

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-енергетичний факультет

Кафедра тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і
технічного сервісу

ЕНЕРГЕТИЧНІ ЗАСОБИ В АПК

Методичні рекомендації

до виконання теплового розрахунку двигуна внутрішнього згорання
для студентів денної та заочної форми навчання напряму підготовки
6.100102 «Процеси, машин та обладнання АПВ»

МИКОЛАЇВ

2015

УДК 631.372

ББК 40.72

Е - 62

Друкується за рішенням науково-методичної комісії інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету від 26.03.2015 р., протокол № 7.

Укладач:

- В. І. Гавриш – професор кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації та технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет.
- В. А. Грубань – асистент кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації та технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет.

Рецензенти:

- Г. О. Іванов – канд. тех. наук, доцент кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет;
- В. С. Наливайко – канд. тех. наук, професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння, Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова.

Вступ

Методичні рекомендації складені, відповідно до програми курсу “Енергетичні засоби АПК (трактори та автомобілі)” для сільськогосподарських вищих навчальних закладів за напрямом підготовки 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» і 6.010104 «Професійна освіта Технологія виробництва і переробка продуктів сільського господарства».

Метою данної розрахункової роботи є набуття навиків у майбутніх спеціалістів по визначенню основних параметрів ДВЗ. Робота включає:

- визначення параметрів робочого тіла;
- розрахунок циклу ДВЗ;
- визначення робочого об’єму ДВЗ, діаметру циліндра та ходу поршня;
- розрахунок теплового балансу;
- розрахунок та побудова регуляторної характеристики.

Вивчення та знання данного розділу необхідним для раціональної експлуатації тракторів та автомобілів, оцінки якісних показників цих машин.

Основною задачею методичних рекомендацій є надання допомоги студентам під час їхньої самостійної роботи по виконанню теплового розрахунку ДВЗ. При вивченні данного розділу курсу варто користуватися літературою, що рекомендується.

1. Теплота згоряння палива і газоповітряних сумішей

Теплота згоряння палива називається та кількість тепла, що виділяється при повному згорянні об'ємної або масової одиниці палива.

Розрізняють вищу H_o і нижчу H_u теплоту згоряння палива. Під вищою теплотою згоряння розуміється та кількість тепла, що виділяється при повному згорянні палива, включаючи теплоту конденсації водяних пар при охолодженні продуктів згоряння.

Нижча теплота згоряння не враховує тепла конденсації водяної пари, отже, вона менше вищої теплоти згоряння на величину схованої теплоти паротворення води. В двигунах внутрішнього згоряння випуск відпрацьованих газів відбувається при температурі вище температури конденсації водяної пари, тому для практичної оцінки теплової цінності палива звичайно служить нижча теплота згоряння палива.

Якщо відомо елементарний склад рідкого палива, то для наближеного визначення його нижчої теплоти згоряння звичайно користуються формулою Д. І. Менделєєва

$$H_u = 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51(9 \cdot H + W), \text{Мдж/кг.} \quad (1)$$

де W , C , H , O , S - кількість водяних пар, вуглецю, водню, кисню та сірки у продуктах згоряння масової або об'ємної одиниці палива.

Для газоподібного палива

$$H'_u = 12,8 \cdot CO + 10,8 \cdot H_2 + 35,7 \cdot CH_4 + 56,0 \cdot C_2H_2 + 59,5 \cdot C_2H_2 + 63,3 \cdot C_2H_6 + 90,9 \cdot C_3H_8 + 119,7 \cdot C_4H_{10} + 146,2 \cdot C_5H_{12}, \text{Мдж / м}^3 \quad (2)$$

У двигунах, що працюють при $\alpha < 1$, має місце хімічна неповнота згоряння палива через недолік кисню

$$\Delta H_u = 119,95 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0, \text{ МДж / кг.} \quad (3)$$

Тоді теплота згоряння горючої суміші при $\alpha < 1$ примет вид:

$$H_{гор.см} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1}, \text{ МДж / кмоль.гор.см}$$

$$\text{або } H_{гор.см} = \frac{H_u - \Delta H_u}{m_1}, \text{ МДж / кг.гор.см} \quad (4)$$

$H_{гор см}, \text{ МДж/кмоль}$

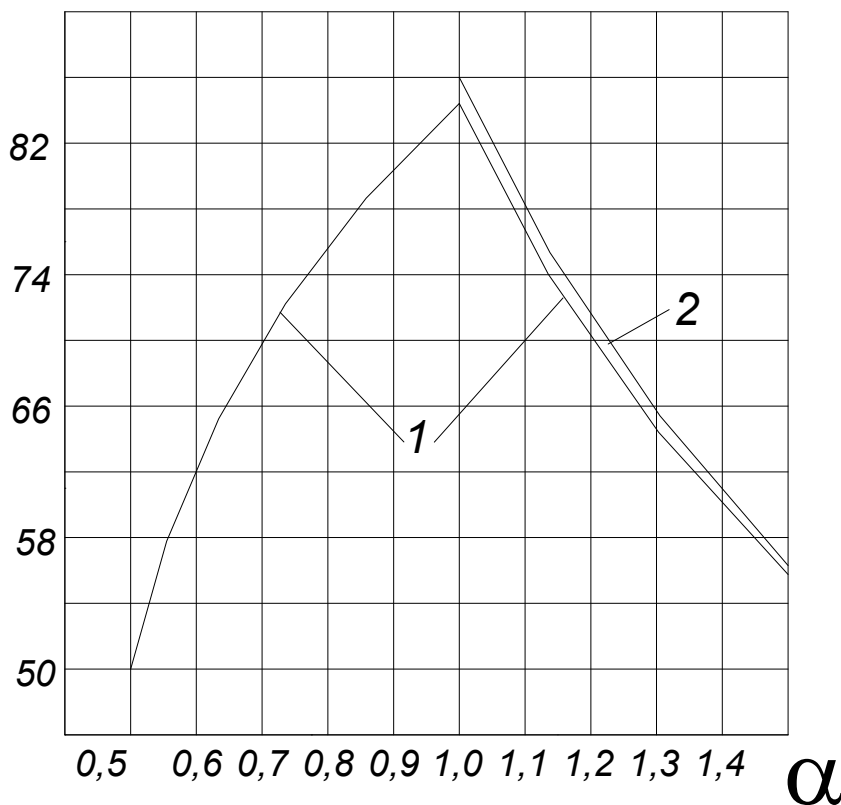


Рис.1. Залежність теплоти згоряння паливо-повітряних сумішей від коефіцієнта надлишку повітря: 1 - суміш повітря з бензином; 2. - суміш повітря з дизельним паливом.

На рис. 1 представлені залежності теплоти згорання паливо-повітряних сумішей від коефіцієнта надлишку повітря α .

Необхідно відзначити, що теплота згорання пальної суміші не пропорційна теплоті згорання палива. При однакових значеннях α теплота згорання суміші дизельного палива з повітрям трохи вище теплоти згорання суміші бензину з повітрям. Це пояснюється тим, що для повного згорання одиниці дизельного палива потрібне менша кількість повітря, чим для згорання такої ж кількості бензину.

В процесі згорання бере участь не горюча суміш, а робоча суміш (горюча суміш + залишкові гази), тому доцільно теплоту згорання палива відносити до загальної кількості робочої суміші:

при $\alpha \geq 1$

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u}{M_l + M_r} = \frac{H_u}{M_l(1 + \gamma_r)}, \text{МДж / кмоль.роб.см} \quad (5)$$

при $\alpha < 1$

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_l(1 + \gamma_r)}, \text{МДж / кмоль.роб.см} \quad (6)$$

З рівнянь (5) і (6) випливає, що теплота згорання робочої суміші міняється пропорційно зміні теплоти згорання горючої суміші.

При однакових значеннях коефіцієнта надлишку повітря теплота згорання робочої суміші збільшується при зменшенні коефіцієнта

залишкових газів. Це положення справедливе як для бензину, так і для дизельного палива (рис. 2).

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1},$$

де M_r - кількість молей залишкових газів; M_1 - кількість молей свіжого заряду (горючої суміші).

Нгор см, Мдж/кмоль

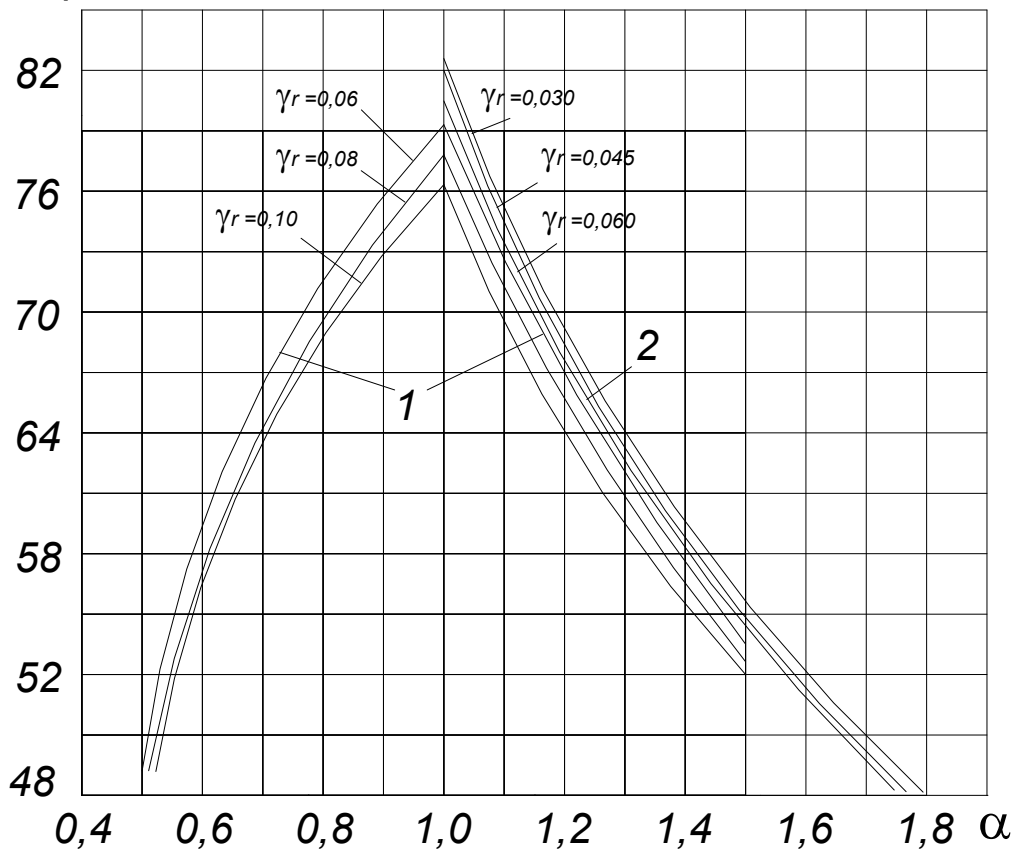


Рис. 2. Залежність теплоти згорання робочої суміші від коефіцієнту надлижка повітря та коефіцієнту залишкових газів: 1- суміш повітря залишкових газів та бензину; 2- суміш повітря, залишкових газів та дизельного палива.

2. Процес впуску

За період процесу впуску здійснюється наповнення циліндра двигуна свіжим зарядом.

Зміна тиску в процесі впуску в двигуні без наддування приведене на рис. 3, а в двигуні з наддуванням - на рис. 4. Криві $r'da'aa''$ схематично показують дійсну зміну тиску в циліндрі двигуна в процесі впуску. Точки r' і a'' на цих кривих відзначають відповідно моменти, відкриття і закриття випускних клапанів.

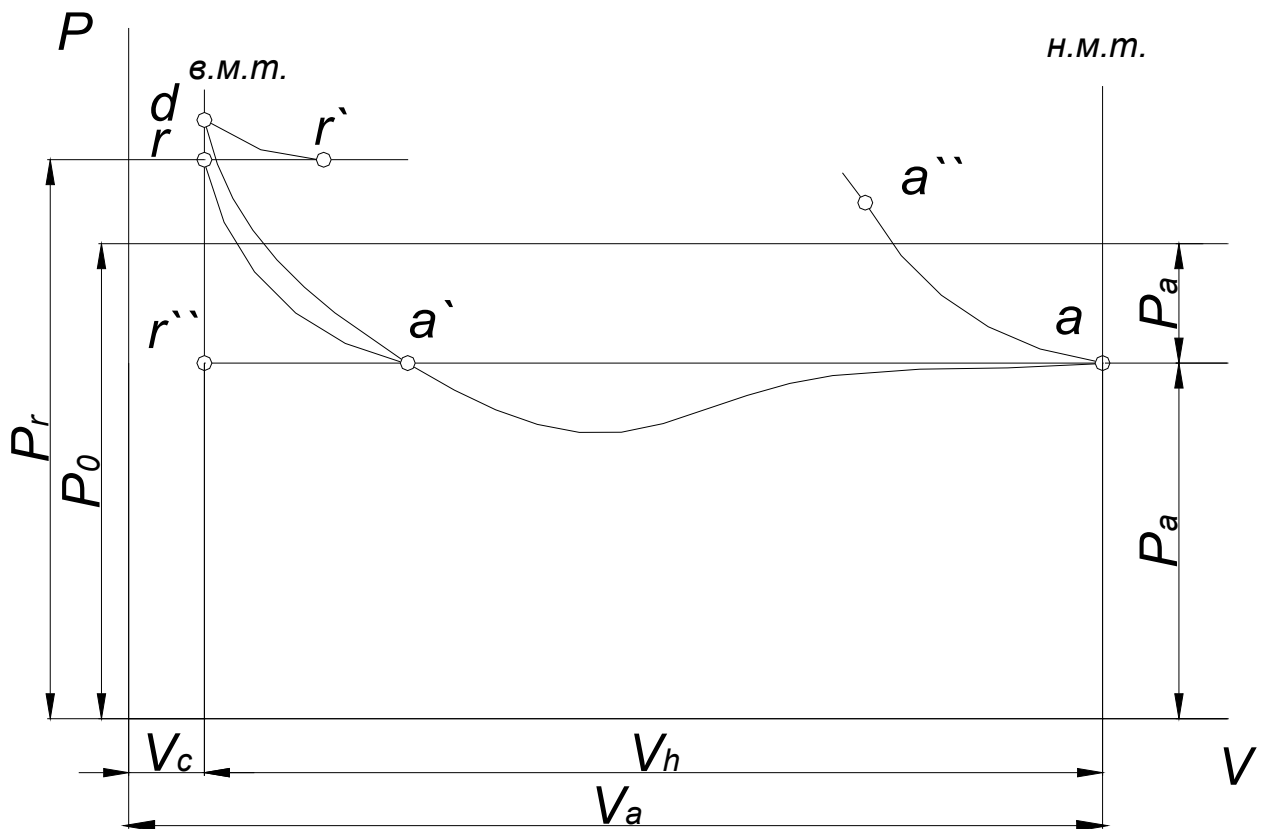


Рис. 3. Зміна тиску в процесі впуску в чотиритактному двигуні без наддування.

При проведенні розрахунків протікання процесу впуску приймається від точки r до точки a , причому передбачається миттєва зміна тиску у

верхній метрової точці (в.н.т.) по лінії rr'' , а надалі тиск приймається постійним (пряма a). Після проведення розрахунку й одержання координат точок rr'' округлений по кривій ra' , та а робиться орієнтовне скруглення.

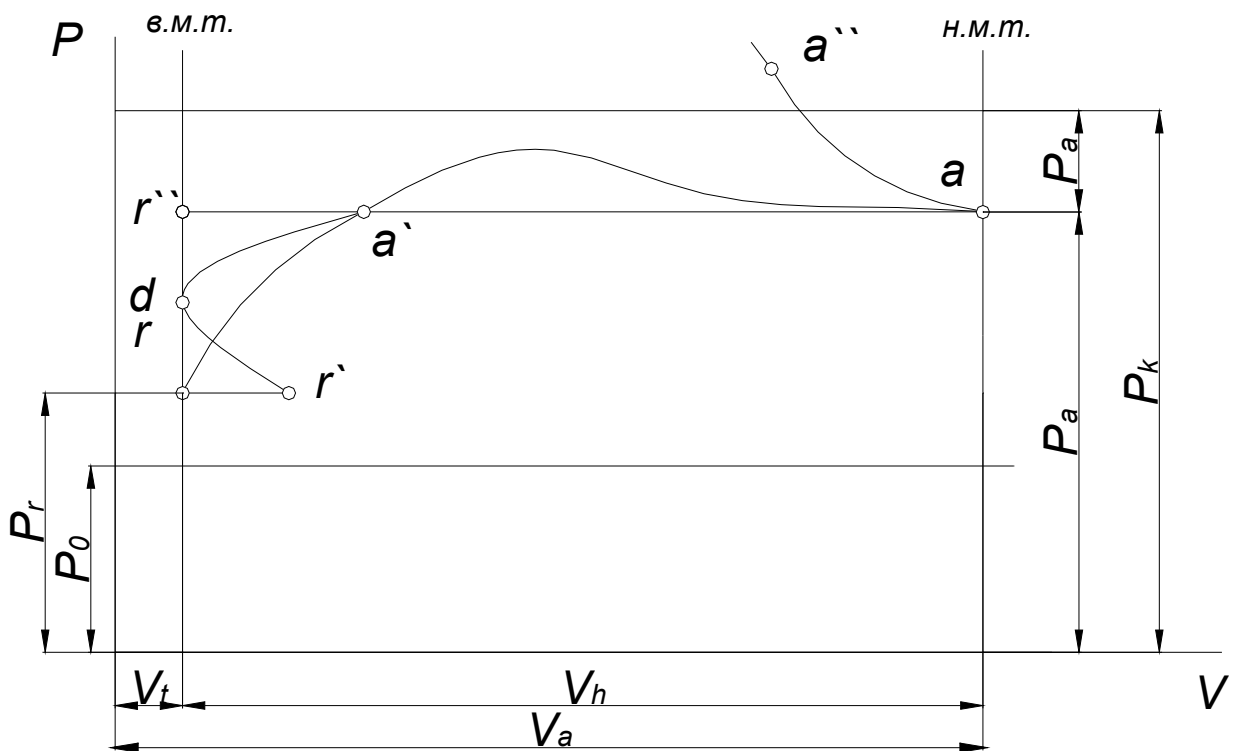


Рис.4. Змінення тиску в процесі впуску в чотиритактном двигуні з наддуванням.

В сучасних швидкохідних двигунах відкриття впускного клапану відбувається в середньому за $10 - 30^\circ$ до приходу поршня в в.н.т., а закриття — через $40 - 80^\circ$ після н.м.т. Однак указани середні межі відкриття і закриття впускного клапана по конструктивних розуміннях можуть бути змінені як у більшу, так і в меншу сторони.

Тиск і температура навколишнього середовища. При роботі двигуна без наддування в циліндр надходить повітря з атмосфери. У цьому випадку тиск навколишнього середовища при розрахунку робочого процесу двигуна приймається рівним $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $T_0 = 288$ К.

При роботі автомобільних і тракторних двигунів з наддуванням повітря надходить у циліндр не з атмосфери, а з компресора (нагнітача), де він попередньо стискується. Відповідно до цього тиск і температура навколишнього середовища при розрахунку робочого процесу двигуна з наддуванням приймається рівної тискові P_k і температурі T_k повітря на виході з компресора. При наявності проміжного охолоджувача повітря з нагнітача надходить в охолоджувач, а потім — у циліндр двигуна. У цьому випадку за тиск P_k і температуру T_k навколишнього середовища приймається тиск і температура повітря після охолоджувача.

У залежності від ступеня наддування тиск наддувального повітря приймається:

- при низькому наддуві..... $P_k = 1,5 \cdot P_0$
- при середньому наддуві..... $P_k = (1,5 \div 2,2) \cdot P_0$
- при високому наддуві..... $P_k = (2,2 \div 2,5) \cdot P_0$

Температура повітря після компресора

$$T_k = T_0 \cdot \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \text{ К,} \quad (7)$$

де n_k — показник політропи стиску повітря в компресорі (нагнітачі).

З вираження (7) випливає, що температура повітря після компресора залежить від ступеня підвищення тиску в нагнітачі і показника політропи стиску.

Величину n_k приймають по дослідним даним у залежності від типу наддувного агрегату і ступеня охолодження:

- для поршневих нагнітачів..... $n_k = 1,4 \div 1,6$;
- для об'ємних нагнітачів..... $n_k = 1,5 \div 1,75$;
- для центробіжних нагнітачів з корпусом, що охолоджується..... $n_k = 1,4 \div 1,8$;
- для центробіжних нагнітувачів з корпусом, що не охолоджується..... $n_k = 1,8 \div 2,0$.

Тиск залишкових газів. У циліндрі двигуна перед початком процесу наповнення завжди миститься деяка кількість залишкових газів, що знаходяться в об'ємі V_c камери згоряння (див. рис 3 і 4). Величина тиску залишкових газів P_r , установлюється в залежності від числа і розташування клапанів, опорів впускного і випускного трактів, фаз газорозподілу, характеру наддування, швидкохідності двигуна, навантаження, системи охолодження й інших факторів.

Для автомобільних і тракторних двигунів без наддування, а також з наддуванням і випуском в атмосферу

$$P_r = (1.05 \div 1.25) \cdot P_o, \text{ МПа.}$$

Більші значення P_r приймаються для високо обертових двигунів.

Для двигунів з наддуванням і наявністю газової турбіни на випуску

$$P_r = (0,75 \div 1,0) \cdot P_k, \text{ МПа.}$$

Температура залишкових газів. У залежності від типу двигуна, ступеня стиску, числа оборотів, навантаження і коефіцієнта надлишку повітря встановлюється значення температури залишкових газів, що для карбюраторних двигунів при роботі на номінальному режимі змінюється в межах $T_r = 900-1100$ К, для дизелів – $T_r = 750-900$ К та для газових двигунів — $T_r = 750 -1000$ К.

При установленні величини T_r необхідно мати на увазі, що при збільшенні ступеня стиску температура залишкових газів знижується, а при збільшенні числа оборотів — зростає.

Температура підігріву свіжого заряду. У процесі наповнення температура свіжого заряду трохи збільшується завдяки підігрівові від нагрітих деталей двигуна. Величина підігріву ΔT залежить від розташування і конструкції впускного трубопроводу, системи охолодження, наявності спеціального пристрою для підігріву, швидкохідності двигуна і надування. Підвищення температури поліпшує процес випаровування палива, але знижує густину заряду й у такий спосіб негативно впливає на наповнення двигуна. Ці два протилежних фактори, що виявляються в результаті підвищення температури підігріву, повинні бути враховані при установленні величини ΔT .

У залежності від типу двигуна приймають:

- для карбюраторних двигунів..... $\Delta T = 0 \div 20$ °С;
- для дизелів $\Delta T = 10 \div 40$ °С;
- для двигунів з наддувом..... $\Delta T = (-5) \div (+10)$ °С.

У двигунах з наддуванням величина підігріву свіжого заряду знижується завдяки зменшенню температурного перепаду між деталями двигуна і температурою надувного повітря. При підвищенні температури надувного повітря можливі і негативні значення ΔT .

Тиск наприкінці впуску. Цей тиск p_a є основним чинником, що визначає кількість робочого тіла, що надходить у циліндр двигуна:

$$\text{або } \left. \begin{aligned} p_a &= p_k - \Delta p_a, \text{ МПа,} \\ p_a &= p_0 - \Delta p_a, \text{ МПа.} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Втрати тиску за рахунок опору впускний системи і загасання швидкості руху заряду в циліндрі при деякому допущенні можна визначити з рівняння Бернуллі:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{ВП}) \cdot \frac{w_{ВП}^2}{2} \cdot \rho_k \cdot 10^{-6}, \text{ МПа,} \quad (9)$$

де β — коефіцієнт загасання швидкості руху заряду в розглянутому перетині циліндра; $\xi_{ВП}$ — коефіцієнт опору впускний системи, віднесений до найбільш вузького її перетину; $w_{ВП}$ — середня швидкість руху заряду в найменшому перетині впускний системи (як правило, у клапані або в продувних вікнах); ρ_k і ρ_0 — густина заряду на впуску відповідно при наддуванні і без нього (при $\rho_k = \rho_0$ і $P_k = P_0$)

По дослідним даним у сучасних автомобільних двигунах на номінальному режимі

$$(\beta^2 + \xi_{ВП}) = 2,5 \dots 4,0$$

та

$$w_{\text{ВП}} = 50 \dots 130 \text{ м/сек.}$$

Зменшення гідравлічних втрат у впускній системі забезпечується збільшенням прохідних перетинів, доданням обтічної форми клапанам, обробкою внутрішніх поверхонь впускної системи, правильним вибором фаз газорозподілу і т.д.

Густина заряду на впуску

$$\rho_k = \frac{P_k \cdot 10^6}{B \cdot T_k}, \text{ кг/м}^3 \quad \text{або} \quad \rho_0 = \frac{P_0 \cdot 10^6}{B \cdot T_0}, \text{ кг/м}^3. \quad (10)$$

де B — питома газова постійна.

Для повітря

$$B = \frac{R}{\mu_n} = \frac{8315}{28,97} = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{град)}, \quad (11)$$

де R — універсальна газова постійна, $R = 8315$ Дж/(кмоль·град).

Величина ΔP_a в чотиритактних двигунів без наддування на номінальному режимі коливається в межах: для карбюраторних двигунів $\Delta P_a = (0,06-0,20) \cdot P_0$ МПа, для дизелів $\Delta P_a = (0,04-0,18) \cdot P_0$ МПа.

Дизелі, у порівнянні з карбюраторними двигунами, при тій же числі обертів мають трохи знижене значення ΔP_a . Це пояснюється головним чином зниженням гідравлічних опорів за рахунок відсутності карбюратора і більш спрощеної впускної системи.

При роботі двигуна з наддуванням (див. рис 4) значення P_a наближається до P_k однак абсолютні значення опорів у впускних органах зростають.

Для чотиритактних двигунів з наддуванням

$$\Delta P_a = (0,04 \div 0,10) \cdot P_k, \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт залишкових газів. Величина коефіцієнта залишкових газів γ_r визначає якість очищення циліндрів від продуктів згорання. Зі збільшенням γ_r зменшується кількість свіжого заряду, що може надійти в циліндр двигуна в процесі впуску.

Коефіцієнт залишкових газів для чотиритактних двигунів:
з урахуванням продувки і дозарядки циліндра

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_n \cdot p_r}{\varepsilon \cdot \varphi_d \cdot p_a - \varphi_n \cdot p_r}; \quad (12)$$

без урахування продувки і дозарядки ($\varphi_n = \varphi_d = 1$)

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} \quad (13)$$

де ε — ступінь стиску.

У чотиритактних двигунах величина γ_r залежить від ступеня стиску, параметрів робочого тіла наприкінці впуску і випуску, числа обертів і інших факторів.

Зі збільшенням ступеня стиску ε і температури залишкових газів T_r величина γ_r зменшується, а при збільшенні тиску залишкових газів і числа обертів — зростає:

- для бензинових та газових двигунів без наддуву $\gamma_r = 0,05 \div 0,10$;

- для дизелів без наддуву $\gamma_r = 0,02 \div 0,06$.

При застосуванні наддування величина коефіцієнта залишків газів знижується.

Температура наприкінці впуску. Цю температуру T_a з достатнім ступенем точності визначають на підставі рівняння балансу теплоти, складеного по лінії впуску від точки r доточки a (див. рис. 4 і 5):

$$M_l \cdot mc_p \cdot (T_k + \Delta T) + M_r \cdot mc_p'' \cdot T_r = (M_l + M_r) \cdot mc_p' \cdot T_a, \quad (14)$$

де $M_l \cdot mc_p \cdot (T_k + \Delta T)$ - кількість теплоти, внесена свіжим зарядом, з урахуванням підігріву заряду від стінок;

$M_r \cdot mc_p'' \cdot T_r$ - кількість теплоти, що знаходиться в залишкових газах;

$(M_l + M_r) mc_p' \cdot T_a$ - кількість теплоти, що знаходиться в робочій суміші.

Приймаючи в рівнянні (14) $mc_p = mc_p'' = mc_p'$, отримаємо

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \quad K. \quad (15)$$

Величина T_a в основному залежить від температури робочого тіла, коефіцієнта залишкових газів, ступеня підігріву заряду й у меншому ступені — від температури залишкових газів.

У сучасних чотиритактних двигунів без наддування температура наприкінці впуску буде:

- для карбюраторних двигунів $T_a = (320 \div 360)$ К;
- для дизелів..... $T_a = (310 \div 350)$ К;
- для чотиритактних двигунів з наддувом..... $T_a = (320 \div 400)$ К.

Коефіцієнт наповнення. Найбільш важливою величиною, що характеризує процес впуску, є коефіцієнт наповнення, що представляє собою відношення дійсної кількості свіжого заряду, що надійшов у циліндр, до тієї кількості, що могло б поміститися в робочому обсязі циліндра за умови, що температура і тиск у ньому дорівнюють температурі і тискові навколишнього середовища, з якого надходить свіжий заряд:

$$\eta_v = \frac{G_D}{G_O} = \frac{V_D}{V_O} = \frac{M_D}{M_O}, \quad (16)$$

де G_D , V_D , M_D — дійсна кількість свіжого заряду, що надійшов у циліндр двигуна в процесі впуску, відповідно в кг, m^3 і молях;

G_O , V_O , M_O — кількість заряду, що могло б поміститися в робочому об'ємі циліндра, при P_O і T_O (або P_K і T_K) відповідно в кг, m^3 і молях.

З рівняння (14) балансу теплоти по лінії впуску встановлюється зв'язок коефіцієнта наповнення з іншими параметрами, що характеризують протікання процесу впуску.

Для чотиритактних двигунів з урахуванням продувки і дозарядки циліндра

$$\eta_v = \frac{T_K}{T_K + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{P_K} \cdot (\Phi_D \cdot \varepsilon \cdot P_a - \Phi_n \cdot P_r); \quad (17)$$

для чотиритактних двигунів без урахування продувки і до зарядки $\varphi_{\text{п}} = \varphi_{\text{д}} = 1$

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_k} (\varepsilon \cdot p_a - p_r) \quad (18)$$

Величина коефіцієнта наповнення в основному залежить від тактності двигуна, ступеня його швидкохідності і досконалості системи газорозподілу.

З виражень (17) і (18) випливає, що коефіцієнт наповнення зростає зі збільшенням тиску наприкінці впуску і знижується зі збільшенням тиску випуску і температури підігріву робочої суміші.

Значення коефіцієнта наповнення для різних типів автомобільних і тракторних двигунів при роботі їх з повним навантаженням змінюються в межах:

- для карбюраторних двигунів $\eta_v = 0,70 \div 0,85$;
- для дизелів без наддуву..... $\eta_v = 0,80 \div 0,90$.

3. Процес стиску

3.1. Особливості процесу стиску.

У період процесу стиску в циліндрі двигуна відбувається підвищення температури і тиску робочого тіла для забезпечення надійного запалення й ефективного згоряння палива. Зміна тиску в процесі стиску показана на рис. 5 в реальних умовах стиск проходить по складному законі, практично не підчиняючись термодинамічним співвідношенням, так як на зміну температурі і тиску в цьому процесі впливають, крім зміни теплоємності робочого тіла в залежності від

температури: витік газу через нещільності поршневих кілець, дозарядка циліндра до моменту закриття впускних клапанів, зміна напрямку й інтенсивності теплообміну між робочою сумішшю і стінками циліндра, випар палива (тільки в двигунах з іскровим запалюванням), початок згоряння палива наприкінці процесу стиску.

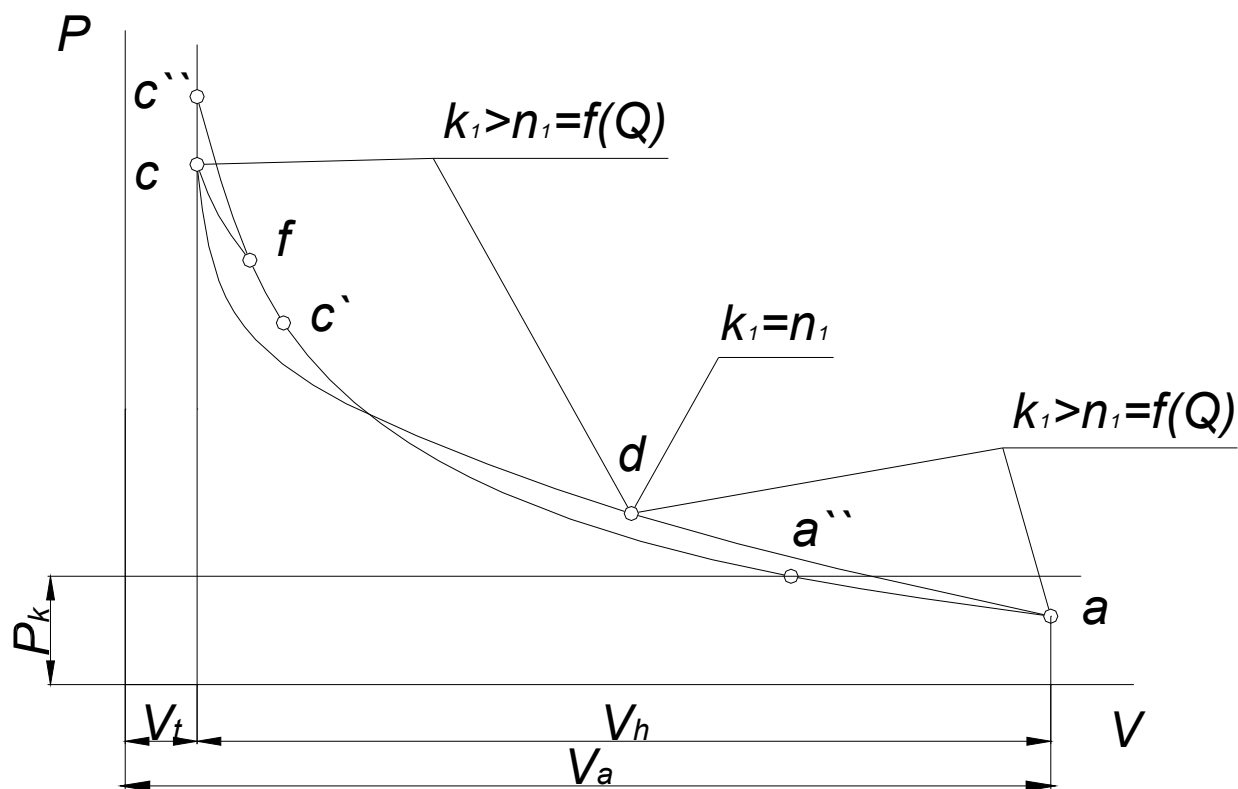


Рис. 5. Зміна тиску в процесі зжимання.

Умовно приймається, що процес стиску в дійсному циклі відбувається по політропі з перемінним показником n_1 [крива adc (див. рис.5)], що у початковий період стиску (ділянка ad) перевищує показник адіабати k_1 (йде підведення тепла від більш нагрітих стінок циліндра до робочого тіла), у якійсь точці d приймає значення, рівне значенню k_1 (температури стінок і робочого тіла вирівнялися), а далі (ділянка dc) має,

менше значення, чим k_1 (йде відвід тепла від робочого тіла в стінки циліндра).

У зв'язку з труднощами визначення змінної величини n_1 і ускладненням розрахунків звичайно приймають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 (крива $aa''c's$), величина якого забезпечує одержання такої ж роботи на лінії стиску, як і при перемінному показнику n_1 .

Розрахунок процесу стиску зводиться до визначення середнього показника політропи стиску n_1 параметрів кінця стиску (P_c і T_c) і теплоємності робочого тіла наприкінці стиску $(mC'_V)_{t_0}^{t_c}$ (t_c — температура суміші наприкінці стиску).

Величина n_1 установлюється по дослідним даним у залежності від числа оборотів двигуна, ступеня стиску, розмірів циліндра, матеріалу поршня і циліндра, теплообміну й інших факторів. Однак, з огляду на те що процес стиску протікає досить швидко (0,015...0,005 сек на номінальному режимі), сумарний теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра за процес стиску виходить незначним і величина n_1 може бути оцінена по середньому показнику адіабати стиску k_1 для відповідних значень ε і Ta :

- для карбюраторних двигунів $n_1 \approx (k_1 - 0,01) \div (k_1 - 0,04)$;
- для дизелів..... $n_1 \approx (k_1 + 0,02) \div (k_1 - 0,02)$.

При однакових значеннях ε і Ta значення n_1 для карбюраторних двигунів звичайно нижче, ніж для дизелів, тому що в процесі стиску паливно-повітряної суміші відбувається випаровування палива з поглинанням теплоти. Крім того, наявність пар палива підвищує теплоємність суміші. Обої ці фактора знижують величину n_1 .

При визначенні значення n_1 по відповідному показнику адіабати необхідно враховувати, що зі збільшенням числа обертів двигуна, а також зі зменшенням відносини поверхні охолодження до обсягу циліндра n_1 збільшується. Підвищення середньої температури процесу стиску і збільшення інтенсивності охолодження двигуна зменшують значення n_1 . В двигунах з повітряним охолодженням значення n_1 за інших рівних умов вище, ніж у двигунах з рідинним охолодженням. Переведення відкритої рідинної системи на закриту також підвищує значення n_1 .

Тиск і температура наприкінці процесу стиску визначаються з рівняння політропи з постійним показником n_1

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа}; \quad (19)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ К}. \quad (20)$$

Середня мольна теплоємність свіжої суміші наприкінці стиску приймається рівної теплоємності повітря і визначається по таблицям в інтервалі температур від 0 до 1500 °С.

Середня мольна теплоємність залишкових газів наприкінці стиску може бути визначена безпосередньо по таблицям для бензину або для дизельного палива. Мольна теплоємність залишкових газів визначається по рівнянню

$$(mc'_v)_{t_0}^c = \frac{I}{M_r} \cdot \left[\begin{array}{l} M_{CO_2} \cdot (mc'_{vCO_2})_{t_0}^c + M_{CO} \cdot (mc'_{vCO})_{t_0}^c + \\ M_{H_2} \cdot (mc'_{vH_2})_{t_0}^c + M_{O_2} \cdot (mc'_{vO_2})_{t_0}^c + \\ M_{H_2O} \cdot (mc'_{vH_2O})_{t_0}^c + M_{N_2} \cdot (mc'_{vN_2})_{t_0}^c \end{array} \right], \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град}). \quad (21)$$

Середня мольна теплоємність робочої суміші (свіжа суміш + залишкові гази) визначається по рівнянню

$$(mc'_v)_{t_0}^c = \frac{I}{I + \gamma_r} \cdot \left[(mc_v)_{t_0}^c + \gamma_r (mc''_v)_{t_0}^c \right], \text{кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град}). \quad (22)$$

Після проведення розрахунку й одержання параметрів точки c виробляється орієнтоване виправлення лінії стиску з метою урахування початку згоряння. Положення точки c' (див. рис. 5) визначається величиною кута випередження запалювання (впорскування), а положення точки f (відривши лінії згоряння від лінії стиску) — періодом затримки запалення. При цьому тиск наприкінці стиску підвищується орієнтовно до значення

$$p_{c''} = (1,15 \div 1,25) \cdot p_c. \quad (23)$$

(точка c'').

3.2. Визначення показника політропи стиску числовим методом

Розрахунок тиску і температури в циліндрі в процесі стиску проводиться з припущенням, що процес стиску відбувається по

квазіполітропі з постійним середнім показником n , при якому робота стиску дорівнює роботі дійсного процесу «чистого стиску».

При відсутності експериментальних даних робиться розрахунок показника політропи стиску.

Запишемо рівняння першого закону термодинаміки для процесу стиску $t - c$ стосовно до 1 кмоль робочого тіла

$$q_{tc} = u_c - u_t + l_{tc}, \quad (24)$$

де q_{tc} – теплота, підведена до робочого тіла в результаті теплообміну зі стінками, кДж/кмоль; u_c - внутрішня енергія робочого тіла наприкінці стиски, кДж/кмоль; u_t - внутрішня енергія робочого тіла на початку стиску, кДж/кмоль; l_{tc} - робота стиску, кДж/кмоль.

Введемо поняття коефіцієнта сумарного теплообміну при стиску, що представляє собою відношення кількості теплоти, підведеної до робочого тіла при стиску, до роботи стиску, тобто $\Psi_{сж} = q_{tc}/l_{tc}$. Так як робота стиску негативна, а $q_{tc} \leq 0$, то $\Psi_{сж} \geq 0$. За експериментальними даними $\Psi_{сж} = 0 \dots 0,045$.

Використовуючи визначення $\Psi_{сж}$, перепишемо рівняння (24)

$$l_{tc} \cdot (\Psi_{сж} - 1) = u_c - u_t. \quad (25)$$

З термодинаміки відомо, що

$$\begin{cases} l_{tc} = \frac{R}{n_1 - 1} \cdot (T_t - T_c); \\ u_t = c_{vt} \cdot T_t; \\ u_c = c_{vc} \cdot T_c. \end{cases} \quad (26)$$

де c_{vt} – середня в інтервалі температур від 0 до T_t мольна ізохорна теплоємність робочого тіла, кДж/(кмоль·К); c_{vc} – середня в інтервалі температур від 0 до T_c мольна ізохорна теплоємність робочого тіла, кДж/(кмоль·К); R - питома газова постійна, $R = 8,315$ кДж/(кмоль·К).

Використовуюючи поняття середньої теплоємності в інтервалі температур від T_t до T_c , різниця внутрішніх енергій $u_c - u_t$ можна представити у вигляді

$$u_c - u_t = c_{vtc} \cdot (T_c - T_t) \quad (27)$$

де c_{vtc} – середня в інтервалі температур від T_t до T_c мольна ізохорна теплоємність робочого тіла, кДж/(кмоль·К).

Якщо інтерполювати залежність середньої теплоємності від температури поліном першого ступеня, то вираза (27) отримуємо вираз

$$u_c - u_t = [a_c + b_c \cdot (T_c + T_t)] \cdot (T_c - T_t) \quad (28)$$

де a_c, b_c – коефіцієнти.

Підставивши вирази (26) і (27) у рівняння (27), після перетворення отримуємо

$$n = 1 + \frac{R \cdot (1 - \Psi_{сжс})}{a_c + b_c \cdot (T_c + T_t)} \quad (29)$$

Температура наприкінці процесу стиску

$$T_c = T_t \cdot \varepsilon^{n-1}, \quad (30)$$

де ε – ступінь стиску.

Використовуючи залежність (30) для T_c , вираз (29) можна привести до вигляду

$$n = 1 + \frac{R \cdot (1 - \Psi_{сжс})}{a_c + b_c \cdot T_t \cdot (\varepsilon^{n-1} + 1)} \quad (31)$$

Рівняння (2.8) розв'язується методом послідовних наближень [].

4. Процес згоряння

Процес згоряння є основним процесом робочого циклу двигуна протягом якого тепло, що виділяється внаслідок згоряння палива, йде на підвищення внутрішньої енергії робочого тіла і на здійснення механічної роботи.

Зміна тиску в процесі згоряння палива в двигуні із запаленням від іскри показано на рис. 6. Криві $cfc''Z_d$ схематично показують дійсну зміну

тиску в циліндрах двигунів у процесі згоряння. У реальних двигунах процес згоряння, точніше догорання палива, продовжується і за точкою Z_A на лінії розширення.

На характер протікання процесу згоряння впливає велика кількість різних факторів: параметри процесів впуску і стиску, якість розпилювання палива, число обертів двигуна і т.д. Залежність параметрів процесу згоряння від ряду факторів, а також фізико-хімічна сутність процесу згоряння складних моторних палив поки що вивчено недостатньо повно.

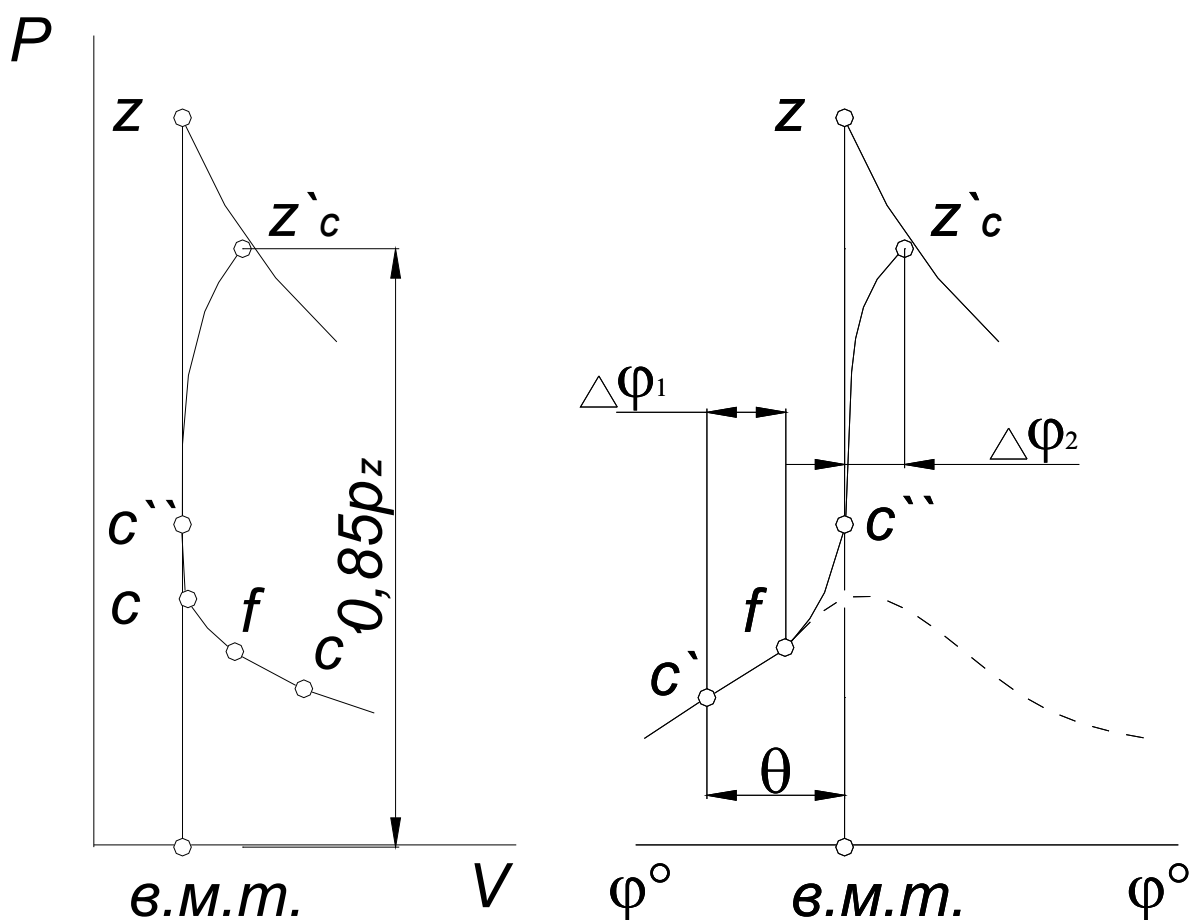


Рис. 6. Зміна тиску в процесі згоряння в карбюраторному двигуні.

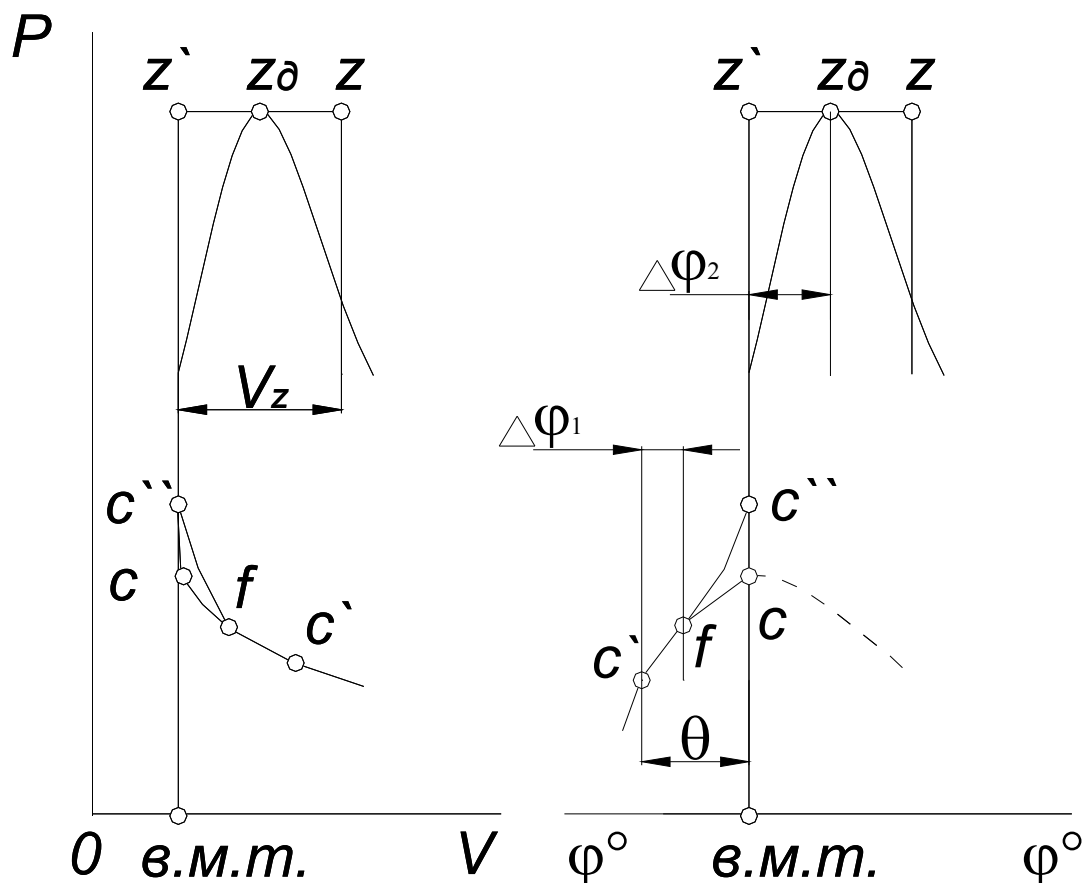


Рис. 7. Зміна тиску в процесі згоряння в дизелі.

У термодинамічних розрахунках автомобільних і тракторних двигунів з метою спрощення приймають, що процес згоряння в двигунах із запаленням від іскри відбувається при $V = \text{const}$, тобто по ізохорі (пряма $cc''z$ - див. рис. 6), а в двигунах із запаленням від стиску — при $V = \text{const}$ і $P = \text{const}$, тобто по циклі зі змішаним підведенням тепла (прямі $cc''z'$ і $z'z$) - див. рис. 7. Метою розрахунку процесу згоряння є визначення температури і тиску наприкінці видимого згоряння (точки Z і Z_A), а для дизеля - і об'ємі V_z .

Температура газу T_2 наприкінці видимої згоряння визначається на підставі першого закону термодинаміки, відповідно до якого

$$dQ = dU + dL.$$

Стосовно до автомобільних і тракторних двигунів:

$$H_u - Q_{\text{пот}} = (U_z - U_c) + L_{cz}, \text{ кДж} - \text{горіння при } \alpha \geq 1; \quad (32)$$

$$(H_u - \Delta H) - Q_{\text{пот}} = (U_z - U_c) + L_{cz}, \text{ кДж} - \text{горіння при } \alpha < 1, \quad (33)$$

де $Q_{\text{пот}}$ — теплота, втрачена внаслідок тепловіддачі, догорання - палива на лінії розширення і дисоціації, кДж; U_z — внутрішня енергія газів наприкінці видимого згорання, кДж; U_c — внутрішня енергія робочої суміші наприкінці стиску, кДж; L_{cz} — тепло, що йде на роботу розширення газів від точки c до точки Z (для двигунів із запаленням від іскри $L_{cz} = 0$), кДж.

Тепловий баланс на ділянках cz можна записати в більш стислої формі у виді рівнянь:

$$\xi_Z \cdot H_u = (U_z - U_c) + L_{cz}, \text{ кДж}, \quad (34)$$

$$\xi_Z \cdot H_u - \Delta H_u = (U_z - U_c) + L_{cz}, \text{ кДж}, \quad (35)$$

де $\xi_Z = \frac{(H_u - \Delta H) - Q_{\text{пот}}}{H_u - \Delta H_u}$ - коефіцієнт використання тепла на ділянці видимого згорання cz .

Коефіцієнт ξ_Z виражає частку нижчої теплоти згорання палива, використовувану на підвищення внутрішньої енергії газу ($U_z - U_c$) і на здійснення роботи L_{cz} .

Величина коефіцієнта використання тепла приймається на основі експериментальних даних у залежності від конструкції, двигуна, режиму

його роботи, системи охолодження, форми камери згоряння, способу сумішоутворення, коефіцієнта надлишку, повітря і числа оборотів.

По дослідним даним величина ξ_Z змінюється при роботі двигунів з повним навантаженням у межах:

- для карбюраторних двигунів $\xi_Z = 0,85 \div 0,95$;
- для швидкохідних дизелів з нероздільними камерами згоряння..... $\xi_Z = 0,75 \div 0,85$;
- для дизелів з роздільними камерами згоряння..... $\xi_Z = 0,70 \div 0,80$;
- для газових двигунів $\xi_Z = 0,80 \div 0,85$.

Менші значення коефіцієнта використання тепла характерні для двигунів з недосконалим сумішоутворенням. Підвищення величини ξ_Z досягається за рахунок скорочення втрат тепла від газів у стінки, вибору раціональної форми камери згоряння, зменшення догорання в процесі розширення і вибору коефіцієнта надлишку повітря, що забезпечує збільшення швидкості згоряння робочої суміші.

Розрахункові рівняння згоряння для автомобільних і тракторних двигунів виходять шляхом перетворень рівнянь теплового балансу на ділянках cz . Для двигунів, що працюють по циклі $V = \text{const}$

$$\xi_Z \cdot H_{\text{роб.см}} + \left(mc'_v \right)_{t_0}^c \cdot (T_c - 273) = \mu \cdot \left(mc''_v \right)_{t_0}^z \cdot (T_z - 273), \quad (36)$$

де $H_{\text{роб.см}}$ – теплота згоряння робочої суміші, яке визначається за рівняннями (5) та (6).

Для двигунів, що працюють по циклі зі змішаним підведенням тепла при $V = \text{const}$ і $P = \text{const}$, рівняння згоряння має вигляд

$$\xi_z \cdot H_{\text{раб.см}} + \left[(mc'_v)_{t_0}^c + 8,315 \cdot \lambda \right] \cdot (T_c - 273) = \mu \cdot (mc''_v)_{t_0}^z \cdot (T_z - 273),$$

(37)

де $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ – ступінь підвищення тиску.

Величина ступеня підвищення тиску для дизелів устанавлюється по дослідним даним, в основному в залежності від кількості палива, подаваного в циліндр, форми камери згоряння і способу сумішоутворення. Крім того, на величину λ впливає період затримки запалення палива, зі збільшенням якого ступінь підвищення тиску росте:

- для двигунів з нероздільними камерами згоряння з об'ємним сумішотворенням..... $\lambda = 1,6 \div 2,5$;
- для вихрекамерних і передкамерних дизелів, а також для дизелів з нероздільними камерами і пливочним сумішотворенням..... $\lambda = 1,2 \div 1,8$.

У рівняння (36) і (37) згоряння входять дві невідомі величини: температура наприкінці видимого згоряння T_z і теплоємність продуктів згоряння при постійному об'ємі $(mc''_v)_{t_0}^c$ або постійному тиску $(mc''_p)_{t_0}^c$

при цій же температурі T_r . Використовують для визначення $(mc''_p)_{t_0}^c$ або

$(mc''_v)_{t_0}^c$ табличні значення рівняння згоряння вирішуються відносно T_z

методом послідовних наближень (підбором значень T_z). При

використанні для визначення $(mc''_p)_{t_0}^c$ або $(mc''_v)_{t_0}^c$ приближеннях формул

рівняння згоряння, після підстановки в них числових значень усіх відомих параметрів і по наступних перетворень, приймають вид квадратного рівняння

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z - C = 0, \quad (38)$$

де A , B і C – числові значення відомих величин.

Звідси

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}, \text{ К.} \quad (39)$$

Визначення величини тиску P_z наприкінці згоряння залежить від характеру здійснюваного циклу. Для двигунів, в яких використовують циклі з підведенням тепла при $V = \text{const}$

$$p_z = p_c \cdot \mu \cdot \frac{T_z}{T}, \text{ МПа,} \quad (40)$$

ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}. \quad (41)$$

Для карбюраторних двигунів $\lambda = 3,2 \dots 4,2$; для газових двигунів $\lambda = 3,0 \dots 5,0$.

Для двигунів, що працюють по циклу зі змішаним підведенням тепла при $V = \text{const}$ і $P = \text{const}$,

$$p_z = \lambda \cdot p_c, \text{ МПа}, \quad (42)$$

а ступінь попереднього розширення

$$\rho = \mu \cdot \frac{p_c}{p_z} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}. \quad (43)$$

Для дизелів $\rho = 1,2 \dots 1,7$. Об'єм, що звільняється поршнем у процесі попереднього розширення,

$$V_z = V_c \cdot (\rho - 1). \quad (44)$$

5 Процес розширення

У результаті здійснення процесу розширення відбувається перетворення теплової енергії палива в механічну роботу.

Зміна тиску в процесі розширення показане на рис. 8. Криві $Zdb'b''$ схематично показують дійсну зміну тиску в циліндрах двигунів у процесі розширення. У реальних двигунах розширення протікає по складному законі, що залежить від теплообміну між газами і навколишніми стінками, величини підведення теплоти в результаті догорання палива н відновлення продуктів дисоціації, витоку газів через нещільности, зменшення теплоємності продуктів згоряння у разі зниження температури

при розширенні, зменшення кількості газів у зв'язку з началом випуску (випередження відкриття випускного клапана).

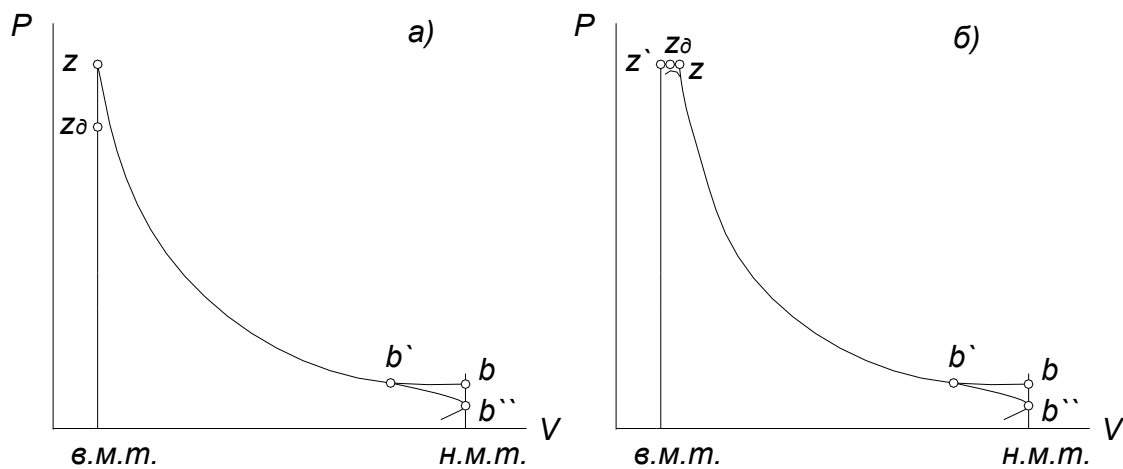


Рис. 8. Зміна тиску в процесі розширення:

а - карбюраторного двигуна; б – дизеля.

Так само, як і при розгляді процесу стиску, умовно вважають, що процес розширення в дійсному циклі протікає по політропі з перемінним показником, що у початковий період змінюється від 0 до 1 (йде настільки інтенсивне догорання палива, що температура газів підвищується, незважаючи на розширення), потім, внаслідок догорання палива і відновлення продуктів дисоціації зменшується і стає рівним відводу тепла. За рахунок теплообміну і витоку газів через нещільності) і, нарешті, перевищує показник адіабати (виділення тепла менше відводу тепла). Для спрощення розрахунків крива процесу розширення звичайно приймається за політропу з постійним показником n_2 (криви $zb'b$).

Величина середнього показник політропи розширення n_2 встановлюється по дослідних даним в залежності від цілого ряду факторів. Значення n_2 зростає із збільшенням коефіцієнта

використовування тепла, відношення ходу поршня S до діаметра D циліндра й інтенсивності охолодження. З ростом навантаження і збільшенням лінійних розмірів циліндра (при $S/D = \text{const}$) середній показник політропи розширення n_2 зменшується. При збільшенні швидкоходу двигуна величина n_2 , як правило, знижується, але не для всіх типів двигунів і не на усіх швидкісних режимах.

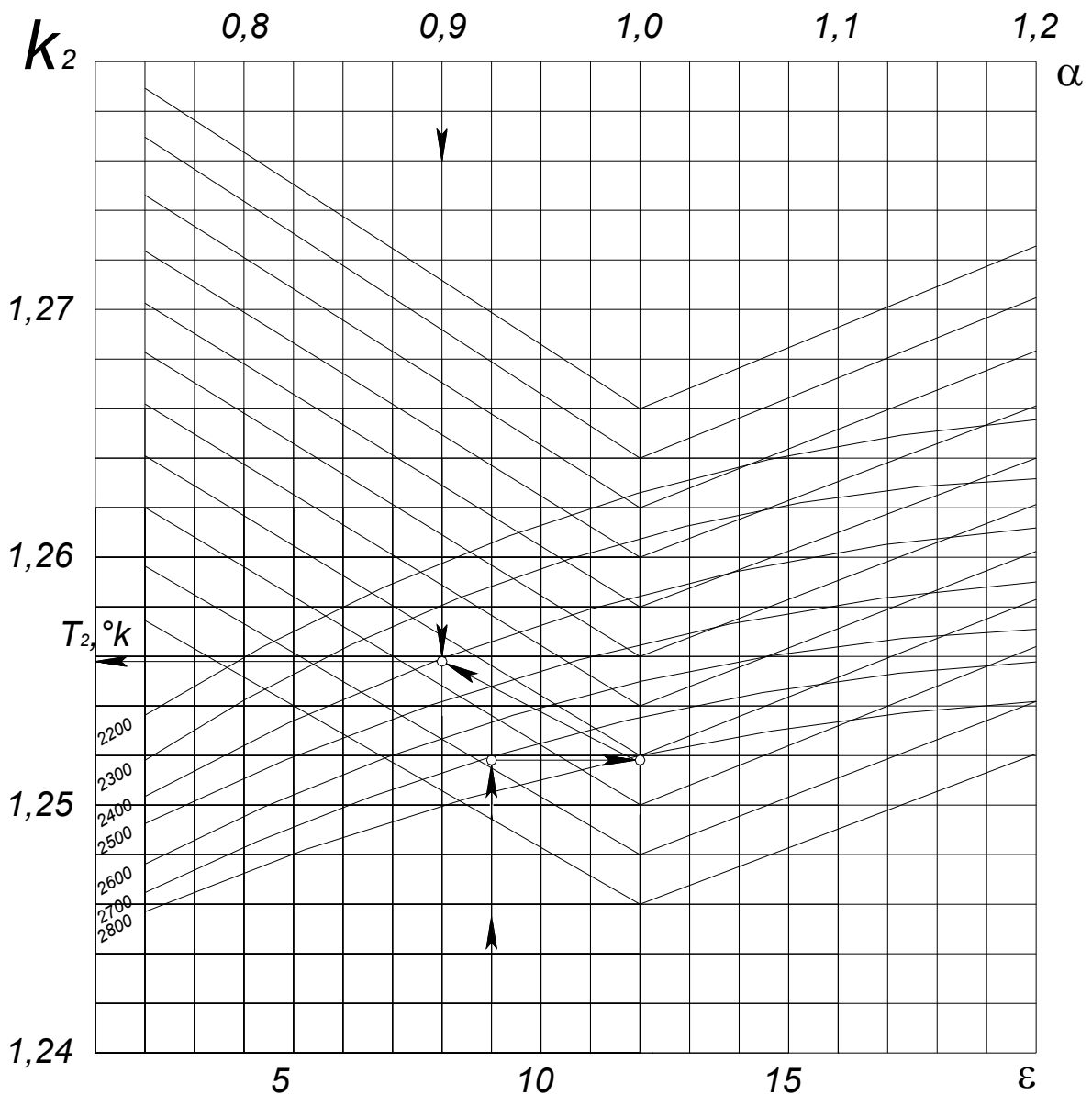


Рис. 9. Номограма для визначення показника адіабати розширення k_2 для карбюраторного двигуна.

Зважаючи на те, що по дослідним даним величина n_2 незначно відрізняється від показника адіабати k_2 і, як правило, у меншу сторону, при попередніх розрахунках нових двигунів величина середнього показника політропи n_2 може бути оцінена по величині k_2 для відповідних значень ε (або δ), α і T_z (рис. 9 та 10).

Визначення k_2 по номограмах здійснюється в такий спосіб. За наявними значеннями ε (або δ , або дизеля) і T_z визначають точку, який відповідає значення k_2 при $\alpha = 1$. Для знаходження значення k_2 при заданому α необхідно отриману точку перенести по горизонталі на вертикаль, що відповідає $\alpha = 1$, і далі паралельно допоміжним кривим — до вертикалі, що відповідає заданому значенню α . На рис. 9 та 10 показане визначення k_2 для розрахунку карбюраторного двигуна і дизеля.

Середні значення величини n_2 , отримані з аналізу індикаторних діаграм, для різних сучасних автомобільних і тракторних двигунів змінюються в межах (для номінального навантаження):

- для карбюраторних двигунів..... $n_2 = 1,23 \dots 1,30$;
- для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,28$;
- для газових двигунів..... $n_2 = 1,25 \dots 1,35$.

Значення температури і тиску наприкінці процесу розширення визначають по формулах політропічного процесу. Для двигунів, що працюють по циклі з підведенням теплоти при постійному об'ємі,

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}, \text{ МПа}, \quad (45)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}, \text{ К}. \quad (46)$$

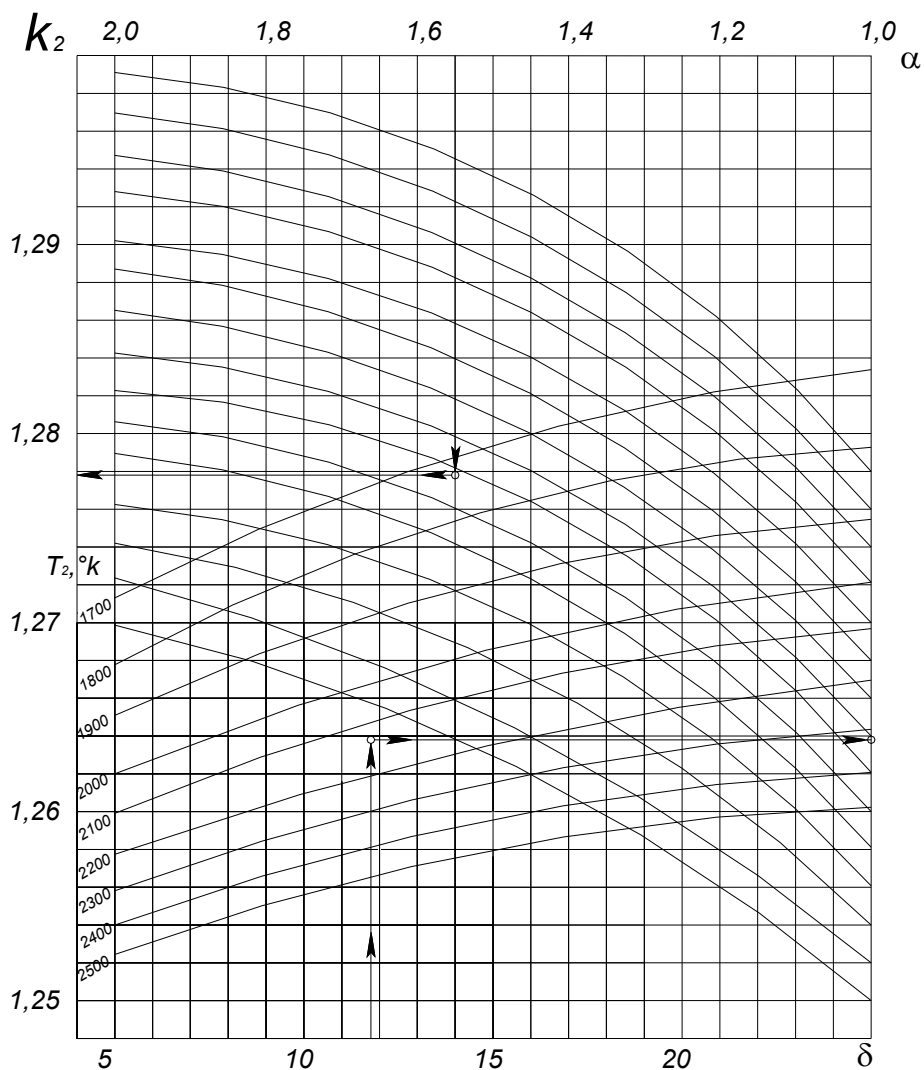


Рис. 10. Номограмма для визначення показника адиабати розширення k_2 для дизельного двигуна.

Для двигунів працюючих по циклі зі змішаним підведенням теплоти

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа}, \quad (47)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \text{ К}. \quad (48)$$

де $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$ – ступінь послідуєчого розширення

Приблизні значення P_b і T_b для сучасних автомобільних і тракторних двигунів без наддуву (на номінальному режимі) знаходяться в межах:

для двигунів з запалюванням від іскри... $P_b = 0,35 \dots 0,60$ МПа ;

$$T_b = 1200 \dots 1700 \text{ К};$$

для дизелів..... $P_b = 0,2 \dots 0,56$ МПа;

$$T_b = 1000 \dots 1200 \text{ К}.$$

6. Процес випуску

За період випуску здійснюється видалення відпрацьованих газів з циліндра двигуна.

Зміна тиску в процесі випуску в циліндрі чотиритактного двигуна без наддуву показане на рис. 11, а в двигуні з наддуванням - на рис. 12, Криві $b'b''r'da'$ схематично показують дійсну змінну тиску в циліндрі двигуна в процесі випуску. Точки b' і a' на цих кривих відзначають відповідно моменти відкриття і закриття випускних клапанів. Прямі bl і lr є розрахунковими прямими процесу випуску, що після визначення, координат точок b і r орієнтовно заміняються кривими $b''r'r$. Відкриття випускного клапана до приходу поршня в н.м.т., знижуючи корисну роботу розширення (площа $b'bb''b'$), сприяє більш якісному очищенню циліндра від продуктів згоряння і зменшує роботу, необхідну для виштовхування відпрацьованих газів. У сучасних двигунах відкриття випускного клапана відбувається за $40-80^\circ$ до н.м.т. (точка b') і з цього моменту починається витікання відпрацьованих газів, із критичною швидкістю ($600 \dots 700$ м/сек). За цей період, що закінчується поблизу

н.м.т. у двигунах без наддування і трохи пізніше при наддуві, відбувається видалення 60-70 % відпрацьованих газів. При подальшому русі поршня до в.м.т. витікання газів відбувається зі швидкістю 200-250 м/сек.

Закриття випускного клапана відбувається через $154-60^\circ$ після в.м.т., що підвищує якість очищення циліндра за рахунок продувки в період перекриття клапанів.

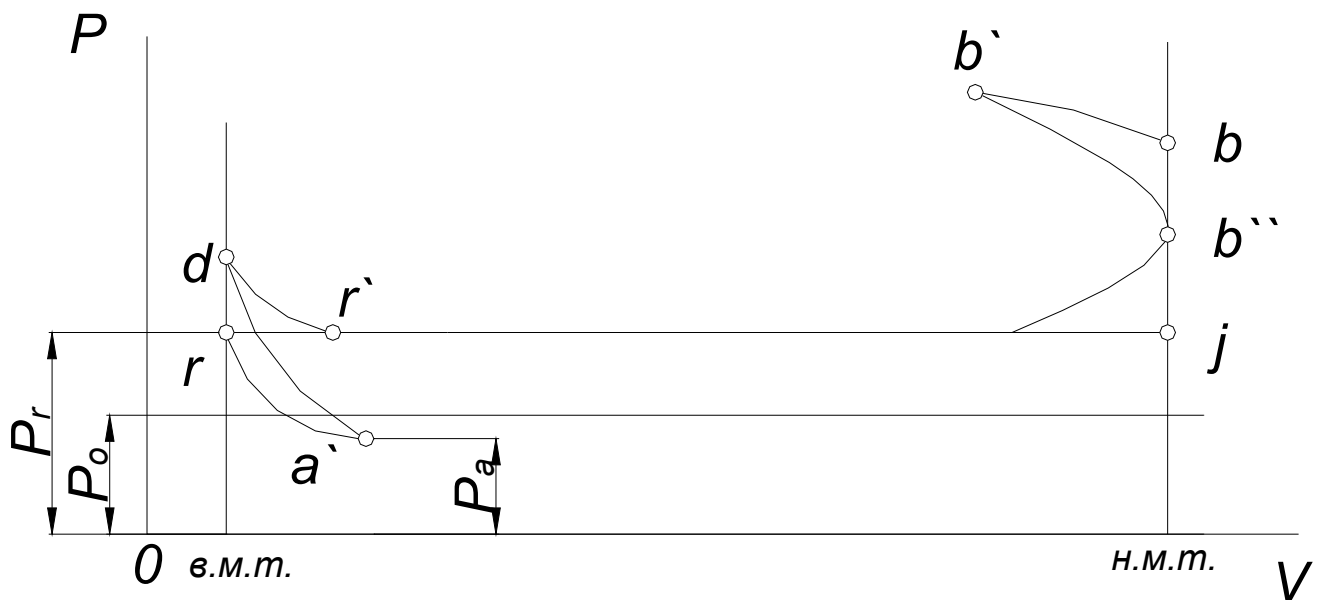


Рис. 11. Змінення тиску у процесі випуску у двигуні без наддування.

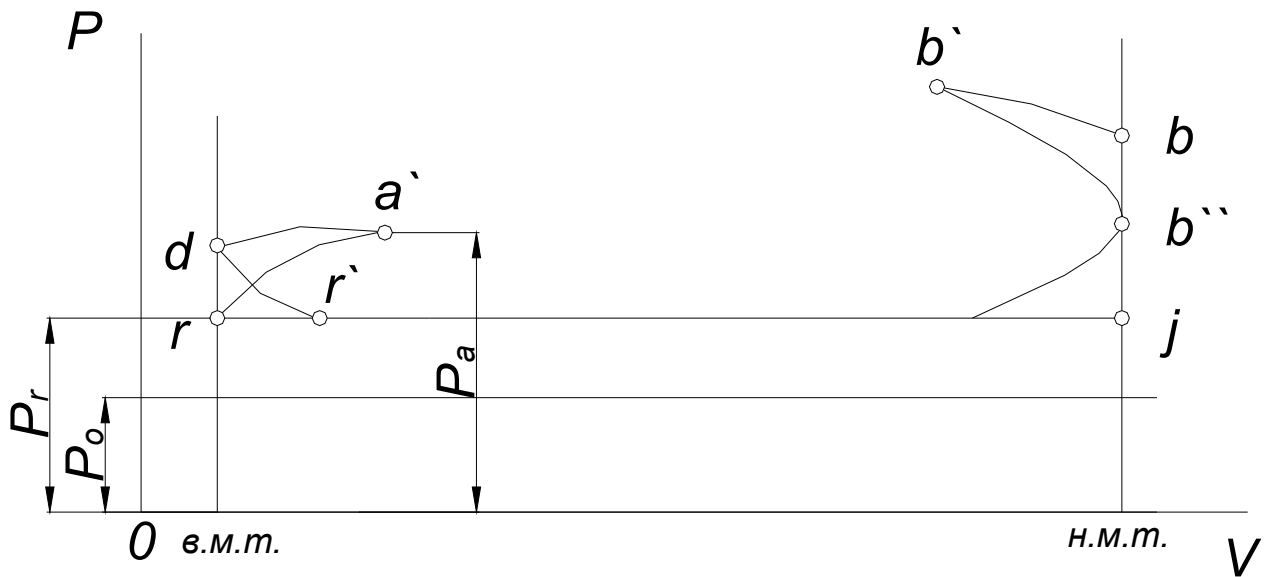


Рис.12. Змінення тиску у процесі випуску у двигуні без наддування.

При проведенні розрахунків параметрами процесу випуску (P_r і T_r) задаються на початку розрахунку процесу впуску, а точність вибору величини тиску і температури залишкових газів перевіряється по формулі

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}}, \text{ К.} \quad (49)$$

При проектуванні двигунів прагнуть зменшити величину P_r , щоб уникнути зростання насосних втрат і коефіцієнта залишкових газів. Крім того, збільшення тиску випуску зменшує коефіцієнт наповнення, погіршує процес згоряння і підвищує температуру залишкових газів. Збільшення тиску з кінці випуску при газотурбінному наддуванні, як

правило, цілком компенсується підвищенням тиску на впуску (див. рис. 12).

7. Індикаторні параметри робочого циклу

Робочий цикл двигуна внутрішнього згорання характеризується середнім індикаторним тиском, індикаторними потужністю та ККД.

Середній індикаторний тиск. Зміна тиску протягом усього робочого циклу двигуна з іскровим запалюванням і дизеля показано на індикаторних діаграмах (рис. 13 і 14). Площа неокруглених діаграм ($aczba$) у визначеному масштабі виражає теоретичну роботу газів за один цикл двигуна. Ця робота, віднесена до ходу поршня, є теоретичним середнім індикаторним тиском P_i' .

При графічному визначенні P_i' по індикаторній діаграмі (див. рис. 13 і 14) необхідно:

а) визначити площу під кривою ac (робота, витрачена на стиск робочої суміші), віднести її до ходу поршня та одержати величину середнього тиску процесу стиску P_{ac} ,

б) визначити площу під кривою zb (див. рис. 13) або під кривою $z'zb$ (див. рис. 14), що виражає роботу розширення. Віднести цю площу до ходу поршня, визначити середній тиск процесу розширення P_{zb} або $P_{z'zb}$;

в) визначити P_i' для карбюраторного двигуна $P_i' = P_{zb} - P_{ac}$, або для дизеля $P_i' = P_{z'zb} - P_{ac}$;

г) порівняти площі заштрихованого прямокутника зі сторонами P_i і V_h і P_i' площ індикаторної діаграми $ac(z')zba$. При правильному визначенні P_{ac} , P_{zb} ($P_{z'zb}$) і порівнювані площі повинні бути рівні.

Для двигуна з іскровим запалюванням (див. рис. 13), що працює по циклові з підведенням тепла при $V = \text{const}$,

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{ МПа.} \quad (50)$$

Для дизеля, що працює по циклом зі змішаним підведенням теплоти (див. рис. 14), теоретичний середній індикаторний тиск

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda \cdot (\rho - 1) \right], \text{ МПа.} \quad (51)$$

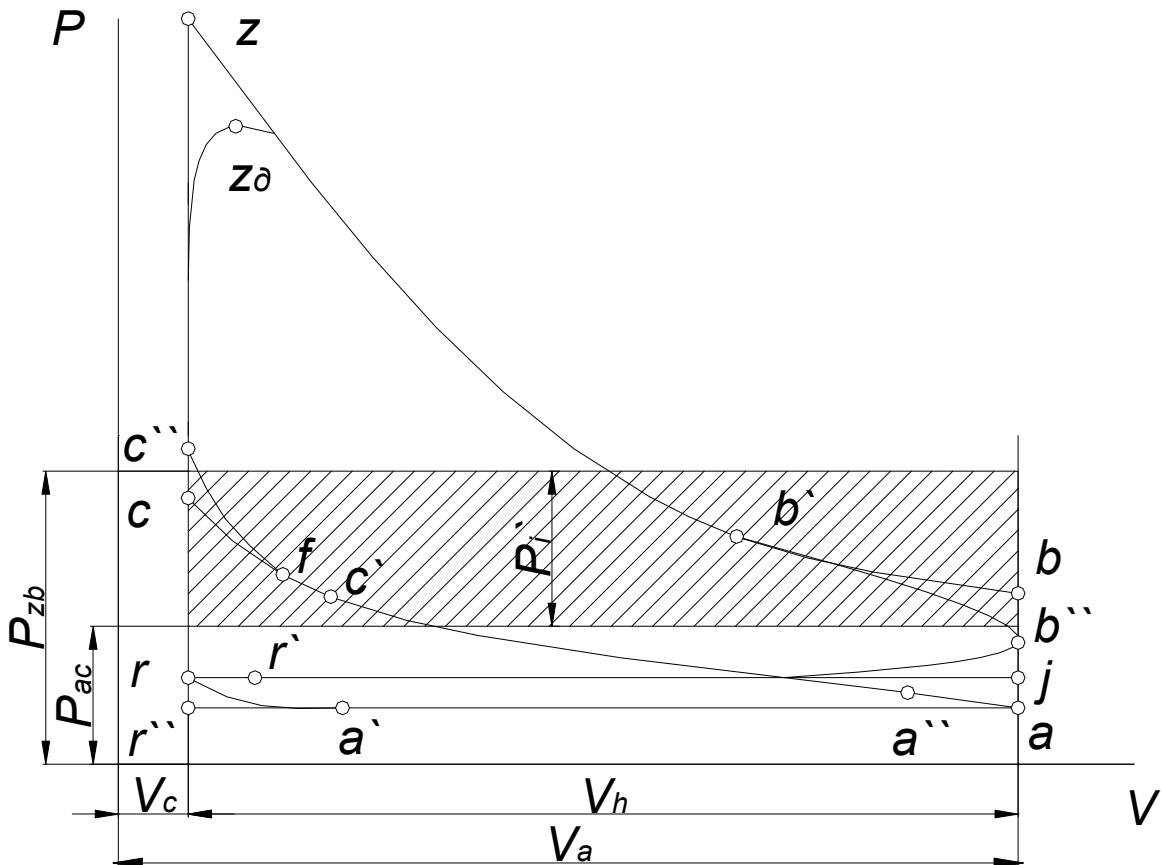


Рис. 12. Індикаторна діаграма карбюраторного двигуна.

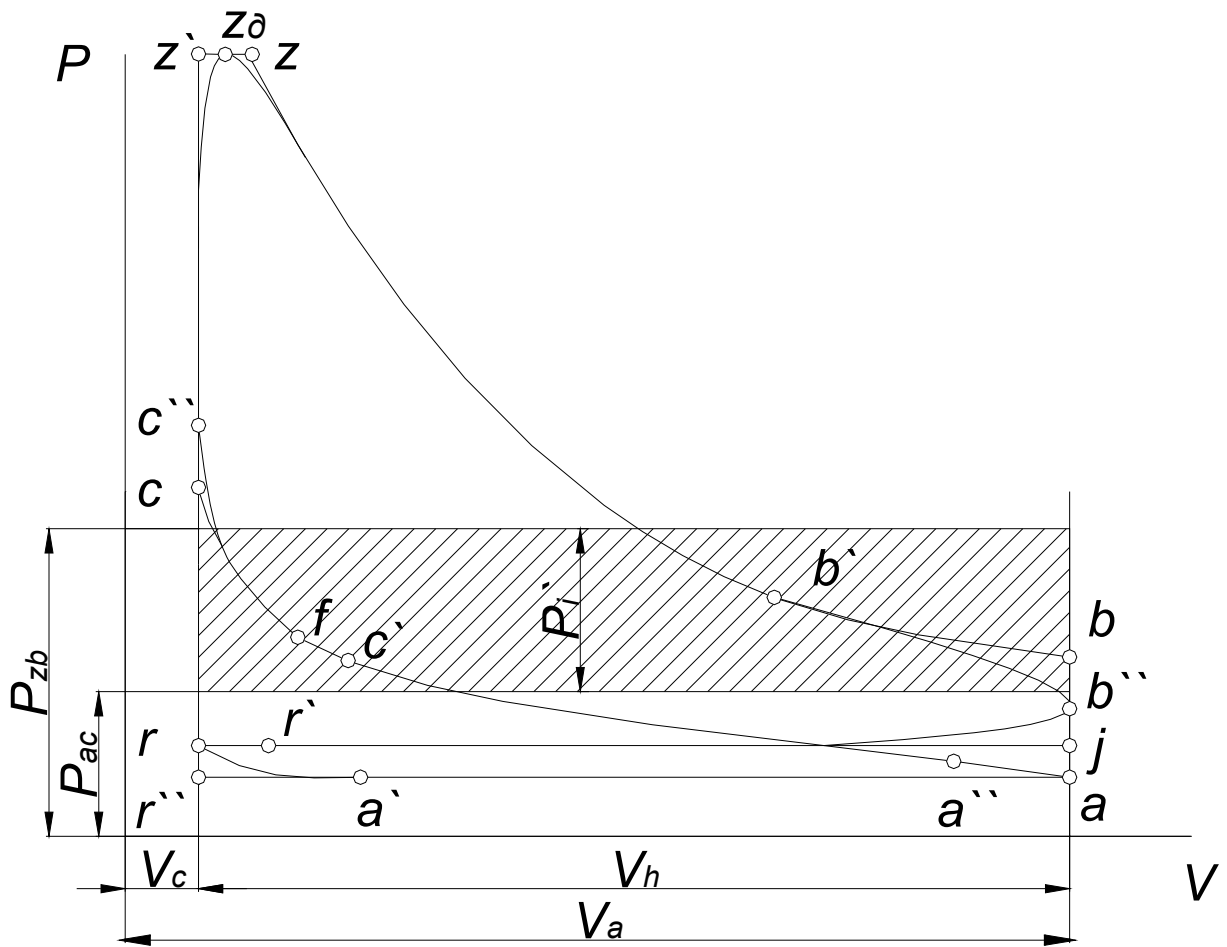


Рис. 14. Індикаторна діаграма дизля.

Середній індикаторний тиск P_i дійсного циклу відрізняється від значення P_i' на величину, пропорційну зменшенню розрахункової діаграми за рахунок округлень в точках c, z, b .

Зменшення теоретичного середнього індикаторного тиску унаслідок відхилення дійсного процесу від розрахункового циклу оцінюється коефіцієнтом повноти діаграми $\phi_{\text{и}}$ і величиною середнього тиску насосних втрат ΔP_i .

Коефіцієнт повноти діаграми приймається:

- для карбюраторних двигунів $\varphi_{И} = 0,94 \dots 0,97$;
- для дизелів $\varphi_{И} = 0,92 \dots 0,95$.

Середній тиск насосних втрат при процесах впуску і випуску

$$\Delta P_i = P_r - P_a, \text{ МПа.} \quad (52)$$

Для чотиритактних двигунів без наддування величина ΔP_i - позитивна. У двигунах з наддуванням від приводного нагнітача, якщо $P_a > P_r$, то величина ΔP_i негативна. При газотурбінному наддуванні значення P_a може бути як більше, так і менше P_r , тобто величина ΔP_i , може бути як негативної, так і позитивної. При проведенні розрахунків втрати на газообмін враховуються в роботі, затрачуваної на подолання механічних утрат, тому що при експериментальному визначенні роботи тертя звичайно користуються методом прокручування двигуна і, природно, в обумовлених таким методом механічних витратах на прокручування двигуна враховуються і витрати на насосні ходи.

У зв'язку з цим приймають, що середній індикаторний, тиск відрізняється від P_i тільки на коефіцієнт повноти діаграми

$$P_i = \varphi_{И} \cdot p_i, \text{ МПа.} \quad (53)$$

Величина P_i для різних двигунів при роботі на повному навантаженні змінюється в широких межах:

- для чотиритактних двигунів з іскровим запалюванням $P_i = 0,6 \dots 1,4$ МПа;

- для чотиритактних двигунівфорсованих P_i до 1,6 МПа;
- для чотиритактних дизелів без наддування $P_i = 0,7 \dots 1,1$ МПа;
- Для чотиритактних дизелів з наддуванням $P_i = 0,6 \dots 1,4$ МПа.

Менші значення середнього індикаторного тиску в дизелях без наддування, у порівнянні з двигунами з запаленням від іскри, порозуміваються тим, що дизелі працюють з великим коефіцієнтом надлишку повітря. Це викликає неповне використання робочого обсягу циліндра і поява додаткових утрат тепла на нагрівання надлишкового повітря

Індикаторна потужність. Індикаторна потужність двигуна N_i — робота, чинена газами усередині циліндрів в одиницю часу.

Для многоцилиндровного двигуна

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau}, \text{Вт.} \quad (54)$$

де P_i — середній індикаторний тиск, Па; V_h — робочий об'єм одного циліндра, м³; i — кількість циліндрів; n — кількість обертів колінчастого валу, об/хв; τ — тактність двигуна.

Для чотиритактних двигунів ($\tau = 4$) формула прийме вид:

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{120}, \text{Вт.} \quad (55)$$

Індикаторна потужність одного циліндра

$$N_{iц} = \frac{p_i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau}, \text{Вт.} \quad (56)$$

Індикаторний ККД і питома індикаторна витрата палива.

Індикаторний ККД що характеризує ступінь використання в дійсному циклі теплоти палива для одержання корисної роботи і являє собою відношення теплоти, еквівалентній індикаторній роботі циклу, до всієї кількості теплоти, внесеної в циліндр із паливом. Для 1 кг палива

$$\eta_i = \frac{L_i}{H_u}, \quad (57)$$

де L_i —теплота, еквівалентна індикаторній роботі, МДж/кг; H_u — нижча теплота згоряння палива, МДж/кг.

Таким чином, індикаторний ККД враховує всі теплові втрати дійсного циклу.

Для автомобільних і тракторних двигунів, що працюють на рідкому паливі,

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_o \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_V}, \quad (58)$$

де P_i виражено в МПа; H_u — у Мж/кг; ρ_k — у кг/м³.

Для автомобільних і тракторних двигунів, що працюють на газоподібному паливі,

$$\eta_i = 371,2 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{M_1' \cdot p_i \cdot T_k}{H_u \cdot p_k \cdot \eta_V},$$

де M_1' виражено в моль/моль палива; T_k — у К; P_k і P_i — у МПа; H_u — у МДж/м³.

Величина індикаторного ККД у сучасних автомобільних і тракторних двигунах, що працюють на номінальному режимі, має наступні значення:

- для двигунів з іскровим запалюванням $\eta_i = 0,26 \div 0,35$;
- для дизелів $\eta_i = 0,38 \div 0,50$;
- для газових двигунів $\eta_i = 0,28 \div 0,34$.

При відомій величині індикаторного ККД індикаторна питома витрата рідкого палива визначають по рівняннях:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}, \text{г} / \text{кВт} \cdot \text{год} \quad (60)$$

або

$$g_i = 3600 \frac{\rho_k \cdot \eta_v}{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}, \text{г} / \text{кВт} \cdot \text{год}.$$

Для двигунів, що працюють на газоподібному паливі, індикаторна питома витрата газового палива

$$v_1 = \frac{3,6}{H_u \cdot \eta_i}, \text{м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год} \quad (61)$$

або

$$v_1 = 9700 \cdot \frac{\eta_v \cdot p_k}{M'_1 \cdot T_k \cdot p_i}, \text{м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год},$$

а питома витрата теплоти на одиницю потужності

$$q_i = v_1 H'_u = 9700 \cdot \frac{H_u \cdot \eta_v \cdot p_k}{M'_1 \cdot T_k \cdot p_i}, \text{ МДж / квт} \quad (62)$$

Питомі витрати палива на номінальному режимі:

- для карбюраторних двигунів $g_i = 235 \div 320$ г/кВт·год;
- для дизелів..... $g_i = 170 \div 230$ г/кВт·год;
- для газових двигунів..... $q_i = 10,5 \div 13,5$ МДж/кВт·год.

8. Ефективні показники двигуна

Параметри, що характеризують роботу двигуна, відрізняються від індикаторних наявністю необхідних витрат корисної роботи з подолання різних механічних опорів (тертя з кривошипно-шатунному механізмі, приведення в дію допоміжних механізмів і нагнітача й ін.) і на здійснення процесу впуску і випуску.

Механічні втрати. Втрати на подолання різних опорів оцінюються величиною потужності механічних втрат або величиною роботи, що відповідає потужності механічних і втрат, віднесеної до одиниці робочого обсягу циліндра.

При проведенні попередніх розрахунків двигунів механічні втрати, які характеризуються середнім тиском P_m , приблизно можна визначити по лінійних залежностях від середньої швидкості поршня $v_{п.ср.}$.

Нижче наведені емпіричні формули для визначення величини P_m у двигунах різного типу:

а) для карбюраторних двигунів з кількістю циліндрів до 6 і відношенням $S/D > 1$

$$p_m = 0,049 + 0,0152 \cdot v_{n.c.p}, \text{МПа.} \quad (63)$$

б) для карбюраторних восьмициліндрових двигунів з відношенням $S/D < 1$

$$p_m = 0,039 + 0,0132 \cdot v_{n.c.p}, \text{МПа.} \quad (64)$$

в) для карбюраторних двигунів з кількістю циліндрів до 6 і відношенням $S/D < 1$

$$p_m = 0,034 + 0,0113 \cdot v_{n.c.p}, \text{МПа.} \quad (65)$$

г) для чотиритактних дизелів з нерозділеними камерами

$$p_m = 0,089 + 0,0118 \cdot v_{n.c.p}, \text{МПа.} \quad (66)$$

д) для передкамерних дизелів

$$p_m = 0,103 + 0,0153 \cdot v_{n.c.p}, \text{МПа.} \quad (67)$$

е) для дизелів з вихровими камерами.

$$p_m = 0,089 + 0,0135 \cdot v_{n.c.p}, \text{МПа.} \quad (68)$$

Середній тиск механічних утрат p_m підраховується по формулах (63-68) без урахування якості застосовуваних мастил, теплового стану двигуна, якості поверхнь тертя і наддування. У зв'язку з цим значення P_m , отримані по приведених формулах, перш ніж приймати в подальші розрахунки, необхідно критично оцінити.

При використанні приводного нагнітача (механічне наддування) як агрегат наддування втрати в двигуні збільшуються на величину витрат потужності на його привід.

Середній ефективний тиск. Середній ефективний тиск P_e являє собою відношення ефективної роботи на валові двигуна до одиниці робочого об'єму циліндра.

У розрахунках двигунів P_e визначають по середньому індикаторному тиску

$$p_e = p_i - p_m, \text{МПа.} \quad (69)$$

Для двигунів з механічним наддуванням

$$p_e = p_i - p_m - p_n, \text{МПа.} \quad (70)$$

де P_n — втрати тиску на привід нагнітача.

Значення середнього ефективного тиску при номінальному навантаженні змінюються в наступних межах:

- для чотиритактних двигунів з іскровим запалюванням $P_e = 0,5 \dots 1,1$ МПа;
- для чотиритактних двигунів форсованих $P_e = 1,1 \dots 1,3$ МПа;
- для чотиритактних дизелів без наддування $P_e = 0,55 \dots 0,85$ МПа;

- для чотиритактних дизелів з наддуванням $P_e = 0,58 \dots 1,75$ МПа.

З ростом середнього ефективного тиску поліпшуються умови використання робочого об'єму циліндра, що дає можливість створювати більш легкі і компактні двигуни.

Для сучасних автомобільних і тракторних двигунів характерна тенденція до збільшення P_e за рахунок кращої організації робочого процесу, застосування високосортних палив і використання наддування.

Механічний ККД. Відношення середнього ефективного тиску до індикаторного називається механічним ККД двигуна

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i},$$

(71)

або

$$\eta_m = 1 - \frac{P_m}{P_i}.$$

Зі збільшенням втрат у двигуні η_m зменшується. При зниженні навантаження в карбюраторному двигуні значно зростає P_m внаслідок збільшення втрат на газообмін. При холостому ході $P_i = P_m$ и $\eta_m = 0$.

Величина механічного ККД зростає зі зменшенням втрат на тертя і на привід допоміжних механізмів, а також зі збільшенням навантаження, до визначених меж.

По дослідним даним механічний ККД для різних двигунів, що працюють на номінальному режимі, змінюється в наступних межах:

- для карбюраторних двигунів $\eta_m = 0,7 \div 0,9$;
- для чотиритактних дизелів без наддування $\eta_m = 0,7 \div 0,82$;

- для чотиритактних дизелів з наддуванням $\eta_m = 0,8 \div 0,9$;
- для газових двигунів $\eta_m = 0,75 \div 0,85$.

Ефективна потужність. Корисна робота, одержувана на валові двигуна в одиницю часу, називається ефективною потужністю N_e .

Величина N_e може бути визначена по індикаторній потужності через механічний ККД

$$N_e = N_i \cdot \eta_m = \frac{p_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \cdot 10^{-3}, \text{кВт}, \quad (72)$$

де p_e виражене в Па; V_h — у м³; n — у об/хв.

Зв'язок між ефективною потужністю й основними параметрами двигуна виражається наступною залежністю:

$$N_e = \frac{V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \cdot \frac{H_u}{l_o} \cdot \rho_k \cdot \eta_V \eta_i \cdot \eta_m \cdot 10^{-3}, \text{кВт}, \quad (73)$$

де V_h виражено в м³; n — у об/хв; H_u - в МДж/кг; ρ_k — у кг/м³.

Ефективний ККД і ефективна питома витрата палива.

Ефективний ККД η_e й ефективна питома витрата палива g_e характеризують економічність роботи двигуна.

Відношення кількості теплоти, еквівалентній корисній роботі на валові двигуна, до загальної кількості теплоти, внесеної в двигун з паливом, називається ефективним ККД

$$\eta_e = \frac{L_e}{H_u}, \quad (74)$$

де Le — теплота, еквівалентна ефективній роботі, МДж/кг;

H_u — нижча теплота згоряння палива; МДж/кг.

Зв'язок між ефективним і механічним ККД двигуна визначається вираженням:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m, \quad (75)$$

для двигунів, що працюють на рідкому паливі

$$\eta_e = \frac{p_e}{\rho_k \cdot \eta_V} \cdot \frac{\alpha \cdot l_0}{H_u}, \quad (76)$$

для двигунів, що працюють на газоподібному паливі

$$\eta_{ie} = 371,2 \cdot 10^{-6} \frac{M'_1 \cdot p_e \cdot T_k}{H_u \cdot p_k \cdot \eta_V}. \quad (77)$$

Ефективний ККД двигуна характеризує ступінь використання теплоти палива в двигуні з урахуванням усіх втрат - теплових і механічних.

Значення ефективного ККД змінюються в залежності від типу двигуна в наступних межах (на номінальному режимі):

- для карбюраторних двигунів $\eta_e = 0,23 \div 0,29$;
- для дизелів..... $\eta_e = 0,31 \div 0,40$;
- для газових двигунів..... $\eta_e = 0,21 \div 0,31$.

Більш високі η_e у дизелів, у порівнянні з карбюраторними двигунами, є, в основному, наслідком підвищених значень у них коефіцієнтів надлишку повітря, а отже, і більш повного згоряння палива.

Ефективна питома витрата рідкого палива

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}, \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}, \quad (78)$$

або

$$g_e = 3600 \cdot \frac{\rho_k \cdot \eta_v}{p_e \cdot l_0 \cdot \alpha}, \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}.$$

Для двигунів, що працюють на газоподібному паливі, ефективна питома витрата газового палива

$$v_e = \frac{3,6}{H_u \cdot \eta_e}, \text{м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}. \quad (79)$$

або

$$v_e = 9700 \cdot \frac{\eta_v \cdot p_k}{M_1' \cdot T_k \cdot p_e}, \text{м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}.$$

а питома витрата теплоти на одиницю потужності

$$q_e = v_e \cdot H_u' = 9700 \cdot \frac{H_u \cdot \eta_v \cdot p_k}{M_1' \cdot T_k \cdot p_e}, \text{МДж} / \text{кВт} \quad (80)$$

Для сучасних автомобільних і тракторних двигунів ефективна питома витрата палива при номінальному навантаженні має наступні значення:

- для карбюраторних двигунів $g_e = 280 \div 350$ г/кВт·год;
- для дизелів з нероздільними камерами..... $g_e = 170 \div 230$ г/кВт·год;
- для вихрекамерних і передкамерних дизелів. $g_e = 170 \div 230$ г/кВт·год;
- для газових двигунів..... $q_e = 10,5 \div 13,5$ МДж/кВт·год.

Основні розміри циліндра двигуна. Якщо задано ефективна потужність двигуна й обрана величина $\xi = S/D$, то основні конструктивні параметри двигуна (діаметр циліндра і хід поршня) визначають у такий спосіб.

По ефективній потужності, швидкості обертання колінчатого вала й ефективному тискові визначають літраж двигуна

$$V_l = 30 \cdot \tau \cdot \frac{N_e}{p_e \cdot n}, \text{ м}^3. \quad (81)$$

Робочий об'єм одного циліндра

$$V_h = \frac{V_l}{i}, \text{ м}^3. \quad (82)$$

Діаметр циліндра

$$D = 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \xi}}, \text{ мм}. \quad (83)$$

Хід поршня

$$S = D \cdot \xi, \text{ мм} . \quad (84)$$

Отримані значення D і S округляють до парних чисел, нуля або п'яти. По остаточно прийнятих значеннях D і S визначають основні параметри і показники двигуна:

об'єм двигуна

$$V_l = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4}, \text{ м}^3. \quad (85)$$

ефективну потужність :

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_l \cdot n}{30 \cdot \tau} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}; \quad (86)$$

ефективний крутний момент

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n}, \text{ Н} \cdot \text{ м}, \quad (87)$$

годинна витрата палива

$$G_n = N_e \cdot g_e, \text{ кг} / \text{ год}. \quad (88)$$

середню швидкість поршня

$$v_{n.cр} = \frac{S \cdot n}{30}, \text{ м / сек.} \quad (89)$$

При розбіжності між раніше прийнятою величиною $v_{n.cр}$ і отриманої по формулі (89) більш 3-4% необхідно перерахувати ефективні параметри двигуна.

Найбільш рационально визначати основні розміри циліндра двигуна за допомогою числових методів.

9. Визначення основних геометричних параметрів двигуна за допомогою числових методів

Результати теплового розрахунку поршневого двигуна внутрішнього згоряння є визначення основних геометричних параметрів: робочого об'єму двигуна, діаметра циліндра і ходу поршня. Дані розрахунки виконуться після визначення індикаторних параметрів робочого циклу.

Середній ефективний тиск

$$P_e = P_i - P_m, \text{ Па,} \quad (90)$$

де P_i – середній індикаторний тиск, Па; P_m - середній тиск механічних втрат, Па.

Середній тиск механічних втрат залежить від середньої швидкості поршня [1]

(91)

$$P_m = a + b \cdot v_c, \text{Па},$$

де a, b – коефіцієнти; v_c – середня швидкість поршня, м/с.

Середня швидкість поршня невідома. Її значення можна визначити по формулі

$$v_c = \frac{S \cdot n}{30}, \quad (92)$$

де n – частота обертання колінчатого вала, хвил^{-1} ; S – хід поршня, м.

З урахуванням (1.2) і (1.3) вираз (1.1) приймає вигляд

$$P_e = P_i - \left(a + b \cdot \frac{S \cdot n}{30} \right), \text{Па}, \quad (93)$$

Середній ефективний тиск можна визначити і через значення ефективної потужності

$$P_e = \frac{60 \cdot n_{\text{ц}} \cdot N_e}{i \cdot V_s \cdot n}, \text{Па}, \quad (94)$$

де $n_{\text{ц}}$ – коефіцієнт тактності ($n_{\text{ц}} = 2$ для чотиритактних і $n_{\text{ц}} = 1$ для двотактних двигунів); N_e – ефективна потужність двигуна, Вт; i – кількість циліндрів; V_s – робочий об'єм циліндра, м^3 .

З урахуванням того, що робочий об'єм циліндра дорівнює

$$V_S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S, \text{ м}^3,$$

де D - діаметр циліндра, м;

і задане відношення ходу поршня до діаметру циліндра $\xi = S/D$, вираз (94) приймає вигляд

$$Pe = \frac{240 \cdot n_{Ц} \cdot Ne \cdot \xi^2}{i \cdot \pi \cdot S^3 \cdot n}, \text{ Па.} \quad (95)$$

Прирівнявши вирази (93) і (95) і перетворши їх, одержимо нелінійне рівняння

$$F(S) = (Pi - a) \cdot i \cdot \pi \cdot S^3 \cdot n - b \cdot \frac{\pi \cdot n^2}{30} \cdot i \cdot S^4 - 240 \cdot n_{Ц} \cdot Ne \cdot \xi^2 = 0. \quad (96)$$

Рішення рівняння (96) дозволяє знайти значення ходу поршня, діаметр і робочий об'єм циліндра. Дане рівняння найбільш раціонально вирішувати методом Ньютона.

10. Індивідуальне завдання

Виконати тепловий розрахунок дизеля.

№	Параметр	Варіант				
		1	2	3	4	5
1	Потужність, N_e , кВт	11,8	21,3	40,4	56,6	77,2
2	Номінальна частота обертання колінчастого вала, n , хвил ⁻¹	2500	1800	1800	2200	2200
3	Число циліндрів, i	1	2	4	4	4
4	Ступінь стиску, ε	18,0	16,5	16,5	16,0	15,1
5	Відношення ходу поршня до діаметра циліндра, $\xi =$ S/D	1,15	1,20	1,20	1,12	1,12
6	Тиск наддува, P_k , МПа	-	-	-	-	-
7	Максимальний тиск згоряння, P_{max} , МПа	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0
8	Температура навколишнього середовища, T_0 , К	288	288	288	288	288

№	Параметр	Варіант				
		6	7	8	9	10
1	2	3	4	5	6	7
1	Потужність, N_e , кВт	128,6	220,0	55,1	71,2	117,7

1	2	3	4	5	6	7
2	Номінальна частота обертання колінчастого вала, n , хвил ⁻¹	2100	1900	2100	1750	2000
3	Число циліндрів, i	6	12	4	4	6
4	Ступінь стиску, ε	15,0	16,5	17,0	16,5	15,0
5	Відношення ходу поршня до діаметра циліндра, $\xi =$ S/D	0,88	1,08	1,14	1,08	0,88
6	Тиск наддува, P_k , МПа	0,15	0,17	0,19	0,20	0,21
7	Максимальний тиск згоряння, P_{max} , МПа	12,0	14,0	15,5	17,5	19,0
8	Температура навколишнього середовища, T_0 , К	288	288	288	288	288

№	Параметр	Варіант				
		11	12	13	14	15
1	Потужність, N_e , кВт	132,5	96,0	121,0	154,4	132,0
2	Номінальна частота обертання колінчастого вала, n , хвил ⁻¹	1900	1700	1030	2600	2100
3	Число циліндрів, i	6	4	4	8	6
4	Ступінь стиску, ε	15,0	16,5	14,0	17,0	17,0

1	2	3	4	5	6	7
5	Відношення ходу поршня до діаметра циліндра, $\xi = S/D$	0,88	1,08	1,41	1,00	1,08
6	Тиск наддува, P_k , МПа	0,15	0,15	0,20	0,17	0,19
7	Максимальний тиск згоряння, P_{max} , МПа	14,2	15,5	17,2	17,8	18,1
8	Температура навколишнього середовища, T_0 , К	303	303	303	303	303

№	Параметр	Варіант				
		16	17	18	19	20
1	Потужність, N_e , кВт	175,0	136,0	114,0	92,0	132,0
2	Номінальна частота обертання колінчастого вала, n , хвил ⁻¹	2100	2800	2600	2800	2500
3	Число циліндрів, i	8	8	6	6	6
4	Ступінь стиску, ε	17,0	18,5	17,0	16,0	18,0
5	Відношення ходу поршня до діаметра циліндра, $\xi = S/D$	1,08	1,05	0,92	1,14	1,05
6	Тиск наддува, P_k , МПа	0,15	0,15	0,20	0,17	0,16
7	Максимальний тиск згоряння, P_{max} , МПа	11,0	11,5	12,2	14,1	11,8

1	2	3	4	5	6	7
8	Температура навколишнього середовища, T_0 , К	303	303	303	303	303

№	Параметр	Варіант				
		21	22	23	24	25
1	2	3	4	5	6	7
1	Потужність, N_e , кВт	175,0	136,0	114,0	92,0	132,0
2	Номінальна частота обертання колінчастого вала, n , хвил ⁻¹	2400	2100	2900	1800	1500
3	Число циліндрів, i	8	8	6	6	6
4	Ступінь стиску, ϵ	17,0	18,5	17,0	16,0	18,0
5	Відношення ходу поршня до діаметра циліндра, $\xi =$ S/D	1,08	1,05	0,92	1,14	1,05
6	Тиск наддува, P_k , МПа	0,15	0,15	0,20	0,17	0,16
7	Максимальний тиск згоряння, P_{max} , МПа	14,0	14,5	15,0	15,5	16,0
8	Температура навколишнього середовища, T_0 , К	293	293	293	293	293

№	Параметр	Варіант				
		26	27	28	29	30
1	Потужність, N_e , кВт	175,0	136,0	114,0	92,0	300,0
2	Номінальна частота обертання колінчастого вала, n , хвил ⁻¹	2100	2800	2600	2800	2300
3	Число циліндрів, i	8	8	6	6	8
4	Ступінь стиску, ε	18,0	19,5	19,0	18,0	16,5
5	Відношення ходу поршня до діаметра циліндра, $\xi =$ S/D	1,05	1,05	1,05	1,10	1,05
6	Тиск наддува, P_k , МПа	0,15	0,15	0,20	0,17	0,16
7	Максимальний тиск згоряння, P_{max} , МПа	18,0	17,	16,0	15,0	12,0
8	Температура навколишнього середовища, T_0 , К	288	288	288	288	288

Для усіх варіантів прийняти: $a = 0,09 \cdot 10^6$ Па; $b = 0,012 \cdot 10^6$ Па; $n_{ц} = 2$;
склад дизельного палива: $C = 0,87$; $H = 0,126$; $O = 0,004$; $S = 0$; $W = 0$;
коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,55$.

Зміст звіту:

1. Постановка задачі.
2. Визначення індикаторних та ефективних показників двигуна.
3. Розрахунок геометричних параметрів дизеля.
4. Розрахунок теплового балансу дизеля.
5. Швидкісна характеристика дизеля.

6. Розрахунки можуть бути виконані за допомогою електронних таблиць *Excel*, спеціалізованих пакетів (*MathCad*, *MatLab*, *Maple* та інших) або виконати ручний розрахунок.

Література

1. Автомобильные и тракторные двигатели / под ред. И. М. Ленина. – М. : Высшая школа, 1969. – 656 с.
2. Болтинский В. Н. Тракторы и автомобили / В. Н. Болтинский. – М. : Колос, 1970. - 384 с.
3. Гулин Е. И. Справочник по горючесмазочным материалам в судовой технике / Е. И. Гулин, В. А. Сомов, И. М. Чечот. – Л. : Судостроение, 1981. – 320 с.
4. Гуревич А. М. Тракторы и автомобили / А. М. Гуревич, Е. М. Сорокин. – М. : Колос. – 1974. – 400 с.
5. Ждановский И. С. Надежность и долговечность автотракторных двигателей / И. С. Ждановский, А. В. Николаенко. – Л. : Колос, 1981. – 295 с.
6. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М. : Высшая школа, 1980. – 400 с.
7. Лебедев О. Н. Двигатели внутреннего сгорания речных судов / О. Н. Лебедев, В. А. Сомов, С. А. Калашников. – М. : Транспорт, 1990. – 328 с.
8. Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания / [Н.Х. Дьяченко, Б.А. Харитонов, В.М. Петров и др.]. ; под ред. Н.Х Дьяченко. – Л. : Машиностроение, 1979. – 392 с.
9. Гуревич А. М. Конструкция тракторов и автомобилей / А. М. Гуревич, А. К. Болотов, В. И. Судяцин. – М. : Агроиздат, 1989. – 368 с.
10. Методичні рекомендації до виконання лабораторних робіт по розрахунку елементів автотракторних двигунів з використанням числових методів на ПЕОМ для студентів денної форми навчання спеціальностей

7.091902 «Механізація сільського господарства» і 6.010100 «Професійне навчання» / Д. В. Кузенко, О. В. Бондаренко, В. І. Гавриш, В. В. Мартиченко. – Миколаїв : МДАУ, 2003. – 59 с.

11. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М. : Энергия, 1977. – 344 с.

12. Николаенко А. В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А. В. Николаенко. – М. : Колос, 1984. – 335 с.

13. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей / [Васильев А. П., Кудрявцев В. М., Кузнецов В. А. и др.]. – М. : Высшая школа, 1983. – 703 с.

14. Подача и распыливание топлива в дизелях / [Астахов И. В., Трусов В. И., Хачиян А. С. и др.]. – М. : Машиностроение, 1971. – 359 с.

15. Раушенбах Б. М. Физические основы рабочего процесса в камерах сгорания воздушно–реактивных двигателей / Б. М. Раушенбах. – М. : Машиностроение, 1964. – 168 с.

16. Рыжков С. В. Теплотехнические измерения в судовых энергетических установках / С. В. Рыжков. – Л. : Судостроение, 1980. – 264 с.

Приклад виконання розрахунку дизеля

1. Вихідні данні

№	Параметр	Формула або джерело	Значення
1	Потужність, N_e , кВт	Задано	300
2	Частота обертання, n , хв^{-1}	Задано	2300
3	Кількість циліндрів, i , шт.	Задано	8
4	Ступінь стиску, ε	Задано	16,5
5	Тиск наддува, P_k , МПа	Задано	0,17
6	Паливо:		
	C	Задано	0,870
	H	Задано	0,126
	S	Задано	0,000
	O	Задано	0,004
	W	Задано	0,000
7	Коефіцієнт надлишку повітря, α	Задано	1,55
8	Відношення ходу поршня до діаметру циліндру, $\xi = S/D$	Задано	1,05
9	Максимальний тиск згоряння, P_{max} , МПа	Задано	12,00

2. Паливо та параметри робочого тіла

	Нижча теплота згоряння, Q , МДж/кг	(2)	42,437
	Теоретична необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, L_o , кМоль/кг	$L_o = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right)$	0,495
	Теоретична необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, l_o , кг/кг	$l_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8 \cdot C}{3} + 8 \cdot H - O \right)$	14,452

1	2	3	4
	Кількість свіжого заряду M_1 , кМоль/кг	$M_1 = \alpha \cdot L_0$	0,767
Продукти згоряння			
	M_{CO_2} , кМоль/кг	$M_{CO_2} = \frac{C}{12}$	0,073
	M_{H_2O} , кМоль/кг	$M_{H_2O} = \frac{H}{2}$	0,063
	M_{O_2} , кМоль/кг	$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0$	0,057
	M_{N_2} , кМоль/кг	$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0$	0,606
	Загальна кількість продуктів згоряння, M_2 , кМоль/кг	$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} +$ $+ M_{O_2} + M_{N_2}$	0,798
3. Процес впуску			
3.1. Параметри повітря після турбокомпресора			
	Атмосферний тиск, P_0 , МПа	Задано	0,1
	Атмосферна температура, T_0 , К	Задано	288,0
	Показник політропи стиску турбокомпресора, n_k	Задано	1,50
	Температура після компресора, T_k , К	(7)	343,723
	Температура залишкових газів, T_r , К	Приймається	760,0
	Тиск залишкових газів, P_r , МПа	$P_r = 0,86 \cdot P_k$	0,146

1	2	3	4
3.2. Впуск			
	Температура підогріва свіжого заряду, ΔT , К	Приймається	5,0
	Густина повітря на впуске, ρ_k , кг/м ³	(10)	1,723
	Швидкість повітря, w , м/с	Приймається	70,0
	Коефіцієнт опору	Приймається	2,700
	Втрати тиску, ΔP_a , МПа	(9)	0,011
	Тиск в кінці впуску, P_a , МПа	(8)	0,159
	Коефіцієнт залишкових газів, γ_r	(13)	0,027
	Температура в кінці впуску, T_a , К	(15)	359,59
	Коефіцієнт наповнення, η_v	(18)	0,924
3.3. Визначення коефіцієнта політропи стиску (числовим методом [10])			
	Коефіцієнт a , кДж/(кмоль·К)	-	19,97
	Коефіцієнт b , кДж/(кмоль·К)	-	0,0028
	Початкове наближення n_1	-	1,3
	Ітерація 1	-	1,357
	Похибка ітерації 1	-	0,042
	Ітерація 2		1,351
	Похибка ітерації 2		0,004

Приймаємо $n_1 = 1,351$

1	2	3	4
3.4. Процес стиску			
	Тиск в кінці стиску, P_c , МПа	(19)	7,007
	Температура в кінці стиску, T_c , К	(20)	962,819
	Мольна теплоємність повітря, кДж/(кМоль·К)		22,420
	Мольна теплоємність залишкових газів, кДж/(кМоль·К)		24,230
	Мольна теплоємність робочої суміші, кДж/(кМоль·К)		22,468
4. Процес згоряння			
	Коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші μ_0	$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}$	1,041
	Коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші μ	$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,040
	Теплота згоряння робочої суміші, H_{pc} , МДж/кмоль	$H_{pc} = \frac{Hu}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)}$	53887,848
	Коефіцієнт використання тепла ξ_z	Приймається	0,820
	Розрахункова ступінь підвищення тиску λ	$\lambda = \frac{P_{max}}{P_c}$	1.68
	Ступінь підвищення тиску λ	Приймається	1,60
	Температура в кінці процесу згоряння, T_z , К	(39)	2132,301

1	2	3	4
	Максимальний тиск згоряння, P_z , МПа	(42)	11,211
	Ступінь попереднього розширення ρ	(43)	1,441
5. Процес розширення			
	Ступінь подальшого розширення δ	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	11,448
	Показник політропи розширення, n_2	Приймається	1,270
	Тиск в кінці розширення, P_b , МПа	(47)	0,507
	Температура в кінці розширення, T_b , К	(48)	1104,046
	Перевірка температури залишкових газів, T_r , К	(49)	729,388
6. Індикаторні параметри			
	Теоретичний середній індикаторний тиск, P_i , МПа	(51)	1,375
	Середній індикаторний тиск, P_i , МПа	(53)	1,306
	Індикаторний К.К.Д., η_i	(58)	0,433
	Індикаторна питома витрата палива, b_i , г/(кВт·год)	(60)	195,974
7. Визначення основних геометричних параметрів двигуна			
	Коефіцієнт a , МПа	[10, стр.3]	0,090
	Коефіцієнт b , МПа/(м/с)	[10, стр.3]	0,012

1	2	3	4
	Значення коефіцієнтів рівняння Ньютона		
	Коефіцієнт A1		70259,406
	Коефіцієнт A2		53153,920
	Коефіцієнт A3		158,760

$$F(S) = A1 \cdot S^3 - A2 \cdot S^4 - A3 = 0,$$

де S – хід поршня.

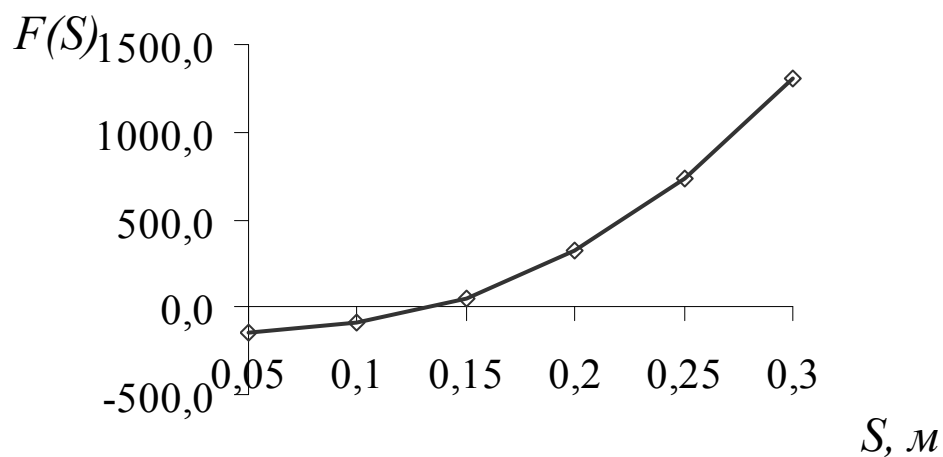


Рис. 15. Графічна інтерпретація.

Рівня вивіряємо за допомогою метода Ньютона.

Результати розрахунків зведемо в таблицю

Номер ітерації, m	S_m	$F(S_m)$	$F'(S_m)$	Відносна похибка
0	0,150	51,456	4024,9	

1	0,137	3,913	3419,3	0,093
2	0,136	0,030	3367,0	0,008
3	0,136			0,000

Приймаємо хід поршня $S = 0,1361$ м

Тоді діаметр $D = 0,1296$ м

Остаточно приймаємо $D = 0,130$ м

$S = 0,137$ м

1	2	3	4
8. Визначення ефективних параметрів			
	Середня швидкість поршня v_{cp} , м/с	(89)	10,465
	Середній ефективний тиск, P_e , МПа	(69)	1,090
	Робчий об'єм циліндра, V_{s1} , м ³	$V_{s1} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S$	0,002
	Робчий об'єм двигуна, V_s , м ³	(85)	0,014
	Розрахункова ефективна потужність, Ne , кВт		302,793
	Механічний ККД, η_m	(71)	0,793
	Ефективний ККД, η_e	(75)	0,343
	Ефективна питома витрата палива, be , кг/(кВт·год)	(78)	0,247
	Максимальна погодинна витрата палива, G , кг/год	$G = be \cdot Ne$	74,811

9. Розрахунок і побудова регуляторної характеристики двигуна

Текучі значення потужності Ne двигуна

$$Ne = Ne_n \cdot \left[0,5 \cdot \left(\frac{n_e}{n_n} \right) + 1,5 \cdot \left(\frac{n_e}{n_n} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_n} \right)^3 \right],$$

де n_e і n_n – відповідно текуче і номінальне значення частот обертання колінчастого вала.

Крутний момент

$$M_{кр} = \frac{Ne}{\omega_e} = \frac{30 \cdot Ne}{\pi \cdot n_e}.$$

Ефективна питома витрата палива

$$be = be_n \cdot \left[1,35 - 1,35 \cdot \left(\frac{n_e}{n_n} \right) + \left(\frac{n_e}{n_n} \right)^2 \right].$$

Погодинна витрата палива

$$G = be \cdot Ne, \quad \frac{кг}{год}.$$

Погодинна витрата палива на холостом ході

$$G_{xx} = (0,25 \dots 0,35) \cdot G_n,$$

де G_H – погодинна витрат3 палива на номінальному режимі.

Частота обертання колінчастого вала на холостому ході

$$n_{xx} = (1 + \delta_p) \cdot n_H,$$

де δ_p – коефіцієнт нерівномірності регулятора, $\delta_p = 0,07 \dots 0,08$.

Результати розрахунку заносять в зведену таблицю 1

Таблиця 1

$n, \text{хв}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$M, \text{Н}\cdot\text{м}$	$b_e,$ кг/(кВт·год)	$G, \text{кг/год}$
700	78,9	1077	0,255	20,1
860	103,3	1148	0,243	25,1
1020	128,9	1207	0,234	30,2
1180	154,9	1254	0,227	35,2
1340	180,8	1289	0,223	40,3
1500	206,0	1312	0,221	45,5
1660	229,9	1323	0,222	50,9
1820	251,8	1322	0,224	56,5
1980	271,2	1309	0,230	62,2
2140	287,5	1284	0,237	68,2
2300	300,0	1246	0,247	74,1
2460	0,0	0	-	22,2

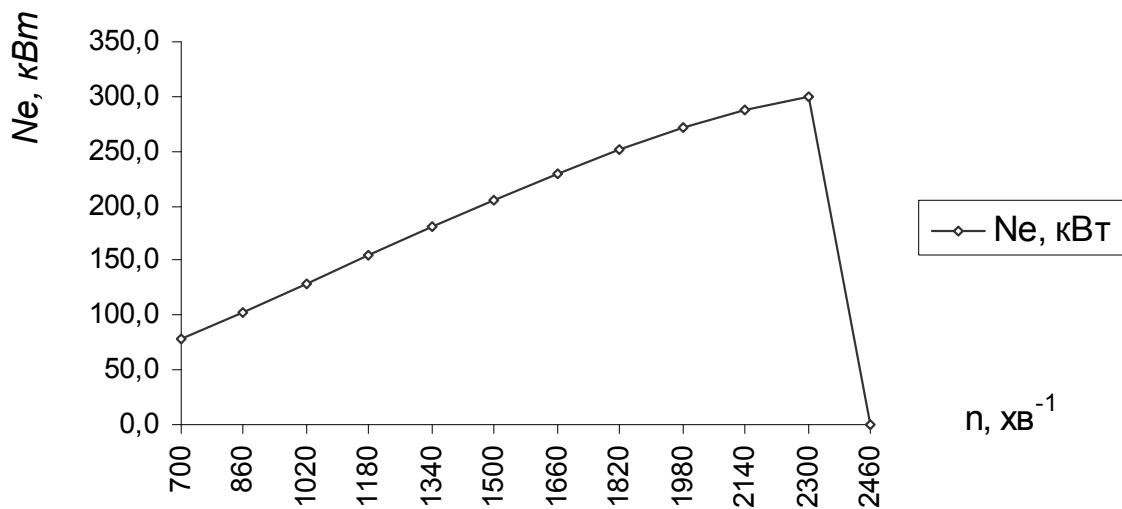


Рис. 15. Залежність потужності N_e від частоти обертання колінчастого вала n .

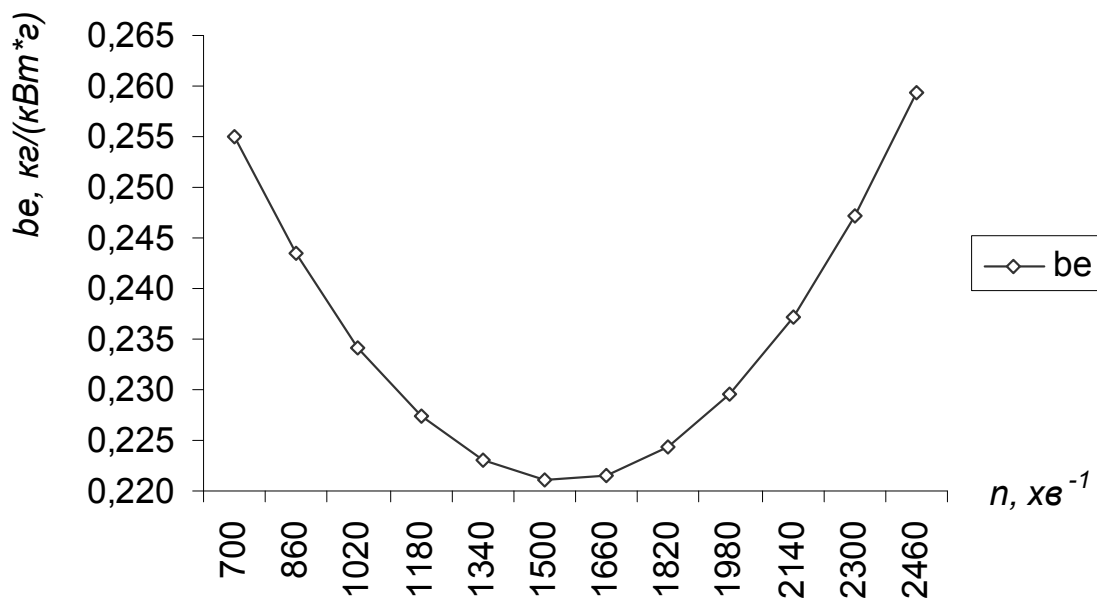


Рис. 16. Залежність питомої витрати палива b_e від частоти обертання колінчастого вала n .

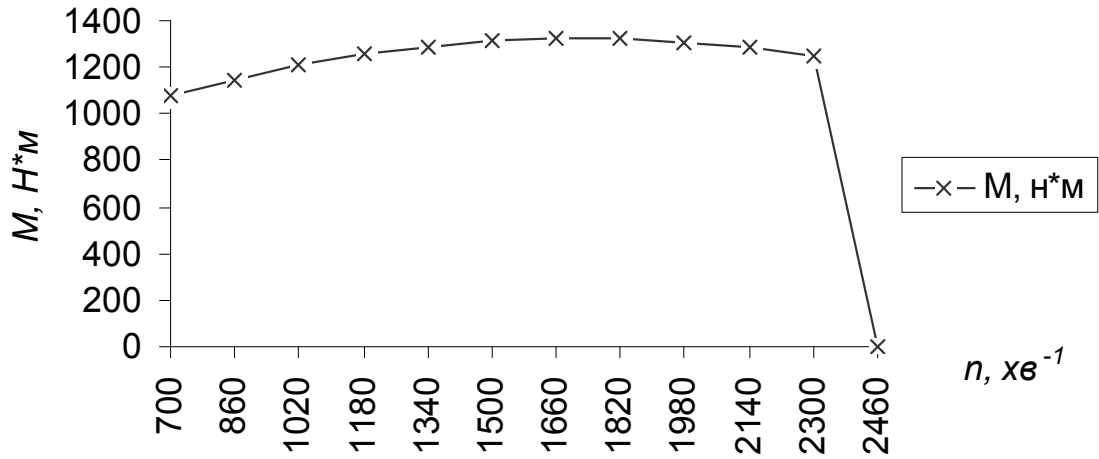


Рис. 17. Залежність крутного моменту M від частоти обертання колінчастого вала n .

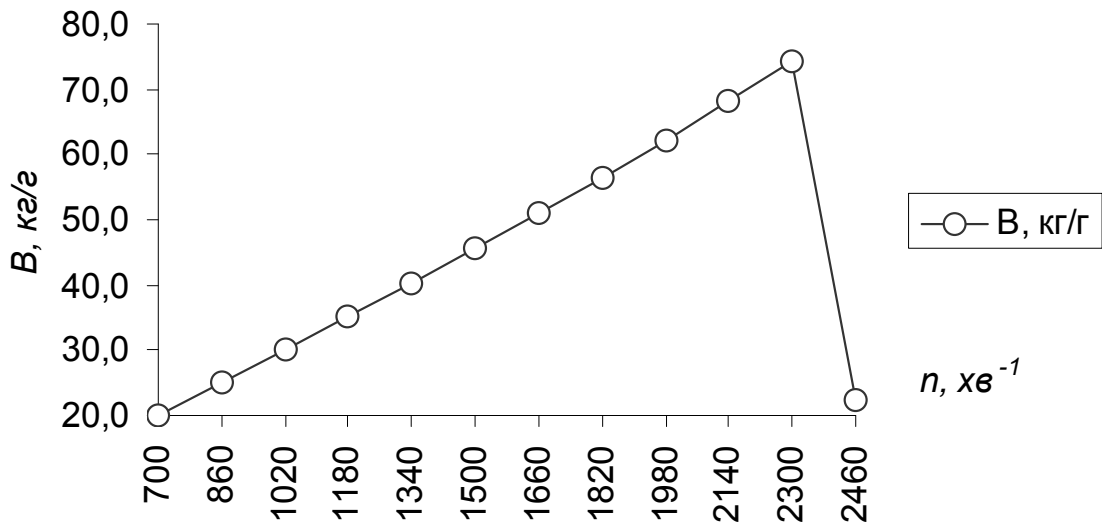


Рис. 18. Залежність погодинної витрати палива B від частоти обертання колінчастого вала n .

ЗМІСТ

Вступ	3
1. Теплота згоряння палива і газоповітряних сумішей	4
2. Процес впуску	8
3. Процес стиску	18
3.1. Особливості процесу стиску	18
3.2. Визначення показника політропи стиску числовим методом	22
4. Процес згоряння	25
5. Процес розширення	32
6. Процес випуску	37
7. Індикаторні параметри робочого циклу	40
8. Ефективні показники двигуна	47
9. Визначення основних геометричних параметрів двигуна за допомогою числових методів	56
10. Індивідуальне завдання	59
Література	65
Приклад виконання розрахунку дизеля	67

Навчальне видання

ЕНЕРГЕТИЧНІ ЗАСОБИ В АПК

Методичні рекомендації

Укладачі: Гавриш Валерій Іванович

Грубань Василь Анатолійович

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 5,0.

Тираж 100 прим. Зам. № ____

Надруковано у видавничому відділі

Миколаївського національного аграрного університету

54020, м. Миколаїв, вул. Паризької Комуни, 9

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК №4490 від 20.02.2013 р.