗНГ) – це горючі газу, основними компонентами в яких є пропан C_3H_8 і бутан C_4H_{10} . При цьому нижча теплота згоряння у пропану і бутану відповідно - $45,97 \cdot 10^3$ кДж /кг і $45,43 \cdot 10^3$ кДж /кг.

Для газоподібного палива нижчу теплоту згоряння можна приблизно підрахувати за емпіричною формулою

$$H'_U = (12,8CO + 10,8H_2 + 35,8CH_4 + 56,0C_2H_2 + 59,5C_2H_4 + 63,4C_2H_6 + 91C_3H_8 + 120C_4H_{10} + 144C_5H_{12}) \cdot 10^3,$$

де CO, H_2 і т.д. - об'ємні частки компонентів газової суміші.

Ступінь стиснення ϵ вибирається насамперед залежно від способу сумішоутворення, роду палива, форми камери згоряння, типу і призначення двигуна. У двигунах з запалюванням від електричної іскри ϵ обмежується за умови попередження явища детонації і її вибір залежить від антидетонаційних властивостей палива:

Октанове число бензину	73...76	77...78	81...90	91...100	більше 100
ε	6,6...7	7,1...7,5	7,6...8,5	8,6...9,5	до 12

У двигунах з запалюванням від стискання вибір ε залежить в основному від способу сумішоутворення і виходить із умови забезпечення надійного займання паливно-повітряної суміші на всіх режимах роботи, включаючи запуск холодного двигуна.

Залежно від вищезгаданих факторів ступінь стиснення ε для двигунів різних типів знаходиться у таких межах:

бензинові двигуни	6...11;
газові двигуни	7...12;
дизелі з нерозділеними камерами згоряння і об'ємним сумішоутворенням	14...17;
дизелі з розділеними камерами	16...21;
дизелі з М - процесом	до 27;
дизелі з наддувом	12... 16

Коефіцієнт надлишку повітря α вибирають залежно від сорту палива, виду сумішоутворення, типу двигуна і інших факторів. При номінальній потужності двигуна значення α знаходяться в наступних межах.

карбюраторні бензинові двигуни:	
легкові автомобілі	0,8...0,9;
вантажні автомобілі	0,9...0,95.
бензинові двигуни з упорскуванням палива та електронним запалюванням	- 0,7 .1.
газові двигуни:	
при роботі на стислому метановому газі	1,0...1,05;
при роботі на зрідженому пропано-бутановому газі	0,9...0,95.

Для дизельних двигунів значення α залежать від типу сумішоутворення і знаходяться у таких межах:

дизелі з камерами нерозділеними і об'ємним сумішоутворенням	1,50. 1,80;
дизелі з камерами напіврозділеними і плівковим сумішоутворенням	1,20...1,40;
вихрекамерні і предкамерні дизелі	1,25...1,45;
дизелі з наддувом	1,4...2,20.

Параметри залишкових газів. Після завершення кожного циклу в циліндрі двигуна залишаються продукти згоряння з тиском p_r , температурою T_r . Значення p_r визначається тиском середовища, в яке відбувається випуск відпрацьованих газів, тобто тиском p_0 при випуску в атмосферу або p_r при установці на випуску глушителя, нейтралізатора відпрацьованих газів або збірки при газотурбінному наддуві.

Для автомобільних і тракторних двигунів без наддуву, а також з наддувом і випуском в атмосферу величина тиску залишкових газів p_r знаходиться в межах $(1,05...1,25)p_0$, МПа. Великі значення p_r приймаються для двигунів з високою частотою обертання колінчатого вала, а також при наявності в системі випуску нейтралізатора відпрацьованих газів.

Для двигунів з газотурбінним наддувом

$$p_r = (0,75...0,98) p_K, \text{ МПа.}$$

Орієнтовні межі значень p_r чотиритактних автотракторних двигунів наступні:

для бензинових двигунів 0,102...0,120 МПа;

для дизелів без наддуву 0,105...0,125 МПа.

Тиск залишкових газів залежить від частоти обертання колінчатого вала n і при необхідності визначення p_r на різних швидкісних режимах двигуна можна використовувати формулу наближену формулу

$$p_r(n) = 1,035 p_0 + (p_{rN} - 1,035 p_0) \cdot (n/n_N)^2 \quad (1.6)$$

де p_{rN} - тиск залишкових газів на номінальному режимі, МПа;
; p_N - частота обертання колінчатого вала на номінальному режимі, хв^{-1} .

Температура газів, що відробили T_r залежить від ряду факторів, у тому числі від складу суміші, частоти обертання, ступеня стиснення і типу двигуна.

При встановленні величини T_r необхідно мати на увазі, що зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала температура залишкових газів зростає, а при збагаченні суміші і збільшення ступеня стиснення - знижується.

При номінальному режимі температура залишкових газів варіює в межах:

для бензинових двигунів	900 ...1100 K;
для дизелів	700 ...900 K;
для газових двигунів	750 ...1000 K.

Підігрів свіжого заряду (ΔT). Величина підігріву свіжого заряду від стінок ΔT , що залежить від наявності спеціального пристрою для підігріву, від конструкції впускного трубопроводу, типу системи охолодження, швидкохідності двигуна і наддування, зазвичай коливається в межах:

для бензинових двигунів	0...+25°C;
для дизелів без наддуву	+20...+400 C;
для двигунів з наддувом	(-5)...+100C.

Підігрів свіжого заряду ΔT має менше значення для двигунів з впорскуванням бензину і рідинним обігрівом впускного трубопроводу; для двигунів з повітряним охолодженням значення ΔT більше.

Ступінь підвищення тиску газів λ при згорянні задається лише для дизельного двигуна.

Величина λ залежить від циклової подачі палива, способу сумішоутворення, періоду затримки займання і лежить в межах:

- для дизелів з нерозділеними камерами згоряння і об'ємним сумішоутворенням 1,6...2,5;

- для вихрекамерних і передкамерних дизелів, а також для дизелів з нерозділеними камерами і плівковим сумішоутворенням 1,2...1,8.

- для дизелів з наддувом зазвичай величина $\lambda = 1,4$ (значення λ остаточно уточнюють з урахуванням допустимих значень тиску p_2 і температури T_2 наприкінці видимого процесу згоряння).

При виборі λ для дизелів слід керуватися такими міркуваннями: чим вище λ , тим більша кількість палива буде згоряти при ізохорному процесі. Це веде до зростання тиску газів і площі індикаторної діаграми, а, отже, зменшення втрати тепла і витрати палива. Однак при більшому значенні збільшення тиску газів погіршує умови роботи кривошипно-шатунного механізму, підвищує шумність роботи двигуна і знижує його механічний ККД.

При менших значеннях λ знижується економічність двигуна, тому більша частина палива згоряє при ізобарному процесі, тобто в більшому обсязі і при значному тепловідводі.

Величина коефіцієнта використання теплоти при згорянні ξ_z знаходиться в межах:

для бензинових двигунів 0,80.0,95;

для швидкохідних дизелів з нерозділеними камерами згоряння 0,70...0,88;

для дизелів з розділеними камерами згоряння 0,65...0,80;

для газових двигунів 0,80...0,85.

Величина коефіцієнта повноти індикаторної діаграми $\phi_{\text{пд}}$ зазвичай коливається в межах:

для бензинових двигунів 0,94-0,97;

для дизелів 0,92-0,95.

Відношення ходу поршня до діаметра циліндра $m = S/D$ для сучасних автомобільних двигунів зазвичай лежить в межах:

бензинові двигуни 0,8...1,0;

автомобільні дизелі 0,9...1,05;

тракторні дизелі 0,9. 1,2.

Зменшення величини m двигуна сприяє зниженню маси і висоти двигуна, збільшення індикаторного ККД і коефіцієнта наповнення, а також зниження швидкості поршня і зносів деталей циліндро-поршневих груп. У той же час при зменшенні m зростають газові навантаження на поршень та інші деталі циліндро-поршневої групи, погіршується сумішоутворення і збільшується габаритна довжина двигуна.

В розрахунковій роботі відношення S/D вибирають за прототипом.

2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА

2.1. Процес наповнення

Тепловий розрахунок робочого двигуна виконується після вибору додаткових параметрів. Слід врахувати, що помилка при визначенні одного з параметрів тягне за собою спотворення результатів всього розрахунку. У зв'язку з цим рекомендується отримані значення зіставляти з аналогічними, наявними в літературі. Чисельні розрахунки необхідно проводити з точністю до третьої значущої цифри.

Процес характеризується наступними основними параметрами: тиском p_r і температурою T_a заряду в кінці процесу наповнення – початку стискання; тиском p_r і температурою T_r

залишкових газів; коефіцієнтом залишкових газів λ_r ; коефіцієнтом наповнення η_v .

Тиск заряду в кінці наповнення p_a . Тиск p_a (МПа) визначають нехтуючи незначною зміною щільності свіжого заряду при його русі у впускній системі і беручи початкову швидкість повітря $\omega_B=0$

$$p_a = p_K - (\beta^2 + \xi_{вп}) \frac{\omega_{вп}^2}{2} \cdot \rho_K \cdot 10^{-6} \quad (2.1)$$

де p_K - тиск на впуску повітря, МПа, при відсутності наддування $p_K=p_0$ і $\rho_K=\rho_0$; β - коефіцієнт загасання швидкості руху заряду, у розглянутому перетині; $\xi_{вп}$ - коефіцієнт опору впускної системи, віднесеної до найбільш вузькому її перетину; $\omega_{вп}$ - середня швидкість руху заряду в найменшому перетині впускної системи (як правило, в клапані або в продувальних вікнах); ρ_K і ρ_0 - щільність заряду на впуску відповідно при наддуві і без нього.

За дослідними даними в сучасних автомобільних двигунів на номінальному режимі $(\beta^2 + \xi_{вп}) = 2,5 \dots 4$ і $\xi_{вп} = 50 \dots 130$ м/с.

Щільність заряду, кг/м^3 , на впуску

$$\rho_R = \frac{p_K \cdot 10^{-6}}{R_B \cdot T_K}; \quad \text{чи} \quad \rho_0 = \frac{p_0 \cdot 10^{-6}}{R_B \cdot T_0} \quad (2.2)$$

де R_B - питома газова стала повітря

$$R_B = \frac{\mu R}{\mu B} = \frac{8314}{28,36} = 287$$

де $\mu R = 8314$ Дж/(кмоль·град) - універсальна газова постійна; T_K - температура заряду на впуску, К, (при відсутності наддування $T_K = T_0$).

Орієнтовно для чотиритактних ДВЗ без наддуву $p_a = (0,85 \dots 0,9)p_0$, для чотиритактних з наддувом $p_a = (0,9 \dots 0,96) p_K$.

Коефіцієнт залишкових газів λ_r . Величина коефіцієнта залишкових газів λ_r характеризує якість очищення циліндра від продуктів згоряння і визначає відносний вміст їх у горючій суміші.

Коефіцієнт залишкових газів для чотиритактних дизелів:
без обліку продування і дозарядки циліндра

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} \quad (2.3)$$

з урахуванням продування і дозарядки циліндра

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{оч} p_r}{\varepsilon \psi_{доз} p_a - \varphi_{оч} p_r \cdot \varphi_t} \quad (2.4)$$

де ε - ступінь стискання; ΔT - температура підігріву заряду в процесі впуску; $\varphi_{оч}$ - коефіцієнт очищення, $\varphi_{оч} = 1 \dots 0$ (при $\varphi_{оч} = 1$ продувка камери згоряння не проводиться; у разі ж $\varphi_{оч} = 0$ відбувається повне очищення камери згоряння від залишкових газів), приймаємо $\varphi_{оч} = 1$; $\psi_{доз}$ - коефіцієнт дозарядки, $\psi_{доз} = 1.02 \dots 1.15$, причому великі значення характерні для більш високооборотних двигунів. При відсутності дозарядки $\psi_{доз} = 1$; φ_t - коефіцієнт, що враховує відмінності у теплоємкостях свіжого заряду і остаточних газів (коефіцієнт нерівності теплоємностей)

Значення коефіцієнта φ_t залежить від коефіцієнта надлишку повітря α_1 (табл. 2.1).

Таблиця 2.1.

Значення коефіцієнта φ_t

Тип двигуна	Бензинові двигуни				Дизелі
Коефіцієнт надлишку повітря α	0.8	1.0	1.2	1.4	1.5...1.8
Коефіцієнт φ_t	1.13	1.17	1.14	1.11	1.1

Орієнтовні значення λ_r для двигунів:

Чотиритактних дизелів без наддуву 0,03...0,06;

з наддувом 0,02...0,04;

чотиритактних бензинових при повному

відкритті дросельної заслінки 0,06...0,08.

Температура в кінці наповнення T_a . Температура T_a визначається підігрівом заряду від нагрітих деталей двигуна ΔT , температурою залишкових газів T_r , і коефіцієнтом залишкових газів γ_r ,

$$T_a = \frac{T_K + \Delta T + \varphi_t \psi_{\text{ДОЗ}} \gamma_r T_r}{1 + \psi_{\text{ДОЗ}} \cdot \gamma_r} \quad (2.5)$$

Температура в кінці впуску T_a без урахування дозарядки циліндра і нерівності теплоємності свіжого заряду і залишкових газів:

$$T_a = (T_K + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r) \quad (2.6)$$

У сучасних чотиритактних двигунах температура в кінці впуску T_a змінюється в межах:

для бензинових двигунів 320... 370 К;

для дизелів 310...350 К;

для чотиритактних двигунів

з наддувом (без проміжного охолодження) 320.400 К.

Коефіцієнт наповнення η_v характеризує якість процесу впуску й являє собою поправку, яка враховує відхилення умов усередині циліндра від умов на впуску у двигун.

Для чотиритактних двигунів з урахуванням продування, дозарядки циліндра і нерівності теплоємності залишкових газів і свіжого заряду:

$$\eta_v = \psi_{\text{ДОЗ}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_K} \cdot \left(1 - \frac{\varphi_{\text{ОЧ}} \varphi_t}{\varepsilon \psi_{\text{ДОЗ}}} \cdot \frac{p_r}{p_a} \right) \cdot \frac{T_K}{T_K + \Delta T} \quad (2.7)$$

Якщо знехтувати продувкою, дозарядкою і нерівністю теплоємність, то $\varphi_{\text{ОЧ}} = \psi_{\text{ДОЗ}} = \varphi_t = 1$. Тоді

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_K}{T_K + \Delta T} \cdot \frac{1}{p_K} (\varepsilon p_a - p_r)$$

Коефіцієнт наповнення для автотракторних ДВЗ при роботі в номінальному режимі знаходиться в межах:

для бензинових двигунів 0,70...0,90;

для дизелів без наддуву 0,80...0,94;

для дизелів з наддувом 0,80.0,97.

При спеціально налаштованих впускних системах значення η_v можуть досягати до 1,0 і вище за рахунок використання інерційно-хвильових явищ.

2.2. Процес стискання

Процес стискання характеризується тиском p_c і температурою T_c робочого тіла в кінці процесу.

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа} \quad (2.8)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}, \text{ К} \quad (2.9)$$

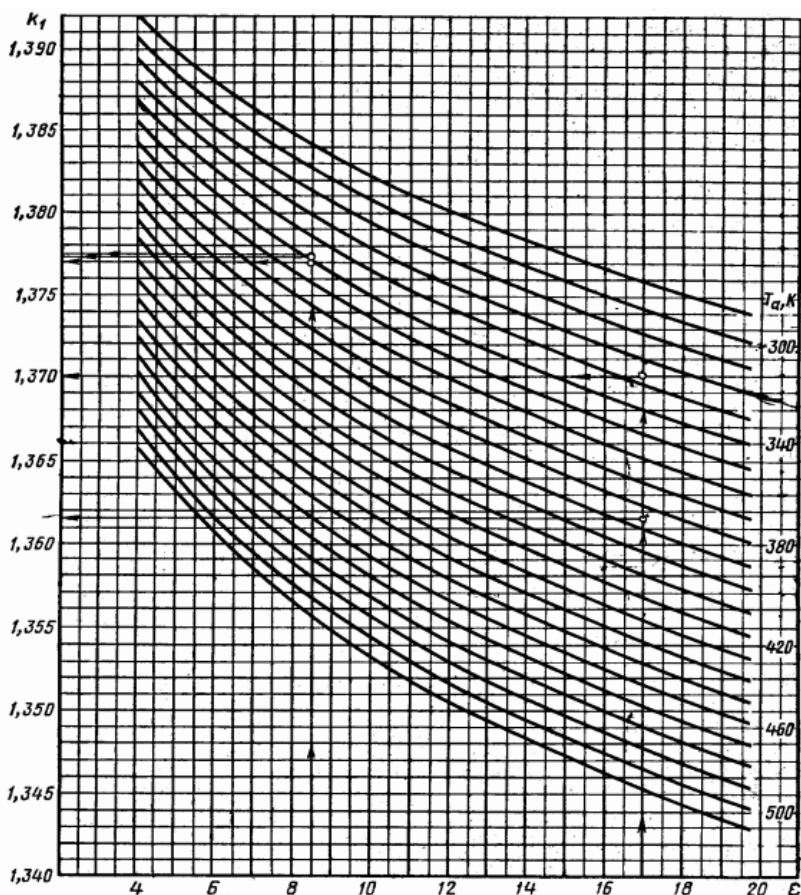
де n_1 - показник політропи стискання.

Значення n_1 може бути визначено за номограми (рис.2.1) або методом послідовних наближень зі ступенем точності, що складає 0,001, за формулою [16]

$$n_1 = 1 + \frac{8,314}{20,16 + 1,788 \cdot 10^{-3} (\varepsilon^{k_1-1} + 1) \cdot T_a} \quad (2.10)$$

де k_1 - показник адіабати.

Задаючись будь-яким значенням $k_1 = 1,35...1,38$ і вирішуючи дане рівняння методом послідовних наближень, визначаємо нове шукане значення n_1 .



2.1. Номограма для визначення показника адіабати стиску k_1

Значення показника адіабати k_1 за номограми (рис.2.1) визначається наступним чином. Через прийняте значення ступеня стискання ϵ проводиться ордината до перетину з відповідною кривою температур T_a . Через отриману точку перетину проводять лінію, паралельну осі абсцис до перетину з віссю ординат, на якій нанесені в масштабі значення k_1 .

Показник адіабати k_1 служить орієнтиром для уточнення при виборі n_1 , що виключає грубі помилки і як наслідок спотворення теплообміну між стискуємим зарядом і стінками циліндра. Можна припустити, що $n_1 = k_{1-0,04}^{+0,02}$

Значення показника політропи стискання p_1 залежить від частоти обертання колінчатого вала, ступеня стиску, розмірів циліндра, матеріалу поршня і циліндра, інтенсивності охолодження циліндрів і т.д., зазвичай лежать у межах: для бензинових і газових двигунів 1,3...1,39; для двигунів без наддуву 1,35...1,4; для дизеля з наддувом (при тиску наддування $p_k \leq 0,2$ МПа і без проміжного охолодження повітря після компресора) 1,35...1,38.

Величина p_1 зростає із збільшенням частоти обертання вала двигуна, а також із зменшенням співвідношення поверхні охолодження до об'єму циліндра. Падає p_1 зі збільшенням ступеня стискання і збільшенням інтенсивності охолодження. У двигунах з повітряним охолодженням.

Значення параметрів робочого тіла в кінці стискання p_c і T_c для сучасних автотракторних двигунів знаходяться у таких межах:

p_c , МПа T_c , К

для бензинових двигунів

(при повному відкритті дроселя) 0,9...2,0 650...800;

для дизелів без наддуву 2,9...6,0 700...900;

для дизелів з наддувом (при тиску наддування $p_k \leq 0,2$ МПа і без проміжного охолодження повітря після компресора) 6...8 900...1000.

Середня мольна теплоємність свіжого заряду в кінці стискання без урахування впливу залишкових газів (у бензинових двигунах та дизелях теплоємність свіжого заряду зазвичай приймається рівною теплоємності повітря, тобто без урахування впливу парів палива, і в газових двигунах - без обліку різниці в теплоємностях газоподібного палива і повітря) в інтервалі температур 273...1800 К визначається за рівнянням

$$mC'_{vcp} = a_c + b_c T_c = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \quad (2.12)$$

2.3. Процес згоряння

Параметри свіжого заряду. Теоретична маса (кількість повітря, необхідного для повного згоряння 1 кг рідкого палива

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O_T \right) \quad (2.13)$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right) \quad (2.14)$$

де l_0 - маса необхідного повітря, кг; L_0 - кількість необхідного повітря, кмоль,

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_B} \quad (2.15)$$

де μ_B - мольна маса повітря, ($\mu_B = 28,96$ кг/кмоль).

Теоретично необхідну кількість повітря (кмоль або m^3) для згоряння 1 кмоль (m^3) газоподібного палива $\sum C_n H_m O_r$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \sum \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r, \frac{\text{моль.пов}}{\text{моль.газу}} \left(\frac{m^3 \text{ пов}}{m^3 \text{ газу}} \right), \quad (2.16)$$

де n , m і r - відповідно числа атомів вуглецю (0-5), водню (0-12) і кисню (0-2).

Кількість, кмоль, свіжого заряду (горючої суміші) перед згорянням

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T}, \text{ кмоль} \quad (2.17)$$

де μ_T - молекулярна маса парів палива:

для автомобільного бензину $\mu_T = 110 \dots 120$ кг/кмоль;

для дизельного палива $\mu_T = 180 \dots 200$ кг/кмоль.

Величиною $1/\mu_T$ при визначенні M_1 для двигунів із запалюванням від стискання можна знехтувати.

В газових двигунах горюча суміш складається з 1 кмоль (m^3) газу і αL_0 кмоль (m) повітря

$$M_1 = \alpha L_0 + 1, \text{ кмоль}(m^3) \quad (2.18)$$

Параметри кінця процесу згоряння. Склад і кількість, кмоль, продуктів згоряння на 1 кг рідкого палива.

При $\alpha \geq 1$ (повне згоряння)

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль} \quad (2.19)$$

Кількість окремих складових продуктом згоряння кмоль)
при $\alpha > 1$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}; M_{H_2O} = \frac{H}{2}; M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0; M_{N_2} = 0,79\alpha L_0$$

(2.20)

Тоді після перетворення а для $\alpha > 1$

$$M_2 = \alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O_T}{32}, \text{кмоль} \quad (2.21)$$

Кількість кіломолей продуктів згоряння при $\alpha = 1$

$$(M_2)_{\alpha=1} = L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O_T}{32}, \text{кмоль} \quad (2.22)$$

Кількість, кмоль, продуктів згоряння газоподібного палива
 $\Sigma C_n H_m O_r$

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{кмоль} \quad (2.23)$$

Кількість окремих складових, кмоль, при згорянні 1 кмоль
 газоподібного палива $\Sigma C_n H_m O_r$

$$M_{CO_2} = \sum n(C_n H_m O_r); \quad M_{H_2O} = \sum \frac{m}{2}(C_n H_m O_r); \quad (2.24)$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0; \quad M_{N_2} = 0,79\alpha L_0 + N_2'$$

де N_2 - кількість атома азоту в газі, кмоль або м^3 .

Тоді для $\alpha > 1$, враховуючи, що $\Sigma C_n H_m O_r + N_2 = 1$,
 отримаємо

$$(M_2)_{\alpha>1} = \sum \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) C_n H_m O_r + 1 + \alpha L_0, \text{кмоль}, \quad (2.25)$$

для $\alpha = 1$

$$(M_2)_{\alpha=1} = \sum \left(n + \frac{m}{2} \right) C_n H_m O_r + 0,79L_0 + N_2, \text{кмоль}, \quad (2.26)$$

Склад і кількість продуктів згоряння при $\alpha < 1$ (неповне
 згоряння рідкого палива)

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_0, \text{ кмоль} \quad (2.27)$$

Кількість кожного компонента, кмоль

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} L_0; \quad M_{CO} = 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} L_0$$

$$M_{H_2} = 0,42 K \frac{1-\alpha}{1+K} L_0; \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 0,42 K \frac{1-\alpha}{1+K} L_0 \quad (2.28)$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_0$$

де K - відношення числа молей водню і окису вуглецю, тобто. $K = M_{H_2} / M_{CO}$ і є функцією відносини H/C (складу палива).

При $H/C = 0,17...0,19$, $K = 0,45...0,50$; при $H/C = 0,13$, $K = 0,30$.

Зміна кількості, кмоль, газу при згорянні визначається як різниця:

$$\Delta M = M_2 - M_1 \quad (2.30)$$

Для двигунів із запалюванням від стискання ($\alpha > 1$)

$$\Delta M = H / 4 + O / 32 \quad (2.31)$$

Для двигунів з зовнішнім сумішоутворенням $\alpha < 1$ (неповне згорання)

$$\Delta M = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21(1-\alpha) \frac{1}{\mu_T} \quad (2.32)$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль (або 1 м^3) газоподібного палива

$$\Delta M = \sum \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) C_n H_m O_r \quad (2.33)$$

Якщо у з'єднанні виду $\Sigma C_n H_m O_r$ кількість атомів водню $m < (4 - 2r)$, то зміна об'єму ΔM негативно, тобто об'єм робочого тіла в результаті згорання зменшиться. При $m > (4 - 2r)$ значення ΔM позитивно, тобто об'єм робочого тіла зростає.

Коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші
(теоретичний коефіцієнт) – μ_0

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1} \quad (2.34)$$

Коефіцієнт молекулярного вимірювання робочої суміші
(дійсний коефіцієнт) – μ

$$\mu = \frac{M_z}{M_c} = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (2.35)$$

де $M_z = M_2 + M_r$ - число молей газів після згоряння в точці Z; $M_c = M_1 + M_r$ - число молей газів в кінці стиску до згоряння в точці C. Значення μ залежно від α перебувають у таких межах:

для чотиритактних бензинових двигунів $\mu = 1,02 \dots 1,12$;

для чотиритактних дизелів $\mu = 1,01 \dots 1,05$;

для дизелів з газоподібним двигуном $\mu = 0,92 \dots 0,98$.

Середня мольна теплоємність mc продуктів згоряння. Для розрахунків робочих процесів двигунів зазвичай користуються середніми мольними теплоємностями при постійному об'ємі mc_v і при постійному тиску mc_p .

Тоді mc''_v продуктів згоряння при $V = \text{const}$.

$$mc''_v = \sum_{i=1}^{i=n} r_i (mc_{vi}), \frac{\kappa D_{ж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$$

де r_i - об'ємна частка кожного газу, що входить до складу продуктів згоряння, визначається за формулою $r_i = M_i/M_2$, при цьому $\sum r_i = 1$.

При неповному згорянні палива ($\alpha < 1$) продукти згоряння складаються із суміші вуглекислого газу CO_2 , окису вуглецю, CO , водяної пари H_2O , вільного водню H_2 і азоту N_2 .

При цьому

$$mc''_v = \frac{1}{M_2} [M_{\text{CO}_2} mc_{\text{VCO}_2} + M_{\text{CO}} mc_{\text{VCO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} mc_{\text{VH}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} mc_{\text{VH}_2} + M_{\text{N}_2} mc_{\text{VN}_2}] \quad (2.36)$$

При повному згорянні палива ($\alpha \geq 1$) продукти згоряння полягають із суміші вуглекислого газу, водяної пари, азоту, а при $\alpha > 1$ і кисню. При цьому

$$mc''_{vz} = \frac{1}{M_2} [M_{CO_2} mc_{vCO_2} + M_{H_2O} mc_{vH_2O} + M_{N_2} mc_{vN_2} + M_{O_2} mc_{vO_2}] \quad (2.37)$$

Для визначення середніх мольних теплоємностей окремих газів в залежності від температури використовують або емпіричні формули у вигляді $mc_v = a + b T$, або довідкові таблиці або графіки [К].

Для теплоємності продуктів згоряння в залежності від α можуть бути використані наступні співвідношення: $\left[\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \right]$: для бензинових двигунів ($0,7 < \alpha < 1,25$)

$$mc''_{v_z} = a_z + b_z T_z = (18,42 + 2,6\alpha) + (1,55 + 1,38\alpha) \cdot 10^{-3} T_z \quad (2.38)$$

для дизелів ($\alpha \geq 1$)

$$mc''_{v_z} = \left(20,1 + \frac{0,92}{\alpha} \right) + \left(1,55 + \frac{1,38}{\alpha} \right) \cdot 10^{-3} T_z \quad (2.39)$$

Середня теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску визначається в залежності: $\left[\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \right]$:

$$mc''_{p_z} = mc''_{v_z} + 8,314 \quad (2.40)$$

Теплоємність продуктів згоряння газових двигунів mc в залежності від α може бути визначена за формулою для бензинових двигунів.

Максимальна температура газів в процесі згоряння T_z (К) визначається з рівнянь згоряння: для дизелів

$$\frac{\xi H_U}{M_1(1 + \gamma_r)} + (mc'_{v_c} + 8,314\lambda) T_C = \mu \cdot (mc''_{v_z} + 8,314) \cdot T_z \quad (2.41)$$

$$\frac{\xi(H_U - \Delta H_U)}{M_1(1 + \gamma_r)} + mc'_{v_c} \cdot T_C = \mu \cdot mc''_{v_z} \cdot T_z \quad (2.42)$$

для газових двигунів

$$\frac{22,4\xi H_U}{M_1(1+\gamma_r)} + mc'_{V_C} \cdot T_C = \mu \cdot mc''_{V_C} \cdot T_Z \quad (2.43)$$

де ξ - коефіцієнт використання теплоти на ділянці видимого згоряння робочої суміші; λ - ступінь підвищення тиску в дизелі (зазвичай задається); H_u - нижча теплота згоряння автотранспортних палив кДж/або кДж/м³; ΔH_u - втрата частини теплоти згоряння з-за хімічної неповноти згоряння палива при $\alpha < 1$

$$\Delta H_U = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0, \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right] \quad (2.44)$$

де L_0 - теоретично необхідна кількість повітря в кіломолях для згоряння 1 кг палива.

У рівняння згоряння входять дві невідомі величини: максимальна температура згоряння T_z і теплоємність продуктів згоряння mc при цій же температурі. При підстановці в рівняння згоряння виразів для середніх молярних теплоємностей продуктів згоряння отримуємо рівняння другого порядку щодо T_z :

$$AT_z^2 + BT_z + C = 0$$

де A, B, C - відомі коефіцієнти,
звідки

$$T_z = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}$$

Тиск газів в кінці згоряння, МПа.
Бензинові двигуни

$$P_z = \mu P_C \frac{T_z}{T_C} \quad (2.45)$$

дизелі

$$P_z = \lambda P_C \quad (2.46)$$

Значення температури і тиску в кінці згоряння при роботі з повним навантаженням:

для бензинових двигунів

$$T_z = 2400 \dots 2900 \text{ К};$$

$$p_z = 3,5 \dots 7,5 \text{ МПа},$$

дійсний тиск

$$p_{zd} = 0,85; p_z = 3,0 \dots 6,5 \text{ МПа};$$

для дизелів

$$T_z = 1800 \dots 2300 \text{ К},$$

$$p_z = 5,0 \dots 12,0 \text{ МПа};$$

для газових двигунів

$$T_z = 2200 \dots 2500 \text{ К},$$

$$p_z = 3,0 \dots 5,0 \text{ МПа};$$

дійсний тиск

$$p_{zd} = 2,5 \dots 4,5 \text{ МПа}.$$

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (2.47)$$

Для автотракторних дизелів $\rho = 1,2 \dots 2,4$, а для бензинових і газових двигунів $\rho = 1$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні (бензинові двигуни)

$$\lambda = \mu \frac{T_z}{T_c} \quad (2.48)$$

Для бензинових двигунів $\lambda = 3 \dots 4$, для газових $\lambda = 3 \dots 5$.

2.4. Процеси розширення і випуску

Тиск та температура газів в кінці розширення визначаються за формулами політропного процесу:

для дизельних двигунів

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}; \quad T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (2.49)$$

для бензинових двигунів

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}; \quad T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} \quad (2.50)$$

де $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$ - ступінь подальшого розширення; n_2 - показник політропи розширення.

Середній показник n_2 можна визначити за номограмою (рис.2.2) або за формулою,

$$n_2 = 1 + \frac{8,314}{23,7 + 0,0046 T_z \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_1-1}} \right)} \quad (2.51)$$

де $\delta = \frac{V_a}{V_z} = \frac{\varepsilon}{\rho}$ - ступінь подальшого розширення.

Рівняння вирішується методом послідовних наближень з заданим ступенем точності (0,001).

Визначення k_2 за номограмами (рис. 2.2 та 2.3) проводиться наступним чином: за наявними значеннями ε (або δ для дизеля) і T_z визначають точку, якій відповідає значення k_2 при $\alpha = 1$. Для знаходження значення k_2 при заданому α необхідно отриману точку перенести по горизонталі на вертикаль, відповідну $\alpha = 1$ і далі паралельно допоміжним кривим до вертикалі, що відповідає заданому значенню α .

Середні значення величини n_2 для різних сучасних автотракторних двигунів змінюються в межах (для номінального навантаження):

для бензинових двигунів	1,23...1,30;
для дизелів	1,18...1,28;
для газових двигунів	1,25...1,35.

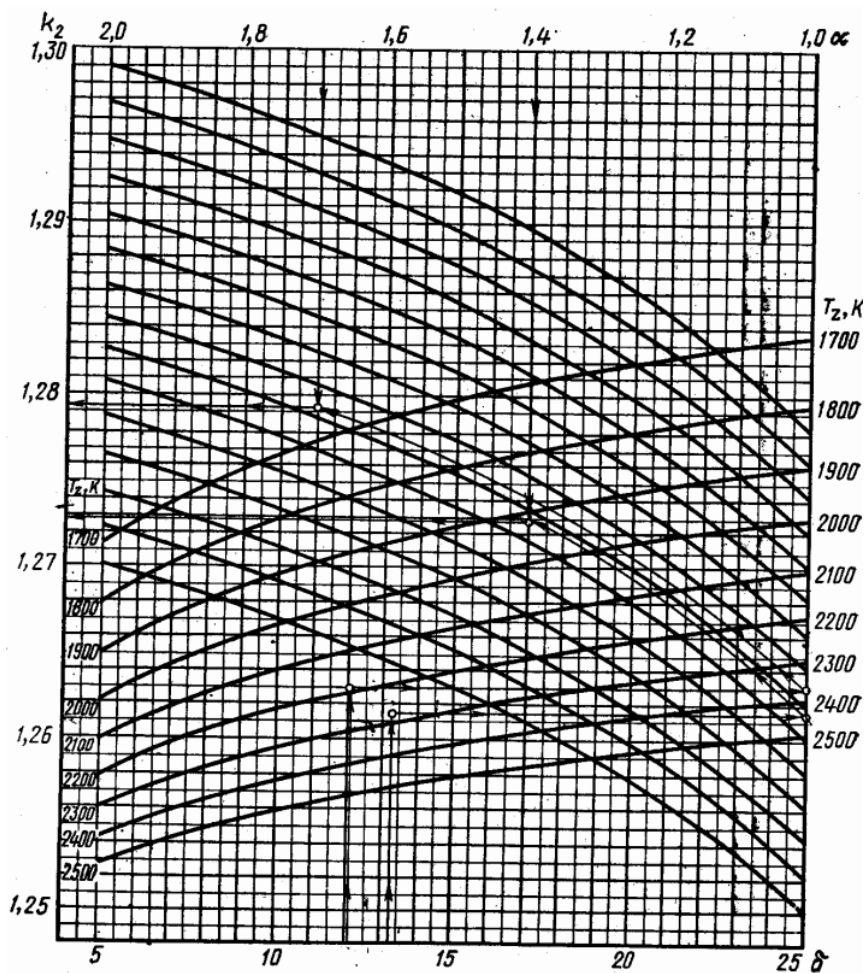


Рис. 2.2. Номограма визначення показника адіабати розширення k_2 для бензинових двигунів

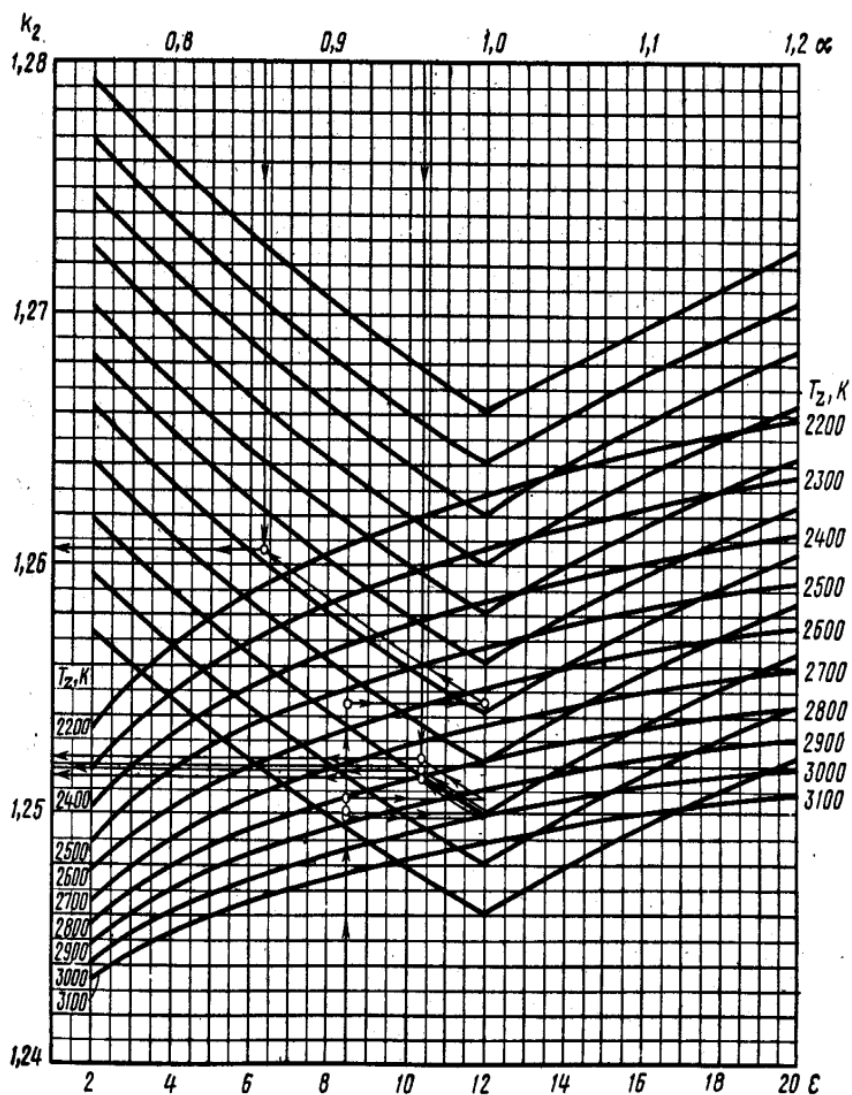


Рис. 2.3. Номограма визначення показника адіабати розширення k_2 для дизеля

Значення тиску p_b і температури T_b в кінці процесу розширення для сучасних автомобільних і тракторних двигунів лежать у межах (для номінального навантаження):

Тип двигуна	p_b , МПа	T_b , К
бензиновий	0,35...0,60	1400...1700
дизельний	0,20...0,50	1000...1400

Аналітичний розрахунок параметрів газу в процесі випуску значно ускладнений внаслідок складності взаємодії факторів, що визначають цей процес. У зв'язку з цим значення тиску і температури газів у кінці випуску (p_r , T_r) при термодинамічному аналізі робочого циклу приймаються на підставі експериментальних досліджень процесу випуску реальних двигунів внутрішнього згоряння.

Правильність раніше (при аналізі процесу впуску) зробленого вибору параметрів процесу випуску p_r і T_r можна перевірити за формулою професора Є. К. Мазинга

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b / p_r}} \quad (2.52)$$

Значення температури в вихідних даних та отримане розрахунком за цією формулою не повинні відрізнятися більш ніж на 5 %, при більшій розбіжності тепловий розрахунок двигуна доводиться переробляти, задавшись температурою, середньої між згаданими.

2.5. Індикаторні показники циклу

Середній індикаторний тиск не скругленої (теоретичної) індикаторної діаграми - p_{iHC} , МПа: для дизелів

$$p_{iHC} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (2.53)$$

для бензинових двигунів ($\rho = 1$, $\delta = \varepsilon$)

$$p_{iHC} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (2.54)$$

Дійсний середній індикаторний тиск

$$p_i = p_{iHC} \phi_{пд} - \Delta p_i \quad (2.55)$$

де $\phi_{пд}$ - коефіцієнт повноти індикаторної діаграми: для бензинових двигунів $\phi_{пд} = 0,94...0,97$; для дизелів $\phi_{пд} = 0,92...0,95$; Δp_i - середній тиск насосних втрат на газообмін

$$\Delta p_i = p_r - p_a, \text{МПа} \quad (2.56)$$

При проведенні розрахунків втрати на газообмін враховуються в роботі, що витрачається на механічні втрати. З цим приймають, що середня індикаторне тиск p_i ; відрізняється від p_{inc} тільки на коефіцієнт повноти діаграми:

$$p_i = \varphi_{ПД} p_{inc}, \text{МПа} \quad (2.57)$$

При роботі на повному навантаженні величина p_i ; (МПа) досягає:

для чотиритактних бензинових двигунів	0,6...1,4;
для чотиритактних дизелів без наддуву	0,7...1,1;
для чотиритактних дизелів з наддувом	до 2,5.

Індикаторний коефіцієнт корисної дії двигунів, що працюють на рідкому паливі.

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_0}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_v} \quad (2.58)$$

де p_i - виражено в МПа; l_0 - теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння палива в кг/кг палив.; H_u - нижча теплота згоряння палива, МДж/кг; p_k - щільність паливоповітряної суміші на впуску у двигун (для бензинових двигунів беруть свіжий заряд, як і для дизеля, що складається з повітря), кг/м³; $p_k \approx 1,22$ кг/м³ - щільність повітря при p_0 і T_0 ($p_0 = 0,1$ МПа і $T_0 = 293$ К).

Індикаторний ККД для автотракторних двигунів, що працюють на газоподібному паливі

$$\eta_i = \frac{371,2 \cdot 10^{-6} \cdot M'_1 \cdot T_k \cdot p_i}{H_u \cdot p_k \cdot \eta_v} \quad (2.59)$$

де $M'_1 = \alpha l'_0$ - кількість горючої суміші, кмоль гор. см/кмоль. палив.; T_k - температура повітря за компресором (без нього $T_k = T_0$); К; p_i і p_k (p_0) - у МПа; H_u - в МДж/м³ палив.

У сучасних автотракторних двигунів, що працюють на номінальному режимі, величини індикаторного ККД і становить:

для бензинових двигунів	0,26...0,35;
для дизелів	0,38...0,50;
для газових двигунів	0,28...0,34.

Індикаторна питома витрата палива для рідкого палива
г/(кВт·год)

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}; \text{ чи } g_i = 3600 \frac{\rho_K \cdot \eta_V}{p_i \cdot \alpha \cdot l_0} \quad (2.60)$$

для газового палива, м³/(кВт год)

$$V_i = \frac{3,6}{\eta_i \cdot H_u} \text{ чи } V_i = 9700 \frac{p_K \cdot \eta_V}{M_1' \cdot T_K \cdot p_i} \quad (2.61)$$

а питома витрата теплоти, МДж/(кВт · год)

$$q_i = v_i H_u' = 9700 \frac{p_K \cdot \eta_V \cdot H_u'}{M_1' \cdot T_K \cdot p_i} \quad (2.62)$$

Питомі витрати палива на номінальному режимі:

для бензинових двигунів g_i 235...320 г/(кВт · год);

для дизелів g_i 170...230 г/(кВт · год);

для газових двигунів q_i 10,5...13,5 МДж/(кВт · год).

2.6. Ефективні показники двигуна

Середній тиск механічних втрат, МПа, можна визначити за наступним емпіричним формулами у вигляді $p_m = a + b \cdot C_{n \cdot cp}$:

для бензинових двигунів з числом циліндрів до шести і відношенням $S/D > 1$ при повністю відкритій дроселі

$$p_M = 0,049 + 0,0152 C_{n \cdot cp} \quad (2.63)$$

для бензинових двигунів з числом вісім циліндрів і відношенням $S/D < 1$ при повністю відкритому дроселі

$$p_M = 0,039 + 0,0132 C_{n \cdot cp} \quad (2.64)$$

для чотиритактних дизелів з камерами нерозділеними

$$p_M = 0,089 + 0,0118 C_{n \cdot cp} \quad (2.65)$$

для предкамерних дизелів

$$p_M = 0,103 + 0,0153 C_{n.cp} \quad (2.66)$$

для дизелів з вихровими камерами

$$p_M = 0,089 + 0,0135 C_{n.cp} \quad (2.67)$$

Для аналогічних двигунів з наддувом

$$p_M = (a + b \cdot C_{п.ср}) \cdot \sqrt[10]{10 \cdot p_k} \quad (2.68)$$

де $C_{п.ср}$ – середня швидкість поршня, попередньо прийнята в межах 6...15 м/с.; a, b – постійні коефіцієнти; p_k – тиск наддуву, МПа.

У сучасних автотракторних двигунів при частоті обертання колінчатого вала, що відповідає номінальній потужності двигуна середня швидкість поршня $C_{п.ср}$ (м/с) варіює в наступних розмірах:

для бензинових і газових двигунів легкових автомобілів	12.. .15;
для бензинових і газових двигунів вантажних автомобілів	9.12;
для автомобільних дизелів	6,5.. .12;
для тракторних дизелів	6.. .10.5.

Значення середнього тиску механічних втрат вимірюються

в таких межах:

для бензинових двигунів	$p_M = 0,15...0,25$ Мпа;
для дизелів	$p_M = 0,2... 0,3$ МПа.

Середній ефективний тиск, МПа

$$p_e = p_i - p_M \quad (2.69)$$

Механічний ККД двигуна η_M

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_M}{p_i} \quad (2.70)$$

Приблизні значення механічного ККД η_M для різних двигунів на номінальному режимі роботи:

чотиритактний бензиновий	0,7...0,90;
чотиритактні дизелі без наддуву	0,7...0,82;
чотиритактні дизелі з наддувом	0,8...0,9;
чотиритактні газові	0,75...0,85.

Ефективний ККД двигуна η_e

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M \quad (2.71)$$

Ефективна питома витрата, г/(кВт·год)

а) для рідкого палива

$$g_e = \frac{3600}{H'_U \cdot \eta_e} \text{ чи } g_e = 3600 \frac{\rho_K \cdot \eta_V}{\alpha \cdot l_0 \cdot p_e} \quad (2.72)$$

б) для газоподібного палива - V_c , м³/(кВт · год)

$$\nu_e = \frac{3,6}{H'_U \cdot \eta_e} \text{ чи } \nu_e = 9700 \frac{p_K \cdot \eta_V}{p_e \cdot M_i \cdot T_K} \quad (2.73)$$

питомі ефективні витрати теплоти, МДж/кВт год, на одиницю ефективної потужності

$$q_e = \nu_e \cdot H'_U = 9700 \frac{p_K \cdot \eta_V}{p_e \cdot M_i \cdot T_K} \cdot H'_U \quad (2.74)$$

Для цих двигунів середні значення p_c , g_e , η_e наведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3.
Ефективні показники двигунів

Тип двигуна	p_c , МПа	η_e	g_e (q_e)
Чотиритактний бензиновий	0,6...1	0,25...0,33	250...325 г/(кВт·год)
Чотиритактний дизель без наддуву з наддувом	0,55...0,85	0,3...0,43	210...280 г/(кВт·год)
	0,7...2	0,37...0,45	205...245 г/(кВт·год)
Чотиритактний газовий	0,5...0,75	0,23...0,28	12...17 МДж/(кВт·год)

2.7. Основні розміри циліндра двигуна

За заданим значенням ефективної потужності P_e , частоти обертання колінчатого вала n , тактності двигуна τ і розрахунковим значенням p_c визначається робочий об'єм всіх циліндрів (літраж двигуна) V_d , л

$$V_{II} = \frac{30 \cdot \tau \cdot P_e}{p_e \cdot n} \quad (2.75)$$

де τ - коефіцієнт тактності ($\tau = 4$ - для чотиритактних двигунів, $\tau = 2$ - для двотактних двигунів).

$$V_h = \frac{V_i}{i_u} = \frac{\pi D^2 \cdot S}{4} \quad (2.76)$$

Після визначення V_h , розраховуються з урахуванням попередньо прийнятого значення параметра $m = S/D$, діаметр циліндра D (мм) і ходу поршня S (мм):

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot m}} \quad (2.77)$$

$$S = m \cdot D \quad (2.78)$$

Отримані значення D і S округляють до цілих чисел, нуля або п'яти.

Величина діаметра D (мм) циліндра сучасних двигунів автотранспортних змінюється у таких межах:

для бензинових і газових двигунів легкових автомобілів	60...100;
для бензинових і газових двигунів вантажних автомобілів	70...110;
для автомобільних дизелів	80...130;
для тракторних дизелів	70...150.

Збільшення діаметра циліндра у двигуна з іскровим запалюванням при даному октановому числі палива веде до зниження ступеня стискання а для забезпечення бездетонаційної роботи, у дизельного двигуна при цьому цетановому числі палива - до погіршення сумішоутворення.

За остаточно прийнятим значень D і S визначають основні параметри і показники двигуна:

літраж двигуна, л.

$$V_i = \frac{\pi D^2 S i}{4 \cdot 10^6} \quad (2.79)$$

ефективну потужність, кВт

$$P_e = \frac{P_e V n}{30 \tau} \quad (2.80)$$

ефективний крутний момент, Н·м

$$T_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot P_e}{\pi \cdot n} \quad (2.81)$$

годинна витрата палива, кг/ГОД

$$G_T = N_e \cdot g_e \quad (2.82)$$

середню швидкість поршня, м/с

$$C_{ПСП} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} \quad (2.83)$$

При розбіжності між раніше прийнятої величиною $C_{пер}$ і отриманої за формулою (2.83) більше 3-4% необхідно перерахувати ефективні параметри двигуна.

2.8. Показники напруженості двигуна

Літрова потужність двигуна, кВт/л

$$P_{Л'} = \frac{P_e}{i \cdot V_h} \quad (2.84)$$

Значення літрової потужності знаходиться в межах:

для бензинових двигунів

$P_{Л} = 20 \dots 40$ кВт/л;

для дизелів

$P_{Л} = 10 \dots 20$ кВт/л.

Питома поршнева потужність, кВт/дм²

$$P_{П} = \frac{P_e}{\left(\frac{i \pi D^2}{4} \right)} \quad (2.85)$$

де D - діаметр поршня, дм.

Значення питомої поршневої потужності знаходяться в межах:

для бензинових двигунів $P_n = 15 \dots 35$ кВт/дм ;
для дизелів $P_n = 15 \dots 25$ кВт/дм .

Важливими питомими показниками двигуна є питома маса в кілограмах на 1 кВт потужності і літрова маса в кілограмах на 1 літр робочого об'єму циліндра.

Питома маса кг/кВт

$$g_N = \frac{G_C}{N_e} \quad (2.86)$$

Літрова маса кг/л,

$$g_l = \frac{G_C}{V_h} \quad (2.87)$$

де G_c - суха маса двигуна, кг.

Приблизні значення питомої і літрової мас лежать в межах:

для бензинових двигунів $g_N = 1,6 \dots 6,0$ кг/кВт;
 $g_N = 75 \dots 150$ кг/л,
для дизелів $g_N = 4,0 \dots 10$ кг/кВт;
 $g_l = 100 \dots 200$ кг/л.

За результатами теплового розрахунку проводиться техніко-економічний аналіз отриманих основних показників і параметрів, для чого проводяться:

1) співставлення величини p_e у проектного двигуна з величинами p_e у прототипу і однотипних двигунів (за літературними даними);

2) аналогічне зіставлення g_e і η_e ;

3) аналогічне зіставлення величини максимального тиску

p_z .

Аналіз повинен закінчуватися висновками про переваги і недоліки

проектного двигуна.

2.9. Побудова індикаторної діаграми

За результатами теплового розрахунку необхідно побудувати індикаторну діаграму циклу на аркуші міліметрової паперу формату А4.

Побудова індикаторної діаграми чотиритактного двигуна з іскровим запалюванням (рис.2.4.а) проводиться таким чином. В координатах p - V по осі абсцис (вісь V) відкладається об'єм камери стискання V_c , масштабне значення якого зазвичай знаходиться в межах 15 ... 20 мм. Тоді повний об'єм циліндра на кресленні буде

$$V_a = \varepsilon V_c \text{ або } V_a = V_c + V_h,$$

де $V_h(\varepsilon - V_c)$, мм - робочий об'єм.

Значення величини V_a також відкладається від початку координат. Через кінці відрізків V_c і V_a проводять вертикальні лінії, що характеризують верхню мертву точку (ВМТ) і нижню мертву точку (НМТ)

Для отримання нормальної конфігурації індикаторної діаграми рекомендується приймати масштаби діаграми з таким розрахунком, щоб відношення висоти діаграми до її ширини було близько до 1,5. Тоді масштаб тисків у вищевказаному значенні зазвичай вибирається в межах $m_p = 0,02 \dots 0,04$ МПа/мм.

Відповідно до прийнятої величиною m_p розмічається шкала тиску по осі ординат і на лініях ВМТ і НМТ наносяться основні точки індикаторної діаграми r , a , c , z , b , положення яких відповідає величин тиску p_r , p_a , p_c , p_z , p_b (див. тепловий розрахунок). Крім цього наноситься лінія атмосферного тиску p_0 .

Так як при рекомендованих значеннях m_p величини p_a , p_b і p_r графічно дуже близькі один до одного, то допускається умовно відкладати на діаграмі значення p_a і p_r на 1,5 1,0. мм відповідно вище і нижче лінії атмосферного тиску p_0 .

Після цього проводиться побудова ліній політропи стискання і розширення. Для побудови лінії політропи стискання попередньо вибирається кілька проміжних точок, розташованих на осі абсцис між об'ємами V_a і V_c зі значеннями $V_1 = 1,2 V_c$; $V_2 = 1,5 V_c$; $V_3 = 2 V_c$ і т.д. Рекомендується приймати 6-8 проміжних точок.

Через кінці цих отриманих точок, проводяться вгору тонкі вертикальні лінії, на яких відкладаються значення тиску p_{x1} , p_{x2} , p_{x3} і т.д. Ці значення визначаються з рівняння політропи стискання, в якому відношення V_a / V_i ; змінюється в межах від 1 до ε , тобто $p_{x1} = p_a(V_a / V_1)^{n1}$; $p_{x2} = p_a(V_a / V_2)^{n1}$; $p_{x3} = p_a(V_a / V_3)^{n1}$ і т.д.

Отримані точки, а також точки a і z' з'єднуються з плавною лінією.

Для побудови політропи розширення визначаються тиску при тих же проміжних об'ємах V_1, V_2, V_3 і т.д., що знаходяться з рівняння політропи розширення:

$$p_{o1} = p_b (V_a / V_1)^{n_2}; p_{o2} = p_b (V_a / V_2)^{n_2}; p_{o3} = p_b (V_a / V_3)^{n_2} \text{ і т.д.}$$

Значення тиску відомості, p_{y1}, p_{y2}, p_{y3} і т.д. відкладаються на відповідних вертикальних лініях. Отримані точки, а також точки z і b з'єднуються лекальною кривою.

Теоретична (нескружена) індикаторна діаграма (p_{aczbr}) потім округлюється в точках c, z, b . Положення точки C^1 визначають кутом випередження запалювання, а положення точки C'' орієнтовно може бути знайдене з виразу

$$P_{c''} = (1,15 \dots 1,25) p_c.$$

Дійсний тиск наприкінці видимого згоряння

$$p_z' = 0,85 p_z.$$

Положення точки z' повинно бути зміщений праворуч від лінії (ВМТ) на 10...15% обертання колінчатого валу. Точка b^1 повинна відповідати моменту відкриття випускного клапана. Точка b^{11} зазвичай розташовується на половині відстані між точками a і b . Потім проводять лінію атмосферного тиску (p_0), лінію впуску r_a і лінію випуску b_1r .

Індикаторна діаграма циклу дизеля (рис.2.4.б) будується аналогічно діаграмі бензинового двигуна, за винятком таких відмінностей:

- 1) масштабне значення об'єму V_c приймається рівним $V_c = 10 \text{ мм}$;
- 2) масштаб тиску вибирається в межах $m_p = 0,03 \dots 0,05 \text{ МПа/мм}$;
- 3) дійсний максимальний тиск циклу $p_z' = p_z$,
- 4) лінія політропи розширення будується не з точки z' , а з точки z .

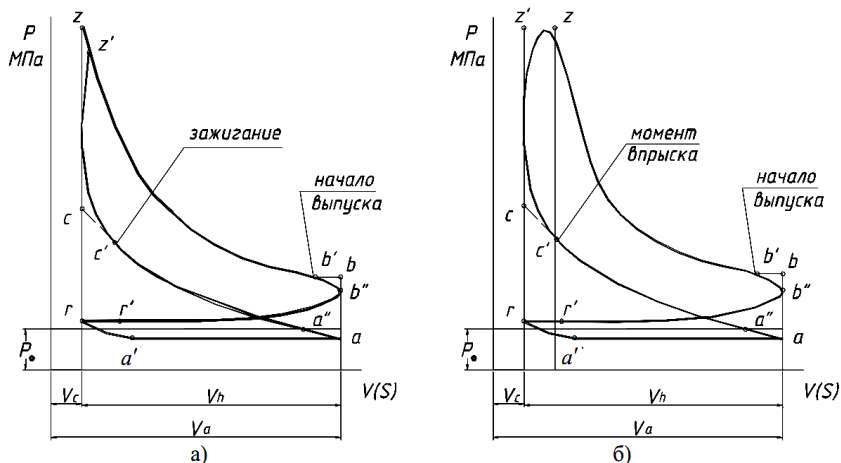


Рис. 2.4 Індикаторна діаграма чотиритактного двигуна:

а – двигун з іскровим запалюванням; б – дизель; Γ' – початок відкриття впускного клапана; a'' – кінець закриття впускного клапана; b' – початок відкриття випускного клапана; a' – кінець закриття випускного клапана.

Положення точки z на індикаторній діаграмі визначається ступенем попереднього розширення ρ :

$$V_z = \rho V_c.$$

Далі перебувають об'єми в проміжні точки лінії розширення:

$$V_1 = 1,2V_z; V_2 = 1,5V_z; V_3 = 2 V_z \text{ і т.д.}$$

Тиск для цих об'ємів знаходять також з рівняння політропи розширення:

$$P_{b1} = p_b (V_a / V_1)^{n_2}; p_{b2} = p_b (V_a / V_2)^{n_2}; p_{b3} = p_b (V_a / V_3)^{n_2} \text{ і т.д.}$$

При цьому відношення V_a / V_1 змінюється в межах від 1 до 5, де 5 - ступінь подальшого розширення.

Подальша побудова аналогічно побудові індикаторної діаграми для бензинових двигунів. Теоретична (нескруглена) індикаторна діаграма дизеля скругляється в точках c , z' , z і b . Лінію $\bar{b}' \bar{b}$ у дизелів скругляють поблизу точки Z .

У двигунів з наддувом лінія випуску може проходити як вище, так і нижче лінії впуску, і може в значній частині збігатися з лінією впуску.

2.10. Тепловий баланс двигуна

Тепловий баланс оцінює розподіл тепла, що внесене в двигун паливом, що йде на корисну роботу і на втрати. Точне визначення окремих статей теплового балансу може бути виконано на підставі лабораторних досліджень. Однак орієнтовно вони можуть бути визначені на підставі теоретичних розрахунків.

Тепловий баланс підраховують в абсолютних одиницях теплоти за одну годину роботи двигуна або за час витрачання 1 кг або 1 м³ палива.

У загальному вигляді рівняння зовнішнього теплового балансу в абсолютних одиницях можна представити так:

$$Q_o = Q_e + Q_{охл} + Q_{ог} + Q_{н.с} + Q_m + Q_{ост} \quad (2.88)$$

де Q_o - теплота згоряння витраченого палива; Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна; $Q_{охл}$ - теплота, що відводиться від двигуна охолоджуючої середовищем (рідиною або газом); $Q_{ог}$ - теплота, що відводиться відпрацьованими газами; $Q_{н.с}$ - теплота, не що виділилася при згорянні палива з-за неповноти згоряння; Q_m - теплота, що відводиться мастилом (цей член теплового балансу виділяється зазвичай при наявності на двигуні автономного теплообмінника для охолодження мастила, в більшості випадків Q_m включається в залишковий член теплового балансу); $Q_{ост}$ - теплоту, що виділяється в результаті променистого і конвективного теплообміну.

Величину кожної складової теплового балансу визначають в кДж/год або у відсотках до всієї кількості підведеною теплоти.

Теплоту згоряння витраченого палива (розташовану теплоту) визначають за нижчою теплотою згоряння палива H_u (кДж/кг) або H'_u (кДж/м³) і часовій витраті рідкого палива G_T (кг/год) або газоподібного палива V_T (м³/год):

$$Q_o = G_T \cdot H_u ; \text{ або } Q_o = V_T \cdot H'_u , \text{ кДж/год} \quad (2.89)$$

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна (кДж/год)

$$Q_e = G_T \cdot H_H \cdot \eta_e \quad (2.90)$$

де η_e - ефективний ККД.

Теплоту, передану охолоджуючому середовищу визначають за емпіричним формулами (кДж/год):

для бензинового двигуна:

$$Q_{OХЛ} = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m (H_U - \Delta H_U) / (\alpha \cdot H_U) \quad (2.91)$$

для дизеля:

$$Q_{OХЛ} = 3,6 \cdot C \cdot i D^{1+2m} \cdot n^m \cdot (1/\alpha) \quad (2.92)$$

де C - коефіцієнт пропорційності (для чотиритактних двигунів $C = 0,45 \dots 0,53$); i - число циліндрів; D - діаметр циліндра, см; m - показник ступеня (для чотиритактних двигунів $m = (0,6 \dots 0,7)$); n - частота обертання колінчатого вала, хв^{-1} ; ΔH_U - втрата частини теплоти згоряння з-за хімічної неповноти згоряння палива при $\alpha < 1$;

$$\Delta H_U = 119950 (1 - \alpha) \cdot \alpha_0, \text{кДж} / \text{кг} \quad (2.93)$$

При повітряному охолодженні (кДж/год)

$$Q_{OХЛ} = q_{\text{повіт}} \cdot G_T \cdot H_u \quad (2.94)$$

де $q_{\text{повіт}}$ - коефіцієнт, який визначає частку теплоти, що передається поверхнею оребріння; $q_{\text{повіт}} = 0,28 \dots 0,33$ - для бензинових двигунів; $q_{\text{повіт}} = 0,25 \dots 0,3$ - для дизелів.

Теплоту, віднесену відпрацьованими газами, наближено визначають як різницю ентальпії газу у випускному трубопроводі і ентальпії поступаючого повітря у двигун.

Для двигунів, що працюють на рідкому паливі

$$Q_{OG} = G_T (M_2 m_{c''_p} \cdot T'_{r'} - M_1 \cdot m_{c'_p} \cdot T_0) \quad (2.95)$$

де $m_{c''_p}$, $m_{c'_p}$ - мольні теплоємності при постійному тиску відповідно продуктів згоряння при температурі $T'_{r'}$ і свіжого заряду

при температурі T_0 , кДж/(кмоль·К); T_r - температура газів, що відробили за випускним трубопроводом (турбокомпресором), К. Її величина береться за експериментальними даними, при відсутності таких, обчислюється за формулою: $T'_r = T_r - (70...100)$, T_r - температура залишкових газів в кінці процесу випуску, К; T_0 - температура свіжого заряду при вступі його у впускний патрубок компресора або при відсутності наддування у впускний патрубок двигуна, К.

Для газових двигунів

$$Q_{ог} = \frac{V_T}{22,4} (M_2 m c''_p \cdot T'_r - M_1 \cdot m c'_p \cdot T_0) \quad (2.96)$$

Теплота, втрачена через хімічну неповноту згорання палива (для бензинових двигунів $\alpha < 1$)

$$Q_{H.C} = \Delta H_u \cdot G_T \quad (2.97)$$

де $\Delta H_u = 119950(1 - \alpha)L_0$ кДж/кг.

При $\alpha > 1$ ця втрата незначна і включається в залишковий член балансу.

Теплота, що відводиться маслом

$$Q_M = G_M \cdot (T_{M.BX} - T_{M.BYX}) \cdot c_M \quad (2.98)$$

де G_M - кількість масла, що проходить через охолоджувач, кг/год; $T_{M.BX}$, $T_{M.BYX}$ - температура вхідного в охолоджувач і виходить із нього масла, К; c_M - теплоємність масла, кДж/(кг·К).

У більшості випадків Q_M включають в залишковий член теплового балансу $Q_{ост}$. Залишковий член теплового балансу визначають як різниця між підведеною теплотою і сумою вимірюваних складових теплового балансу:

$$Q_{ост} = Q_o - (Q_e + Q_{охл} + Q_M + Q_{ог} + Q_{н.с}) \quad (2.99)$$

Тепловий баланс у відсотках до всієї кількості теплоти підведеної теплоти

$$q_e + q_{охл} + q_{ог} + q_{н.с} + q_M + q_{ост} = 100\% \quad (2.100)$$

$$\text{де } q_e = \frac{Q_e \cdot 100}{Q_o}; q_{охл} = \frac{Q_{охл} \cdot 100}{Q_o}; q_{ог} = \frac{Q_{ог} \cdot 100}{Q_o}; q_{н.с} = \frac{Q_{н.с} \cdot 100}{Q_o};$$

$$q_m = \frac{Q_m \cdot 100}{Q_o}; q_{ост} = \frac{Q_{ост} \cdot 100}{Q_o}.$$

Середні значення окремих складових зовнішнього теплового балансу, віднесені до теплоти, введеній з паливом при роботі двигуна на номінальному режимі наведено у таблиці 2.3.

Таблиця 2.4.

Приблизні значення окремих складових зовнішнього теплового балансу (у відсотках)

Двигуни	q_e	$q_{охл}$	$q_{ог}$	$q_{н.с}$	$q_{ост}$
Бензинові	22...30	20...35	30...55	0...45	3...10
Газові	25...32	15...30	30...45	0...5	4...10
Дизелі без наддуву	29...42	20...35	25...40	0...5	2...7
Комбіновані з наддувом:					
Помірним	35...45	10...25	25...45	0...5	2...7
Високим	40...48	10...18	20...40	0...7	2...5

3. ПРИКЛАД ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

Завданням теплового розрахунку двигуна являється визначення основних показників його робочого процесу. На основі теплового розрахунку з достатньою для практики точністю можна визначити температуру газів, а також максимальний і змінний тиск їх в циліндрі в залежності від руху поршня, необхідні для розрахунку деталей двигуна на стійкість, жорсткість і зносостійкість. За даними теплового розрахунку будують індикаторну діаграму, підраховують середній індикаторний тиск і по заданій потужності визначають число і розміри циліндрів для двигуна, що знову проектується. Тепловий розрахунок проводять для режиму роботи двигуна, що відповідає максимальній потужності при нормальному числі обертів. При інших режимах роботи двигуна, що відповідає частковому навантаженню (коли момент, який розвиває двигун, менше чи більше його моменту при розрахунковій потужності), будуть змінюватися коефіцієнт надлишку повітря, степінь попереднього розширення, степінь підвищення тиску та інші показники. Точність теплового двигуна в основному залежить від правильного вибору вихідних параметрів і коефіцієнтів, призначаємих по даним дослідів аналогічних виконаних конструкцій двигуна. Кінцеві показники робочого процесу нового двигуна виявляються при дослідженні досліджуваного зразка. Чим більше при тепловому розрахунку використовуються фактичні дані дослідів, тим ближче будуть результати першого дослідного двигуна до розрахункових даних.

Задача

Потужність дизеля з вихровою камерою $N_e = 70$ к. с. при $n = 1400$ об/хв. Число циліндрів $i = 4$; дизельне паливо має такий склад: $C = 0,86$; $H = 0,13$; $O_m = 0,01$; нижча теплотворність палива $H_u = 10000$ ккал/кг.

На основі даних випробування сучасних дизелів аналогічного типу приймаємо наступні параметри для розрахунку: $\varepsilon = 17$; $\alpha = 1,35$; $p_0 = 1,033$ кг/см²; $T_0 = 288^\circ$ абс.; $p_a = 0,85$ кг/см²; $p_r = 1.15$ кг/см²; $\Delta T = 15^\circ$; $T_r = 750^\circ$ абс.; $\lambda = 1,6$; $\zeta = 0,75$.

Провести тепловий розрахунок та побудувати індикаторну діаграму даного двигуна.

РОЗРАХУНОК

ВПУСК

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} = \frac{288 + 15}{750} \cdot \frac{1.15}{17 \cdot 0.85 - 1.15} = 0.035$$

Температура заряду в кінці впуску (в началі стиску)

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma} = \frac{288 + 15 + 0.035 \cdot 750}{1 + 0.035} = 317^\circ \text{абс}$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a(1 + \gamma)} = \frac{17}{17 - 1} \cdot \frac{0.85}{1.033} \cdot \frac{288}{317(1 + 0.035)} = 0.77$$

СТИСК.

Середній показник політропи стиску визначаємо за формулою проф. В.А. Петрова: $n_1 = 1.41 - \frac{100}{1400} = 1.34$

Тиск в кінці стиску

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0.85 \cdot 17^{1.34} = 38 \text{ кг / см}^2$$

Температура в кінці стиску

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 317 \cdot 17^{1.34 - 1.0} = 832^\circ \text{абс.}$$

$$t_c = T_c - 273 = 832 - 273 = 559^\circ$$

ЗГОРЯННЯ.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива:

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_m}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495 \text{ моля}$$

Дійсно підведена кількість повітря на 1 кг палива (кількість свіжого заряду):

$$M_1 = \alpha L_0 = 1.35 \cdot 0.495 = 0.668 \text{ моля}$$

СКЛАД ПРОДУКТІВ ЗГОРЯННЯ.

Кількість молей CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.86}{12} = 0.0716 \text{ моля}$$

Кількість молей H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065 \text{ моля}$$

Кількість молей азоту

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \alpha L_0 = 0.79 \cdot 1.35 \cdot 0.495 = 0.528 \text{ моля}$$

Кількість молей вільного кисню

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 L_0 (\alpha - 1) = 0.21 \cdot 0.495 (1.35 - 1) = 0.036 \text{ моля}$$

Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} + M_{\text{O}_2} = 0.0716 + 0.065 + 0.528 + 0.036 = 0.701 \text{ моля}$$

Для перевірки використовуємо формулу

$$M_2 = \alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O_m}{32} = 1.35 \cdot 0.495 + \frac{0.13}{4} + \frac{0.01}{32} = 0.701 \text{ моля}$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.701}{0.668} = 1.05$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma} = \frac{1,05 + 0,035}{1 + 0,035} = 1,048$$

Температуру газів в кінці згоряння знаходимо, використовуючи рівняння згоряння. В загальному об'ємі газів ($M_1 + M_r$), які знаходяться в циліндрі в кінці такту стиску, залишкові гази M_r складають незначну частку, отже середню мольну теплоємність mc'_v приймаємо рівний теплоємності повітря. З таблиць, складених за дослідними даними, знаходимо, що для повітря при температурі $t = 559^\circ \text{C}$ $mc_p = 7,253 \text{ ккал/моль град}$. Знаючи, що $mc'_p = mc_v + 1,985$ знаходимо

$$mc'_v = mc'_p - 1,985 = 7,235 - 1,985 = 5,255 \text{ ккал / ммоль} \cdot \text{град}$$

Підставимо відомі числові величини у рівняння згоряння,

$$\frac{\xi H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + (mc'_{vc} + 8,314\lambda) \Gamma_c = \mu (mc''_{vz} + 8,314) \Gamma_z$$

Отримаємо:

$$\frac{0,75 \cdot 10000}{1,048(1 + 0,035)0,668} + \frac{5,25 \cdot 559 + 1,985 \cdot 1,6 \cdot 559 + 1,985 \cdot 273(1,6 - 1,048)}{1,048} = mc'_p t_z$$

Звідки знаходимо, що

$$mc'_p t_z = 15600 \text{ ккал / моль}$$

Визначаємо значення середньої мольної теплоємності mc'_p продуктів згоряння як газової суміші, складених з об'ємних

$$\text{часток } r_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} \text{ вуглекислого газу } r_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} \text{ парів води}$$

$$r_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} \text{ азоту } r_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} \text{ вільного кисню.}$$

Використовуючи формулу для визначення теплоємності суміші:

$$(mc_p)_{n-c} = r_{CO_2} (mc_p)_{CO_2} + r_{H_2O} (mc_p)_{H_2O} + r_{N_2} (mc_p)_{N_2} + r_{O_2} (mc_p)_{O_2}$$

де об'ємна частка r газів в суміші і середні мольні теплоємності mc_p складових газів беремо по дослідним даним (прямолінійна залежність). За цими даними для температури від 1501° до 3000° маємо:

для CO₂

$$(mc_p)_{CO_2} = 11,505 + 0,00076 t ;$$

для H₂O

$$(mc_p)_{H_2O} = 8,485 + 0,00093 t ;$$

для N₂

$$(mc_p)_{N_2} = 7,345 + 0,00034 t ;$$

для O₂

$$(mc_p)_{O_2} = 7,631 + 0,000372 t ;$$

Тоді середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску

$$\begin{aligned} mc'_p &= \frac{0.0716}{0.701} (11.505 + 0.00076 t) + \frac{0.065}{0.701} (8.485 + 0.00093 t) \\ &+ \frac{0.528}{0.701} (7.345 + 0.00034 t) + \frac{0.036}{0.701} (7.631 + 0.000372 t) \\ &= 7.894 + 0.00044 t \end{aligned}$$

Підставляємо отримані дані mc'_p в рівняння (43) і розв'язуємо його відносно t_z

$$t_z = \frac{-7,894 \pm \sqrt{7,894^2 + 4 \cdot 0,00044 \cdot 15600}}{2 \cdot 0,00044} = 1770^\circ\text{C}$$

$$T_z = t_z + 273 = 1770 + 273 = 2043^\circ\text{абс}$$

Тиск газів в циліндрі в кінці згоряння

$$p_z = p_c \lambda = 38 \cdot 1.6 = 61 \text{ кг / см}^2$$

РОЗШИРЕННЯ

Степінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T}{T_c} = \frac{1.048}{1.6} \cdot \frac{2043}{832} = 1.61$$

Степінь послідуєщого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1.61} = 10,55$$

Середній показник політропи розширення $n_2 = 1,2$.

Тиск газів в циліндрі в кінці розширення

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n^2}} = \frac{61}{10,55^{1,2}} = 4,6 \text{ кг / см}^2$$

Температура газів в кінці розширення

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2043}{10,55^{1,2-1}} = 1280 \text{ }^\circ\text{абс}$$

$$t_b = T_b - 273 = 1280 - 273 = 1007 \text{ }^\circ\text{С}$$

СЕРЕДНІЙ ІНДИКАТОРНИЙ ТИСК.

Середній теоретичний індикаторний тиск знаходимо із формули (31), підставляючи в неї раніше знайдені числові значення:

$$p_i' = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1} - 1 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$$

$$p_i' = \frac{38}{17-1} \left[1,6(1,61) + \frac{1,6 \cdot 1,61}{1,2-1} \left(1 - \frac{1}{10,55^{1,2-1}} \right) - \frac{1}{1,34-1} \left(1 - \frac{1}{17^{1,34-1}} \right) \right] = 9,45 \text{ кг / см}^2$$

Середній дійсний індикаторний тиск по округленій індикаторній діаграмі (приймаємо $\varphi_n = 0,93$)

$$p_i = \varphi_n p_i' = 0,93 \cdot 9,45 = 8,8 \text{ кг / см}^2$$

Прийнявши $\eta_m = 0,72$ знайдемо

$$p_e = \eta_m \cdot p_i = 0,72 \cdot 8,8 = 6,3 \text{ кг / см}^2$$

Основні розміри двигуна. Робочий об'єм двигуна

$$V_{\mathcal{L}} = \frac{N_e \cdot 900}{p_e n} = \frac{70 \cdot 900}{6,3 \cdot 1400} = 7,15 \text{ дм}^3$$

Приймаємо відношення $\frac{S}{D} = 1,2$ тоді діаметр циліндра

$$D = \sqrt[3]{\frac{V_{\mathcal{L}}}{i \cdot 0,785 \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{7,15}{4 \cdot 0,785 \cdot 1,2}} = 1,24 \text{ дм}$$

Остаточно приймаємо $D = 1,25$ дм, $S = 1,5$ дм, отже робочий об'єм двигуна

$$V_{\mathcal{L}} = i \frac{\pi D^2}{4} S = 4 \frac{3,14 \cdot 1,25^2}{4} \cdot 1,5 = 7,35 \text{ дм}^3$$

Середній ефективний тиск при $D = 1.25$ дм і $S = 1.5$ дм;

$$p_e = \frac{N_e \cdot 900}{V_{\text{л}} n} = \frac{70 \cdot 900}{7,35 \cdot 1400} = 6,15 \text{ кг} / \text{см}^3$$

Індикаторні і ефективні показники двигуна.

Індикаторна потужність

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_m} = \frac{70}{0,72} = 97,5 \text{ к.с.}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1,985 \frac{\alpha L_0 p_i T_0}{H_u \eta_v p_0} = 1,985 \frac{1,35 \cdot 0,495 \cdot 8,8 \cdot 288}{10000 \cdot 0,77 \cdot 1,033} = 0,436$$

Ефективний ККД $\eta_e = \eta_i \eta_i = 0,436 \cdot 0,72 = 0,314$

Індикаторна питома витрата палива

$$g_i = \frac{632}{H_u \eta_i} = \frac{632}{10000 \cdot 0,436} = 0,145 \text{ кг/л.с.ч або } 145 \text{ г/к.с.ч}$$

Ефективна питома витрата палива

$$g_e = \frac{632}{H_u \eta_e} = \frac{632}{10000 \cdot 0,314} = 0,201 \text{ кг/л.с.ч або } 201 \text{ г/к.с.ч}$$

Витрата палива за годину

$$G_T = g_e N_e = 0,201 \cdot 70 = 14,07 \text{ кг} / \text{год}$$

Літрова потужність двигуна

$$N_{\text{л}} = \frac{N_e}{V_{\text{л}}} = \frac{70}{7,35} = 9,53 \text{ к.с.} / \text{л.}$$

Середня швидкість поршня

$$v_{cp} = \frac{Sn}{30} = \frac{0,15 \cdot 1400}{30} = 7 \text{ м} / \text{с}$$

4. ВАРІАНТИ ІНДИВІДУАЛЬНИХ ЗАВДАНЬ ДО ВИКОНАННЯ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ДВИГУНА

№ п/п	N _е к.с.	n, об/хв	i	ε	α	ξ
1.	50	1500	2	16	1,3	0,65
2.	60	2000	4	17	1,4	0,7
3.	70	2500	6	18	1,5	0,75
4.	80	3000	8	19	1,6	0,8
5.	90	1500	2	20	1,7	0,85
6.	100	2000	4	16	1,3	0,65
7.	110	2500	6	17	1,4	0,7
8.	120	3000	8	18	1,5	0,75
9.	130	1500	2	19	1,6	0,8
10.	140	2000	4	20	1,7	0,85
11.	150,	2500	6	16	1,3	0,65
12.	160	3000	8	17	1,4	0,7
13.	170	1500	2	18	1,5	0,75
14.	180	2000	4	19	1,6	0,8
15.	190	2500	6	20	1,7	0,85
16.	200	3000	8	16	1,3	0,65
17.	80	1500	2	17	1,4	0,7
18.	90	2000	4	18	1,5	0,75
19.	100	2500	6	19	1,6	0,8
20.	110	3000	8	20	1,7	0,85
21.	120	1500	2	16	1,3	0,65
22.	130	2000	4	17	1,4	0,7
23.	140	2500	6	18	1,5	0,75
24.	150	3000	8	19	1,6	0,8
25.	160	1500	2	20	1,7	0,85
26.	170	2000	4	16	1,3	0,65
27.	180	2500	6	17	1,4	0,7
28.	190	3000	8	18	1,5	0,75
29.	200	1500	2	19	1,6	0,8
30.	210	2000	4	20	1,7	0,85

ПРИЙНЯТІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

D	– діаметр циліндра двигуна, мм ² ;
i	– число циліндрів двигуна;
F_n	– площа поршня, мм ² ;
G_g	– витрата повітря в двигуні, кг/с;
G_m	– витрата палива в двигуні, кг/с;
G_c	– суха маса двигуна, кг;
g_i	– питома індикаторна витрата палива, г/ (кВт год);
g_e	– питома ефективна витрата палива, г/ (кВт год);
H_i	– нижча теплота згоряння 1 кг рідкого палива, кДж;
L_o	– теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, кмоль;
L'_o	– теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, кг;
L^u_o	– теоретично необхідна кількість повітря при температурі 20°C й тиску 0,1 МПа / 760 мм рт.ст. / для згоряння 1 кг палива, м ³ ;
M_1	– кількість свіжого заряду, що надійшов у циліндр, кмоль;
M_2	– загальна кількість продуктів згоряння, кмоль;
ΔM	– зміна кількості речовини в процесі згоряння, кмоль;
m_m	– молекулярна маса палива;
N_i	– індикаторна потужність двигуна, кВт;
N_e	– ефективна потужність двигуна, кВт;
N_k	– потужність споживана нагнітачем, кВт;
k_1	– показник адаїбати стискання в двигуні;
k_2	– показник адаїбати розширення в двигуні;
n_1	– показник політропи стискання в двигуні;
n_2	– показник політропи розширення в двигуні;
n_n	– показник політропи стискання в нагнітачі;
n	– частота обертання колінчатого вала двигуна, хв ⁻¹ ;
p_o	– тиск навколишнього середовища, МПа;
p_a	– тиск у циліндрі на початку стиску, МПа;
p_c	– тиск у циліндрі наприкінці стиску, МПа;
p_z	– тиск у циліндрі наприкінці згоряння, МПа;
p_e	– тиск у циліндрі наприкінці розширення, МПа;
p_r	– тиск залишкових газів, МПа;
p_k	– тиск продувно-наддувного повітря після стиску в нагнітачі / перед попаданням в циліндр двигуна / , МПа;

- p'_i – середній індикаторний тиск, МПа;
- p_i – дійсний середній індикаторний тиск, МПа;
- p_e – середній ефективний тиск, МПа;
- P_l – питома літрова потужність двигуна;
- P_n – питома поршнева потужність двигуна;
- T_o – температура навколишнього середовища, К;
- T_a – температура в циліндрі на початку стиску, К;
- T_c – температура в циліндрі наприкінці стиску, К;
- T_z – температура в циліндрі наприкінці видимого згоряння, К;
- T_θ – температура в циліндрі наприкінці розширення, К;
- T_r – температура випускних газів, К;
- T_k – температура продувно-наддувного повітря після стиску в нагнітачі / перед попаданням в циліндр двигуна / , К;
- ΔT – температура підігріву заряду, К;
- V_h – робочий об'єм циліндра, дм³ (л);
- V_a – повний об'єм циліндра перед початком стиску, дм³;
- V_c – об'єм циліндра наприкінці стиску, дм³;
- V_θ – об'єм циліндра наприкінці розширення в момент відкриття випускних клапанів, дм³;
- V_z – об'єм циліндра при максимальному згорянні, дм³;
- V_l – літраж двигуна, дорівнює сумі робочих об'ємів циліндрів двигуна, л;
- Q_o – теплота згоряння витраченого палива, кДж/год;
- Q_c – теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, кДж/год;
- $Q_{охл}$ – теплота, що відводиться від двигуна охолоджуючим середовищем (рідиною або газом), кДж/год;
- $Q_{ог}$ – теплота, що відводиться відпрацьованими газами, кДж/год;
- $Q_{н.с}$ – теплота, не що виділилася при згорянні палива через неповноту згоряння, кДж/год;
- Q_m – теплота, що відводиться мастилом (цей показник виокремлюється, лише, при наявності на двигуні автономного теплообмінника для охолодження мастила), кДж/год;
- $Q_{ост}$ – теплота, що виділяється в результаті променевого і конвективного теплообміну, кДж/год;
- r_i – об'ємна частка i -го компонента в продуктах згоряння;
- S – повний хід поршня, мм;

- C – вміст вуглецю на 1 кг палива, масових часток;
- H – вміст водню на 1 кг палива, масових часток;
- O – вміст кисню на 1 кг палива, масових часток;

α	– коефіцієнт надлишку повітря;
β	– коефіцієнт загасання швидкості руху заряду;
μ_0	– теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни;
μ_r	– дійсний коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші;
ε	– ступінь стискання дійсний;
η_v	– коефіцієнт наповнення циліндрів двигуна;
γ_r	– коефіцієнт залишкових газів;
λ	– ступінь підвищення тиску;
ρ	– ступінь попереднього розширення;
δ	– ступінь подальшого розширення;
ξ_z	– коефіцієнт використання теплоти наприкінці видимого згоряння;
φ_c	– частка вуглецю, що згоряє в СО;
φ_{nd}	– коефіцієнт повноти індикаторної діаграми;
η_m	– механічний ККД двигуна;
η_z	– індикаторний ККД двигуна;
η_e	– ефективний ККД двигуна;
η_{ad}	– адіабатний ККД нагнітача;
τ	– тактність двигуна;
$\mu C'_v$	– середня мольна теплоємність повітря при постійному об'ємі, кДж/(кмоль К);
$\mu C''_v$	– середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному об'ємі, кДж/(кмоль К);

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: підруч. для студентів спец. “Автомобілі та автомобільне господарство” вищ. навч. закладів. Київ: Арістей, 2004. 438 с.: іл.
2. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания: учебник. Х.: ХНАДУ, 2009. 500 с.
3. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни “Автомобільні двигуни” для бакалаврів з напрямку 6.0902 (Інженерна механіка) спеціальності “Автомобілі та автомобільне господарство”, денної и заочної форми навчання, 3-є видання перероблене і доповнене / Укл. Коржавін Ю.А., Шматко Д.З., Дніпродзержинськ: ДДТУ 2014. – 40 с.
4. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згоряння» всіх форм навчання / Укл.: Слинко Г.І., Єгоров Я.О. Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. 54 с.
5. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: навчальний посібник. Київ: Арістей, 2006. 176с.
6. Шапко В.Ф., Шапко С.В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів: підручник. Харків: Точка, 2016. 232 с.
7. Шапко В.Ф. Теоретичні основи підвищення потужності та зниження витрат палива двигунів внутрішнього згоряння. Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. Кременчук: КДУ, 2010. Вип. 1/2010 (60). С. 160-164.

НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНЕ ВИДАННЯ

Двигуни автомобільного і місцевого транспорту

КОЛЯДА Андрій Миколайович

Д 75 Двигуни автомобільного та місцевого транспорту. Навчально-методичні рекомендації до самостійної роботи студентів з дисципліни. Для студентів спеціальності 015.38 Професійна освіта. Транспорт / Укл. Коляда А.М. – Чернівці: НУЧК, 2023 – 56 с.

УДК _____

Технічний редактор

О. Клімова

Комп'ютерна верстка та макетування

А. Коляда

Комп'ютерний набір

А. Коляда

Свідоцтво про державну реєстрацію
друкованого засобу масової інформації
серія KB № 17500-6250 ПР від 16.11.2010 р.

Підписано до друку 19.09.2013 р. Формат 60 x 90 1/16.

Папір офсетний. Друк на різнографі.

Ум. друк. арк. 3,2. Обл.-вид. 2,82.

Наклад 100 прим. Зам. № 669

Редакційно-видавничий відділ НУЧК імені Т.Г. Шевченка.

14013, вул. Гетьмана Полуботка, 53, к. 208.

Тел. 65-17-99

chnpu.tipograf@gmail.com