

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА, ЩО
ПРАЦЮЄ ЗА ЦИКЛОМ АТКІНСОНА

ЗМІСТ

| | |
|---|----|
| Вступ..... | 3 |
| 1. Модель циліндра..... | 4 |
| 2. Показники робочого циклу..... | 15 |
| 3. Експериментальні дослідження двигуна, що працює за циклом Аткинсона | 18 |
| Висновки..... | 26 |
| Список використаної літератури..... | 27 |

ВСТУП

Актуальність теми. Останнім часом усе більш гостро стоїть проблема підвищення паливної економічності автомобільних двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) і посилюються законодавчі норми на викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами. Підвищення економічних показників автомобілів в експлуатаційних умовах може бути забезпечене шляхом регулювання ступеня стиску на дросельних режимах двигуна та регулювання навантаження за рахунок зміни фаз газорозподілу.

Враховуючи, що іскрові ДВЗ працюють тільки у вузькому діапазоні зміни складу робочої суміші. На часткових навантаженнях необхідно зменшувати масу робочого тіла для підтримання необхідного складу суміші, що зазвичай забезпечується дроселюванням повітря, що поступає до циліндрів. Це призводить до значного погіршення індикаторних показників ДВЗ через збільшення насосних витрат.

Одним зі шляхів розв'язання даної проблеми є перехід від регулювання дроселюванням повітря до регулювання маси заряду шляхом затримки моменту закриття впускного клапану, тобто регулювати навантаження двигуна за способом Аткинсона.

Для ДВЗ з регулюванням навантаження за способом Аткинсона стоїть завдання вибору конструктивної схеми газорозподільного механізму і параметрів робочого процесу, що можливо шляхом розробки певних методів розрахунку.

Мета роботи. Метою дослідження є вдосконалення методики розрахунку робочого циклу бензинового двигуна при регулюванні навантаження на часткових режимах.

Для вирішення цих задач потрібно: розробити математичну модель для розрахунку параметрів робочого процесу бензинового двигуна з регулюванням навантаження;

Предметом дослідження є визначення основних залежностей між параметрами робочого процесу на часткових режимах двигуна з регулюванням навантаження за способом Аткинсона.

Наукова новизна отриманих результатів:

а) розроблено математичну модель, за допомогою якої можливо провести теоретичні дослідження робочого процесу ДВЗ на часткових режимах при регулюванні навантаження за способом Аткинсона;

б) запропоновані емпіричні залежності для проведення розрахунків параметрів робочого процесу, а також процесу стиску як для класичного так і двигуна Аткинсона.

1. МОДЕЛЬ ЦИЛІНДРА

Процес впуску

У двигуні характер процесу наповнення циліндра свіжим зарядом і початок стиску визначаються способом регулювання навантаження й ступенем стиску. На рис. 1 показані процеси наповнення й стиску для двох двигунів, що мають різні способи зміни ступеня стиску. Очевидно, що вони працюють по циклу Отто, однак у ДВЗ із організацією процесу впуску по способу Аткинсона (схема б) задіяні змінні фази газорозподілу для впускного клапана.

Математична модель враховує кінематику двигуна, а також варіанти регулювання як навантаження двигуна, так і ступеня стиску по методу Аткинсона.

При відкритому впускному клапані в циліндр надходить кількість свіжого заряду, рівне $dm_{\text{вп}}$, а із циліндра може витікати назад у впускний трубопровід кількість заряду (наприклад, залишкові гази), рівне $dm_{\text{вит}}$.

Для розрахунку робочого процесу на ділянці впуску будемо визначати поточні параметри стану в циліндрі двигуна p , V , T і кількість робочого тіла m , використовуючи наступні рівняння в диференціальній формі:

1. Рівняння збереження маси

$$dm = dm_{\text{вп}} - dm_{\text{ввт}}, \quad (1)$$

де dm – зміна маси заряду в циліндрі.

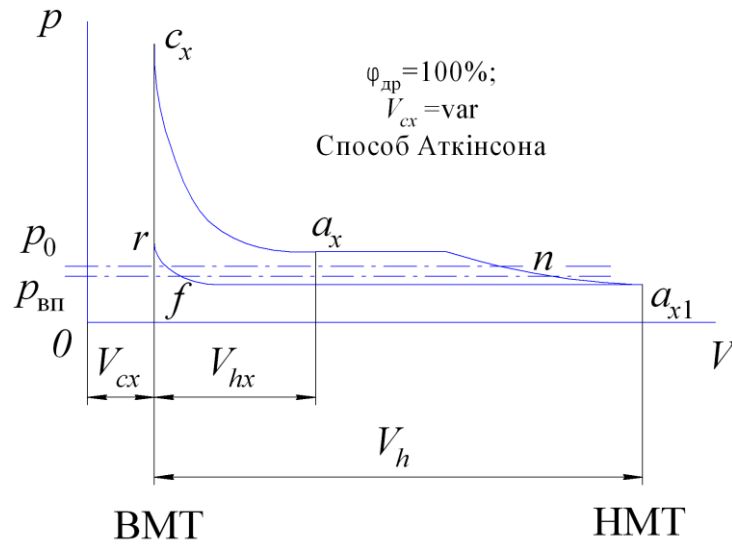
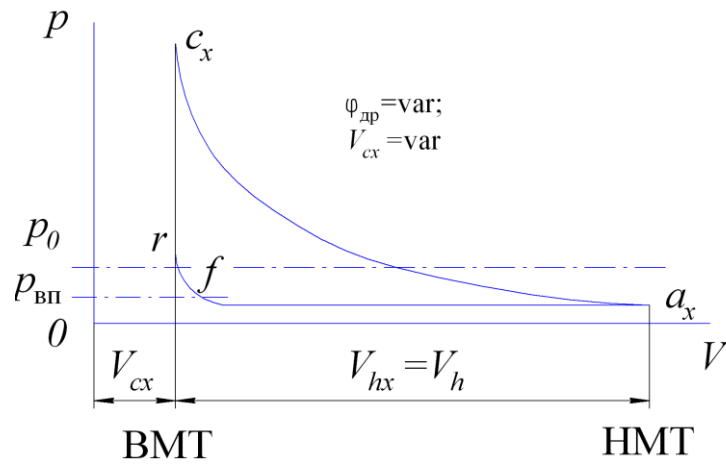


Рис. 1 - Схеми процесів наповнення – стиску на частковому режимі двигуна при різних способах регулювання навантаження й ступеня стиску

2. Рівняння балансу енергії перетворене до виду

$$dp = \left[\frac{k}{k-1} \left(\frac{p_{\text{вп}}}{\rho_{\text{вп}}} dm_{\text{вп}} - \frac{p}{\rho} dm_{\text{вит}} - pdV \right) + dQ \right] \frac{k-1}{V}. \quad (2)$$

3. Рівняння стану для ідеального газу

$$pV = mRT \quad (3)$$

Об'єм циліндра в розглянутий момент часу визначається кутом ϕ по формулі:

$$V = V_r + 0,5V_{h\bar{o}} \alpha \phi. \quad (4)$$

Тут V_{hx} – регульований робочий об'єм одного циліндра;

$\alpha \phi$ – кінематична функція переміщення поршня, що для різних типів двигунів має свій вид.

Рівняння потоку енергії через впускний клапан:

- для випадку надходження свіжого заряду із впускного трубопроводу в циліндр

$$dE_{\text{вп}} = d(h_{\text{вп}} m_{\text{вп}}); \quad (5)$$

- для випадку витікання суміші із циліндра у впускний трубопровід

$$dE_{\text{вит}} = d(h_{\text{вит}} m_{\text{вит}}), \quad (6)$$

де $h_{\text{вп}}$, $h_{\text{вит}}$ – ентальпія суміші, що надходить у циліндр і що витікає із циліндра.

Визначимо $dm_{\text{вп}}$ і $dm_{\text{внт}}$ з відомого рівняння витрати газу Сен-Венана-Ванцеля

$$\left. \begin{aligned} dm_{\text{вп}} &= \mu_{\text{вп}} f_{\text{вп}} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{\text{вп}} \rho_{\text{вп}} \left[\left(\frac{p}{p_{\text{вп}}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_{\text{вп}}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi && \left. \begin{array}{l} \text{при } p \leq p_{\text{вп}}, \\ p/p_{\text{вп}} > \beta_{\text{кр}}; \end{array} \right\} \\ dm_{\text{вп}} &= -\mu_{\text{вп}} f_{\text{вп}} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p \rho \left[\left(\frac{p_{\text{вп}}}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\text{вп}}}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi && \left. \begin{array}{l} \text{при } p > p_{\text{вп}}, \\ p_{\text{вп}}/p > \beta_{\text{кр}}. \end{array} \right\} \end{aligned} \right\} ; \quad (7)$$

$$\left. \begin{aligned} dm_{\text{внт}} &= \mu_{\text{внт}} f_{\text{внт}} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p \rho \left[\left(\frac{p_{\text{вп}}}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\text{вп}}}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi && \left. \begin{array}{l} \text{при } p \geq p_{\text{вп}}, \\ p_{\text{вп}}/p > \beta_{\text{кр}}; \end{array} \right\} \\ dm_{\text{внт}} &= -\mu_{\text{внт}} f_{\text{внт}} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{\text{вп}} \rho_{\text{вп}} \left[\left(\frac{p}{p_{\text{вп}}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_{\text{вп}}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi && \left. \begin{array}{l} \text{при } p < p_{\text{вп}}, \\ p/p_{\text{вп}} > \beta_{\text{кр}}. \end{array} \right\} \end{aligned} \right\} ; \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned} m_{\hat{\text{аі}}.\hat{\text{е}}\hat{\text{д}}} &= \mu_{\hat{\text{аі}}} f_{\hat{\text{аі}}} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{\hat{\text{аі}}} \rho_{\hat{\text{аі}}} \sqrt{\beta_{\hat{\text{е}}\hat{\text{д}}}^{\frac{2}{k}} - \beta_{\hat{\text{е}}\hat{\text{д}}}^{\frac{k+1}{k}}}} d\varphi && \left. \begin{array}{l} \text{і } \hat{\text{д}} \hat{\text{е}} \hat{\text{п}} \leq p_{\hat{\text{аі}}}, \\ p/p_{\hat{\text{аі}}} \leq \beta_{\hat{\text{е}}\hat{\text{д}}}. \end{array} \right\} \\ dm_{\hat{\text{аі}}.\hat{\text{е}}\hat{\text{д}}} &= -\mu_{\hat{\text{аі}}} f_{\hat{\text{аі}}} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p \rho \sqrt{\beta_{\hat{\text{е}}\hat{\text{д}}}^{\frac{2}{k}} - \beta_{\hat{\text{е}}\hat{\text{д}}}^{\frac{k+1}{k}}}} d\varphi && \left. \begin{array}{l} \text{і } \hat{\text{д}} \hat{\text{е}} \hat{\text{п}} > p_{\hat{\text{аі}}}, \\ \hat{\text{д}}_{\hat{\text{аі}}} / \hat{\text{д}} \leq \beta_{\hat{\text{е}}\hat{\text{д}}}. \end{array} \right\} \end{aligned} \right\} . \quad (9)$$

Тут $\mu_{\text{вп}}$, $\mu_{\text{внт}}$ – коефіцієнти витрати впускного клапана в період відповідно впуску й витікання заряду;

$f_{\text{вп}}, f_{\text{ввт}}$ – поточна площа прохідного перерізу впускного вікна при впуску й витіканні заряду;

$p_{\text{вп}}, \rho_{\text{вп}}$ і p, ρ – тиск і густина у впускному трубопроводі відповідно перед впускним клапаном і в циліндрі;

φ – кут повороту колінчастого вала від ВМТ в °п.к.в.;

n – частота обертання колінчастого вала у хв^{-1} ;

$\beta_{\text{кр}}$ – критичне відношення тисків

$$\beta_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} . \quad (10)$$

Для ділянки n -ах приймається для розрахунку формула (8) у зміненому вигляді з урахуванням умов протікання процесу виштовхування робочої суміші, що приводить до зменшень навантаження двигуна.

$$m_{\text{аі}} = \frac{\sigma\varphi \cdot V}{R_B \cdot T_B} . \quad (11)$$

де R_B – питома газова стала повітря, Дж/кг*К;

T_B – температура повітря, К.

Поточний коефіцієнт наповнення

$$\eta_{V_0} = \frac{m}{V h_0 \rho_0} = \frac{4m}{\pi D^2 S_x \rho_0} . \quad (12)$$

Індикаторна робота процесу впуску

$$L_{\text{вп}} = \int_{V_r}^{V_{\text{аі}}} p dV , \quad (13)$$

Процес стиску

Характер протікання процесу стиску характерні для поршневих двигунів усіх типів. У двигунів з іскровим запаленням на початковій стадії процесу частина отриманої зарядом від стінок теплоти витрачається на випаровування бензину. Теплоємність суміші вища, ніж у дизелі, через наявність у ній парів бензину та дещо більшу кількість залишкових газів. У результаті осереднене значення показника адіабати для такої суміші у том ж інтервалі температур нижче, ніж для дизелів.

Аналітично визначити параметри у кінці стиску з урахуванням змінного показника політропи важко. Прийнято температуру та тиск у кінці стиску підраховувати по середньому, постійному для усього процесу, значенню показника політропи. Приймаючи, що початок стиску співпадає з НМТ, можна записати відомі із теорії ДВЗ рівняння

$$p_c = p_a \xi^{n_1}; \quad (14)$$

$$T_c = T_a \xi^{n_1-1}. \quad (15)$$

На рис. 2 наведено значення p_c та T_c , підраховані за формулами (14) та (15) для трьох значень n_1 при $p_a=0,09$ МПа та $T_c=323$ К. Як видно, при зміні показника n_1 у вказаних межах суттєво змінюються значення p_c та T_c . Внаслідок цього значення n_1 слід вибирати, спираючись на отримані експериментальні дані по двигунам, подібним до розглядуваних за розмірами циліндрів, швидкохідності та конструктивним параметрам.

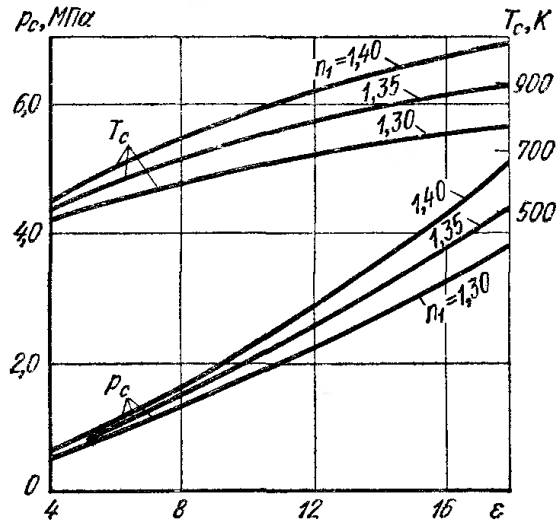


Рис. 2- Залежність тиску p_c та температури T_c від ε при різних значеннях n_1

Вказаний характер теплообміну та його короткочасність призводять до того, що сумарна величина теплообміну у швидкохідних двигунах незначна, вона складає приблизно 1,0-1,5% теплоти, що вноситься з паливом. Тому при відсутності точних даних про величину n_1 , її можна визначати за середнім показником адіабати за відомими формулами:

$$k_{cp} = 1 + \frac{8314}{\mu C_v \frac{T_c}{T_a}} \quad (16)$$

або

$$k_{cp} = 1 + \frac{\lg \frac{T_c}{T_a}}{\lg \varepsilon}, \quad (17)$$

де $\mu C_v \frac{T_c}{T_a}$ - середня мольна теплоємність суміші, що бере участь у процесі

стиску, кДж/кмольС;

T_c - температура наприкінці стиску, К.

Це припустимо, тому що у більшості випадків $n_1 = k_{\text{нд}}^{+0,02}_{-0,04}$.

Вважаючи, що метод розрахунку робочого процесу за Гринівецьким – Мазінгом не відображає роботу двигуна на часткових режимах, у магістерській роботі були розроблені наступні уточнення.

Поточна температура процесу стиску визначається з рівняння

$$T_c = T_{ax} \left(\frac{V_{ax}}{V} \right)^{n_1-1}, \quad (18)$$

де V_{ax} – об'єм циліндра в точці a_x (див. рис. 1).

Теплообмін між робочим тілом і робочою порожниною циліндра опишемо у вигляді трьох доданків

$$dQ = dQ_{\text{ц}} + dQ_{\text{п}} + dQ_{\text{кк}}, \quad (19)$$

що розраховуються по рівнянню Ньютона у припущенні, що тепловий потік між газом і стінкою пропорційний різниці температур.

Використовуючи єдиний осереднений коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{\text{ср}}$ як для поверхні дзеркала циліндра, так і для поверхонь днища поршня й головки циліндра, можна записати для осередненого по всій поверхні теплообміну

$$dQ = \alpha_{\text{ср}} (T_{\text{ср}} - T) F_{\text{сТ}} d\varphi \quad (20)$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі для періоду газообміну визначається по перетвореній формулі Вошні [2], яка записана в припущенні, що швидкість суміші в циліндрі в процесі впуску в 2,5 рази більше середньої швидкості поршня

$$\alpha_{\text{ср}} = 1,7 \cdot 10^3 p^{0,8} T^{-0,53} D^{-0,2} c_m^{0,8} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (21)$$

де c_m – середня швидкість поршня, м/с;

p – тиск у МПа;

T – температура у К;

D – діаметр у м.

Враховуючи, що процес стиску проходить практично без зміни маси робочої суміші (втрати через компресійні кільця не враховуємо), рівняння (2.2) прийме вигляд

$$dp = \left[\frac{k}{k-1} (-pdV) + dQ \right] \frac{k-1}{V}.$$

Індикаторна робота процесу стиску

$$L_{co} = \int_{V_{ax}}^{V_{c1}} pdV, \quad (22)$$

де V_{c1} - об'єм циліндра в момент подачі іскри.

Процес згоряння

Виконати термодинамічний розрахунок дійсного робочого процесу з урахуванням усієї сукупності втрат, пов'язаних з неповнотою та несвоєчасністю згоряння, дисоціацією та тепловіддачею у стінки на практиці дуже складно. Тому у практичних розрахунках використовують ряд припущень.

У випадку бензинових двигунів приймається, що згоряння відбувається миттєво при постійному об'ємі камери згоряння V_C , тобто дійсна крива підвищення тиску на індикаторній діаграмі у процесі згоряння замінюється ізохорою. При цьому зовнішньої роботи газу у період згоряння не здійснюють, і уся теплота, що виділяється, витрачається тільки на збільшення їх внутрішньої енергії.

У будь-якому випадку загальні втрати теплоти згоряння внаслідок його неповноти та несвоєчасності, а також через дисоціації та тепловіддачі до

стінок враховуються коефіцієнтом використання теплоти згоряння ξ , який визначається дослідним шляхом. При цьому для 1 кг палива згідно першому початку термодинаміки маємо

$$\xi H_u = U_z - U_c + l_{z'z} . \quad (23)$$

Робота газів в період згоряння на ділянці $z'z$

$$l_{z'z} = p_z V_z - p_c V_c . \quad (24)$$

Оскільки $p_{z'} = \lambda p_c$, то

$$l_{z'z} = p_z V_z - \lambda p_c V_c . \quad (25)$$

Характеристичне рівняння дає можливість виразити зв'язок між параметрами робочого тіла на початку та в кінці згоряння з урахуванням числа молів:

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{M_2 + M_r \frac{T_z}{T_c}}{M_1 + M_r \frac{T_z}{T_c}} . \quad (26)$$

Розрахунок максимальних температур та тисків робочого циклу у двигунах з іскровим запалюванням при припущенні, що згоряння відбувається миттєво при $V=const$, дає завищені значення в порівнянні зі спостережуваними на практиці. В дійсності процес згоряння має деяку тривалість і завжди захоплює частину процесу розширення, тому максимальні температури циклу відповідають об'єму камери згоряння, дещо більшому V_c , і виявляються нижче розрахункових. При цьому верхня частина індикаторної діаграми буде округлена.

Дійсні значення максимальних тисків у циліндрах бензинових та газових двигунів, необхідні для виконання розрахунків, визначають шляхом множення розрахункових значень p_{zp} на емпіричний коефіцієнт зниження

тиску φ_z , що враховує збільшення об'єму камери згоряння до моменту досягнення максимуму тиску, тобто

$$P_{zД} = \varphi_z P_{zp}. \quad (27)$$

Зважаючи на те, що інтегральна методика розрахунку двигунів внутрішнього згоряння Гринівецького-Мазінга не може бути адекватно застосована для часткових режимів роботи двигуна, в роботі була використана диференційна методика, що розроблена на кафедрі «ЕРМ» ПДАБА.

Процеси розширення та випуску

При розрахунку циклу за початок процесу розширення приймають точку z при максимальних розрахункових значеннях p_z та T_z .

На початку процесу розширення продовжується інтенсивне згоряння палива. Температура газу, підрахована за індикаторною діаграмою, досягає найбільшого значення у процесі розширення правіше точки p_{\max} . Це вказує на те, що в даний період інтенсивно виділяється теплота.

Внаслідок важкості визначення змінних значень показника n_2 для розрахунку параметрів кінця процесу розширення користуються значеннями середніх показників n_2 .

Для політропного процесу при середньому показнику n_2 тиск та температура кінця розширення у точці b визначаються за формулами

$$p_b = p_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2}}; \quad (28)$$

$$T_b = T_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}. \quad (29)$$

У чотиритактному двигуні від моменту відкриття випускного клапана у точці l до деякого значення тиску, рівного критичному $p_{кр}$, витікання відпрацьованих газів відбувається з критичною швидкістю (600-700 м/с) та супроводжується різким шумом. За цей період, який закінчується біля НМТ,

з циліндра двигуна видаляється близько 60-70% відпрацьованих газів, і тиск в ньому знижується. При русі поршня до ВМТ відпрацьовані гази виштовхуються, при чому швидкість їх витікання складає 200-250 м/с.

При зменшенні навантаження двигуна дроселюванням тиск у момент відкриття випускного клапану буде менше. Це впливає на протікання випуску впродовж першого періоду. При русі поршня до ВМТ характер зміни тиску та його значення, при якому відбувається процес випуску, майже не змінюються.

Оскільки класична методика розрахунку двигунів призначена для номінального режиму роботи, для розрахунку процесів розширення та випуску у роботі була застосована диференціальна методика розрахунку.

2. ПОКАЗНИКИ РОБОЧОГО ЦИКЛУ

Індикаторна робота повного циклу чотиритактного двигуна з урахуванням витрат роботи на процес газообміну $L_{i\text{газ}}$

$$L_{i\text{Д}} = L_i - L_{i\text{газ}} \quad (30)$$

Індикаторна робота не може бути повністю передана від валу двигуна до споживача, оскільки частина її витрачається на подолання тертя у деталях та привід допоміжних механізмів. Ці витрати, що називаються механічними втратами L_m , мають бути відняті з індикаторної роботи. Різниця між індикаторною роботою та механічними втратами представляє собою ефективну роботу на валу двигуна $+ L_e$, яка може бути використана споживачем:

$$L_e = L_i - L_m \quad (31)$$

Доцільно окремо розглядати індикаторні та ефективні показники двигуна. Перші характеризують досконалість здійснюваного циклу з

тепловикористання та пов'язані з якістю організації процесів; другі враховують додаткову ступінь механічної досконалості двигуна.

Індикаторні показники

Середній індикаторний тиск p_{inc} представляє собою такий умовний постійно діючий надлишковий тиск, при якому робота газів, здійснена за один хід поршня, дорівнює індикаторній роботі за цикл.

Величина p_{inc} визначається за формулою

$$p_{i\bar{n}} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right]. \quad (32)$$

Відхилення дійсного значення p_i від розрахункового оцінюється коефіцієнтом зкруглення (повноти) діаграми φ_i .

Середній індикаторний тиск дійсного циклу:

$$p_i = \varphi_i p_{i\bar{n}}. \quad (33)$$

Індикаторна потужність (у Вт) двигуна, що має i циліндрів:

$$N_i = \frac{2}{\tau} p_i i V_h n. \quad (34)$$

Для чотиритактних двигунів ($\tau=4$) у кВт

$$N_i = \frac{p_i i V_h n}{120}. \quad (35)$$

Індикаторний ККД та питома індикаторна витрата палива.

Якщо у процесі дослідження визначені індикаторна потужність двигуна та кількість витраченого за годину палива, то питома індикаторна витрата палива (у г/(кВт·год)) може бути підрахована за формулою:

$$g_i = \frac{G_i \cdot 10^3}{N_i}, \quad (36)$$

де G_f - витрата палива, що визначена при випробуванні двигуна на заданому сталому режимі, кг/год.

Якщо відома теплота згоряння палива, то індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{1}{H_u g_i}, \quad (37)$$

де H_u - в Дж/кг, а g_i - в кг/Дж.

Ефективні показники

Потужність двигуна, що знімається з колінчастого валу, називають ефективною. Ефективна потужність N_e менше індикаторної N_i на величину потужності, що витрачається на механічні втрати N_M , тобто

$$N_e = N_i - N_M.$$

Потужність, що витрачається на механічні втрати (у кВт)

$$N_M = \frac{p_M i V_h n}{30\tau},$$

звідки середній тиск механічних втрат (у МПа)

$$p_M = 30 \frac{N_M \tau}{i V_h n}.$$

Середній ефективний тиск

$$p_e = p_i - p_M.$$

Ефективна потужність (у кВт)

$$N_e = \frac{p_e i V_h n}{30\tau}. \quad (38)$$

$$\text{Середній ефективний тиск (у МПа)} \quad p_e = 30 \frac{N_e \tau}{i V_h n}. \quad (39)$$

Ефективний ККД та питома ефективна витрата палива.

Ступінь використання теплоти визначається ефективним ККД η_e та питомою ефективною витратою палива g_e . Ефективна робота, віднесена до 1 кг палива,

$$L_e = L_i - L_M,$$

ефективний ККД

$$\eta_e = \frac{L_e}{H_u}.$$

Оскільки:

$$\frac{L_e}{L_i} = 1 - \frac{L_M}{L_i} = \eta_M$$

та

$$L_e = \eta_M L_i,$$

то

$$\eta_e = \eta_M \eta_i. \quad (40)$$

Для двигунів, що працюють на рідкому паливі, підставляючи в рівняння (40) значення індикаторного ККД, отримаємо:

$$\eta_e = \frac{\alpha l_o \eta_M p_i}{H_u \eta_V \rho_k} = \frac{l_o}{H_u} \frac{\alpha p_e}{\eta_V \rho_k}. \quad (41)$$

Питома ефективна витрата палива визначається через ефективний ККД (у кг/Дж):

$$g_e = \frac{1}{\eta_e H_u}.$$

Після підстановки значення ефективного ККД з виразу (41) отримаємо:

$$g_e = \frac{\rho_k}{l_o} \frac{\eta_V}{\alpha p_e}. \quad (42)$$

3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДВИГУНА, ЩО ПРАЦЮЄ ЗА ЦИКЛОМ АТКІНСОНА

Мета експериментальних досліджень – перевірити адекватність розробленої математичної моделі; підтвердити правильність теоретичних положень і розрахунків, виконаних на ЕОМ.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні основні завдання:

- одержати експериментальні дані, необхідні для виконання розрахункового дослідження;
- перевірити адекватність складеної математичної моделі розрахунку робочого процесу з метою подальшого її використання в питанні визначення раціональних параметрів двигуна.

Об'єктом експериментальних досліджень служив безшатуний двигун.

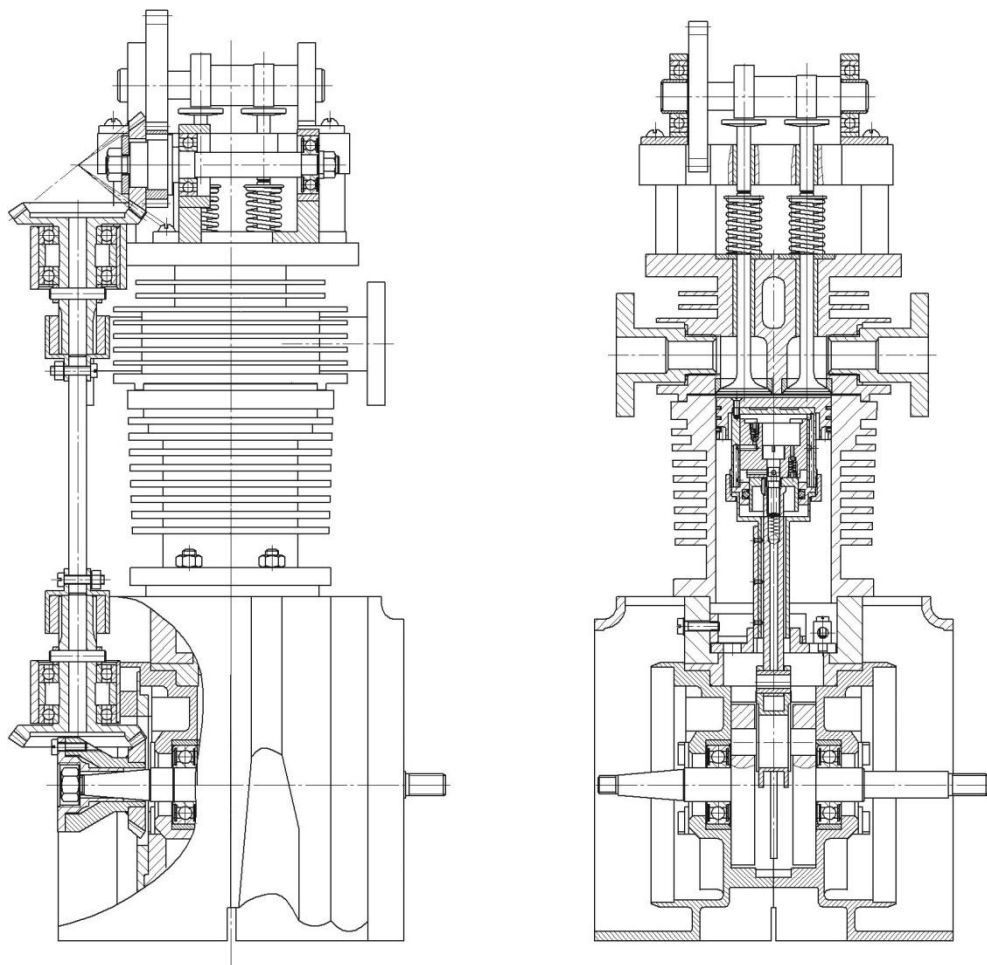


Рис. 3 - Конструктивна схема експериментального двигуна:

- 1 – розподільний вал; 2 – впускний клапан; 3 – випускний клапан;
 4 – поршень двигуна; 5 – корпус МЗСС; 6 – циліндр двигуна; 7 – шток;
 8 – колінчастий вал; 9 – привідний вал; 10 – шестерня розподільного валу;
 11 – проміжний вал

Технічна характеристика експериментального двигуна

| Двигун | |
|---|--|
| Тип | Одноциліндровий, чотиритактний, карбюраторний |
| Робочий об'єм циліндра, см ³ | 80,7 |
| Діаметр циліндра, мм | 52 |
| Хід поршня, мм | 38 |
| Ступінь стиску | 7...17 |
| Максимальна потужність двигуна, кВт | 2,6 |
| Частота обертання при максимальній потужності, хв ⁻¹ | 5000 ± 200 |
| Мінімальна частота обертання при холостому ході, хв ⁻¹ | 1200 |
| Фази газорозподілу, град. п. к. в. | |
| впускний клапан – відкриття, до в. м. т. | 68 |
| - закриття, після в. м. т. | 68 |
| випускний клапан – відкриття, до н.м. т. | 78 |
| - закриття, після н.м. т. | 78 |
| Карбюратор | КМП-100 Т214 (Росія) |
| Змащення | Леол Ультра 5W40 |
| Охолодження | Повітряне, примусове |
| Система запалювання | Безконтактна (на базі комутатора 3640.3734) |
| Свічка запалювання | BOSCH Super |
| Випередження запалювання | Регульоване |

Для уточнення математичної моделі були проведені досліді на працюючому двигуні на гальмівному стенді. За отриманими індикаторними діаграмами був визначений показник політропи стиску n_1 .

Для одержання емпіричної залежності $n_{1x} = f(\lambda_N, n)$ була проведена серія дослідів на одноциліндровому експериментальному чотиритактному двигуні при вимірі ступеня стиску від 7 до 21. Середньоарифметичні значення дослідів для ступеня стиску $\varepsilon = 9,5$ наведені в табл. 2.

Таблиця 2

Дослідні значення середнього показника політропи стиску n_{1x}
при $\varepsilon = 9,5$

| Навантаження двигуна, λ_N | Частота обертання колінчастого вала n , хв^{-1} | | | | | | |
|--------------------------------------|--|--------|--------|--------|--------|-------------------------|--------|
| | 1000 | 2000 | 3000 | 4000 | 5000 | 5400 | 6000 |
| 0,2 | $\frac{1,1915}{n_{1b}}$ | 1,216 | 1,2477 | 1,2785 | 1,3068 | $\frac{1,3188}{n_{1a}}$ | 1,3361 |
| 0,4 | 1,2206 | 1,2485 | 1,2751 | 1,3027 | 1,3294 | 1,3408 | 1,3572 |
| 0,6 | 1,2475 | 1,2726 | 1,2981 | 1,3233 | 1,3485 | 1,3586 | 1,3737 |
| 0,8 | 1,2755 | 1,2973 | 1,3185 | 1,3408 | 1,3635 | 1,3712 | 1,3841 |
| 1,0 | $\frac{1,3556}{n_{1c}}$ | 1,3600 | 1,3642 | 1,3681 | 1,3736 | $\frac{1,3744}{n_1}$ | 1,3766 |

Спершу, користуючись даними табл. 2, були побудовані графіки сімейства по λ_N (рис. 3).

З розгляду отриманих сімейств ліній видно, що сімейство по λ_N складається із прямих похилих ліній. Цим графікам відповідає вид рівняння $y = c(Z) + b(Z)$, тобто

$$n_{1x}(\lambda_N, n) = c(\lambda_N) - b(\lambda_N)(n_N - n), \quad (43)$$

де b – величина, що характеризує кут α нахилу прямих (рис.5);

c – початкова координата прямих (значення n_{1x} при частоті обертання n_N і змінному навантаженню λ_N).

Нижче в табл. 3 наведені дані для двох змінних параметрів c і b , узятих з табл. 2 і рис. 4 для номінальної частоти обертання.

Як видно, величина c дорівнює середньому показнику політропи стиску при номінальній частоті обертання й різних навантажень двигуна.

Користуючись даними табл. 3, побудовані графіки для змінних c і b , представлених на рис. 6.

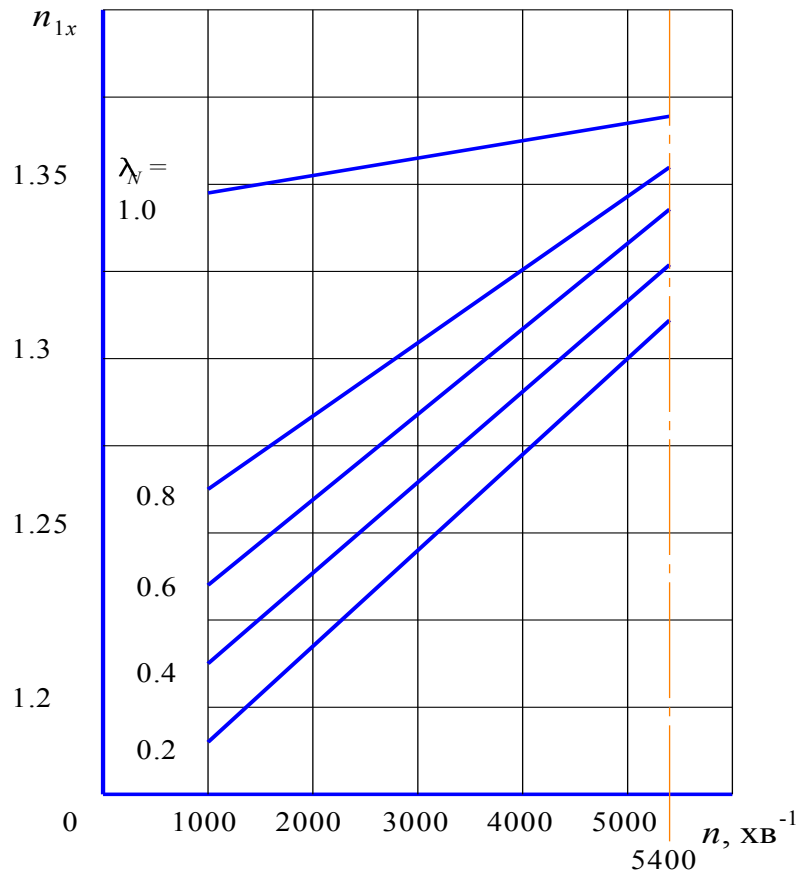
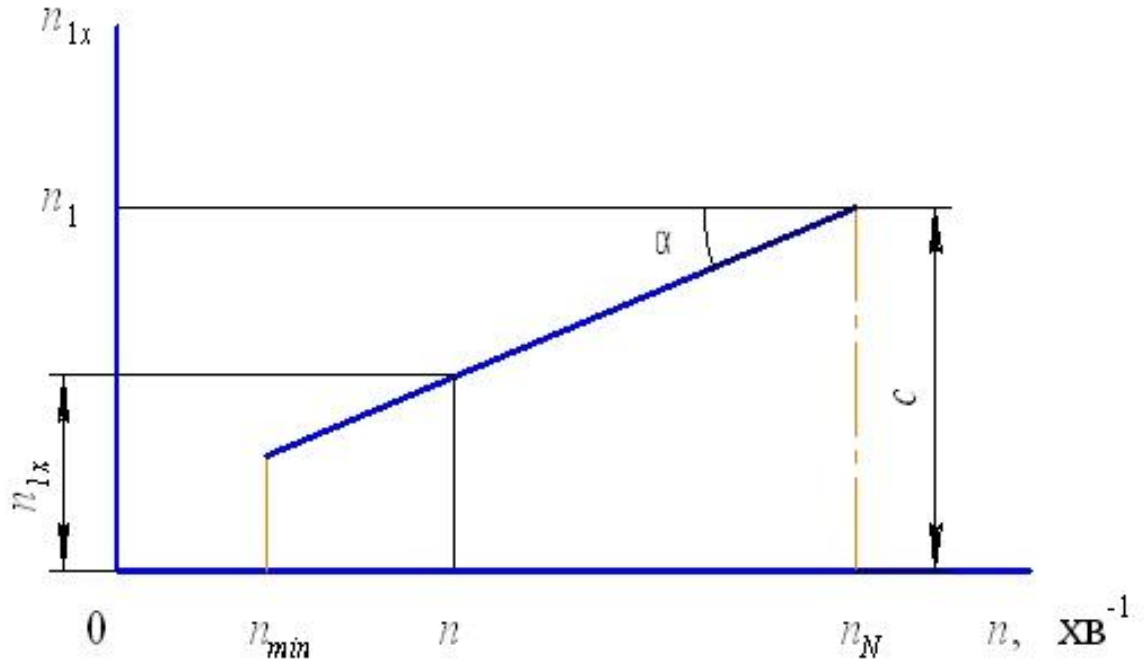


Рис. 4 - Побудова сімейства по λ_N на підставі даних табл. 2

Рис. 5 – До визначення параметра n_{1x}

Таблиця 3

Значення експериментальних параметрів $c = f(\lambda_N)$ і $b = f(\lambda_N)$ при $n_N = 5400 \text{ хв}^{-1}$

| Параметри | Навантаження двигуна λ_N | | | | |
|--------------------|----------------------------------|--------|--------|--------|--------|
| | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,0 |
| c | 1,3188 | 1,3408 | 1,3586 | 1,3712 | 1,3744 |
| $b \times 10^{-5}$ | 2,8932 | 2,7318 | 2,525 | 2,175 | 0,4277 |

Аналізуючи ці графіки, можна відзначити наступне. Залежність $c(\lambda_N)$ відповідає квадратичної функції $y = Ax^2$ і для нашого випадку має вигляд

$$c = n_1 - M(1 - \lambda_N)^2, \quad (44)$$

де n_1 – середній показник політропи стиску при номінальній потужності ($\varphi_{др} = 100\%$, $n = n_N$);

M – постійний коефіцієнт, що визначається з рівняння

$$M = \frac{n_1 - n_{1a}}{(1 - \lambda_{N1})^2}. \quad (45)$$

Тут λ_{N1} – мінімальне відносне навантаження двигуна, прийняте $\lambda_N = 0,2$;

n_{1a} – середній показник політропи стиску при навантаженні $\lambda_N = 0,2$ і номінальній частоті обертання n_N .

Крива $b(\lambda_N)$ визначається рівнянням виду $y = C_x^4$ й для умов двигуна буде

$$b = N + K(1 - \lambda_N)^{0,25}, \quad (46)$$

де N і K – постійні коефіцієнти, що визначаються зі співвідношень

$$N = \frac{n_1 - n_{1c}}{(n_N - n_{\min})^2}; \quad (47)$$

$$K = \frac{n_{1a} - n_{1b} + n_{1\bar{n}} - n_1}{(n_N - n_{\min})(1 - \lambda_{N1})^{0,25}}. \quad (48)$$

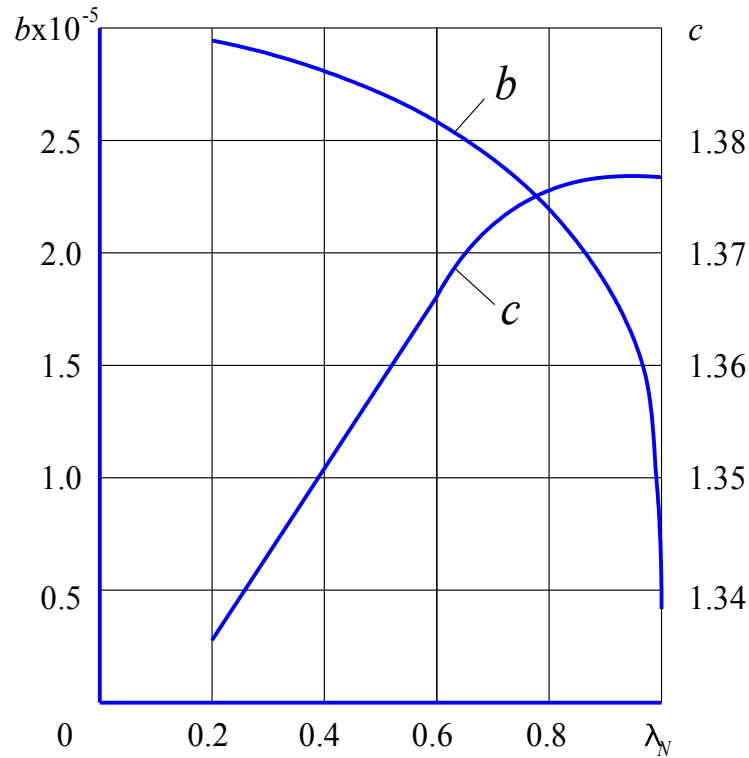


Рис. 6 - Побудова змінних b и c за даними табл. 3

У цих формулах: n_{1b} і n_{1c} – середній показник політропи стиску при мінімальній частоті обертання n_{\min} і навантаженнях відповідно $\lambda_N = 0,2$ і $\lambda_N = 1,0$. У нашій випадку: $n_N = 5400 \text{ хв}^{-1}$; $n_{\min} = 1000 \text{ хв}^{-1}$; $n_{1c} = 1,3556$; $n_{1b} = 1,1915$; $n_{1a} = 1,3188$; $n_1 = 1,3744$; $M = 0,086875$; $N = 0,4273 \cdot 10^{-5}$; $K = 2,6074 \cdot 10^{-5}$.

Отже, емпірична формула (45) з урахуванням співвідношень (46) і (48) прийме остаточний вид

$$n_{1x} = n_1 - M(1 - \lambda_N)^2 - (n_N - n) \left[N + K(1 - \lambda_N)^{0,25} \right]. \quad (49)$$

ВИСНОВКИ

В результаті проведених теоретичних досліджень двигуна, що працює за циклом Аткинсона на часткових режимах, отримані наступні результати:

а) Отримано залежності, які характеризують роботу двигуна внутрішнього згоряння за циклом Аткинсона на часткових режимах.

б) Розроблено методику розрахунку процесу стиску на часткових режимах роботи двигуна.

в) Отримані аналітичні залежності дозволяють відстежити вплив параметрів в процесі стиску на індикаторні та ефективні показники роботи двигуна.

В результаті проведених експериментальних досліджень двигуна, що працює за циклом Аткинсона на часткових режимах, отримані наступні результати:

1. Проведені експериментальні дослідження двигунів дозволили визначити величину необхідних для математичної моделі параметрів робочого циклу.

2. Отримані експериментальні дані оброблялися за допомогою ПЕОМ шляхом використання спеціально розроблених алгоритмів в середовищі MatCAD.

3. Одержана емпірична залежність політропи стиску від частоти обертання колінчастого вала та навантаження двигуна $n_{1x} = f(\lambda_N, n)$, яка дає можливість провести розрахункові дослідження двигуна, що працює за циклом Аткинсона.

Розрахунок чотиритактного бензинового двигуна, що працює за циклом Аткинсона, автоматизований за допомогою ПЕОМ. Програма розрахунку виконана в середовищі MathCAD і дозволяє легко модифікувати й удосконалити методику розрахунку.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Автомобильные двигатели / под. ред. М.С. Ховаха. – М., «Машиностроение», 1977. – 591 с.
2. Зленко М. А. Некоторые вопросы создания бензинового двигателя с регулируемой степенью сжатия / М. А. Зленко, В. Ф. Кутенев, Г. Г. Тер-Мкртчян // Проблемы конструкции двигателей и экология: Сб. науч. тр.-М.: ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 1999.- Вып. 224.- с. 21-38.