

**Ключевые слова:** сжатый воздух; роторно-поршневой двигатель; мертвый объем; степень наполнения; индикаторная диаграмма; удельный индикаторный расход воздуха.

## THE RESEARCH OF PARAMETERS OF WORK OF ROTOR-PISTON ENGINE

*B.G. Tymoshevskyy, O.S. Mytrofanov*

The direction of application of compressed air energy in various industries and transport is developing at a fairly intensive pace. The biggest drawback when using an air motor is the low energy efficiency of the working fluid, that is, the specific air consumption per kilowatt of generated energy. The design and basic parameters of the new rotary-piston engine 12RPE-4,4/1,75 with adjustable spool air distribution are presented. The engine has twelve cylinders evenly spaced, which ensures the balance of the engine and the ability to start at any position of the rotor. The proposed scheme of the mechanism of motion provides a fairly simple and compact design of a rotary-piston engine, with the value of the relative dead volume  $\varepsilon_0$  due to only technological gaps and slightly ( $\varepsilon_0 = 0.015$ ). The engine design provides for the presence of a central regulating cam shaft, the rotation of which allows adjusting the valve timing and engine operating modes due to the degree of filling of the cylinder  $\varepsilon_1$  over a fairly wide range. Thus, the values of the degree of filling of the cylinder are in the range of 0.135...0.175. With a decrease in the degree of filling  $\varepsilon_1$ , a decrease in the specific consumption of compressed air is observed with a certain drop in the average indicator pressure due to a decrease in the area of the indicator diagram. The primary assessment and analysis of the influence of the main parameters of the air motor on the efficiency of energy conversion in a rotary-piston engine of a new design were carried out. Indicator diagrams for different values of working fluid pressure at the entrance to the rotary-piston engine are given. The pressure value of the working fluid at the inlet varied within 1.0...1.9 MPa, while the indicator engine power was 0.91...1.62 kW. The dependence of changes in the indicator indicators of the 12 RPE-4,4/1,75 engine, such as power, specific air consumption, average pressure and indicator efficiency, is given. It was established that, depending on the load of the rotor-piston engine, the specific indicator air flow rate is 29.9...18.4 kg/kW·h, while the indicator efficiency varies within 0.47...0.83.

**Keywords:** compressed air; rotary-piston engine; dead volume; filling stage; indicator diagram; specific indicator air flow.

УДК 621.43

DOI: 10.20998/0419-8719.2019.1.02

*Т.М. Колеснікова, В. Г. Заренбін, О.П. Сакно, В.П. Олло*

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА, ЩО ПРАЦЮЄ ЗА ЦИКЛОМ АТКІНСОНА

*В силу того, що вартість автомобільного палива має стабільну тенденцію до подорожчання та постійно посилюються законодавчі норми на викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами, питання його економії стає вельми актуальним. Підвищення економічних показників автомобілів може бути забезпечене шляхом регулювання ступеня стиску на дросельних режимах двигуна та регулювання навантаження за рахунок зміни фаз газорозподілу. Іскрові ДВЗ, в основному, працюють у вузькому діапазоні зміни складу робочої суміші, тому на часткових навантаженнях необхідно зменшувати масу робочого тіла для підтримки необхідного складу суміші. Це, зазвичай, забезпечується дроселюванням повітря, що надходить в циліндри, і 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. Запропоновано загальну методику й математичні моделі елементів і підсистем робочого процесу ДВЗ з регулюванням навантаження за способом Аткинсона, які дозволяють проводити оцінку та вибір раціональних параметрів конструкції і робочого процесу двигуна на стадіях його розробки, доводки і дослідження. Отримані емпіричні залежності параметрів роботи двигуна, що уточнюють математичну модель робочого циклу стосовно до часткових режимів. Отримані емпіричні залежності дозволяють відстежити зміну основних параметрів робочого циклу двигуна. Математична модель враховує кінематику двигуна, а також варіанти регулювання як навантаження двигуна, так і ступеня стиску по методу Аткинсона. За результатами теоретичних досліджень за допомогою математичної моделі робочого процесу двигуна побудовані навантажувальні характеристики двигуна з регулюванням навантаження за способом Аткинсона та двигуна, що працює за циклом Отто. Відзначено, що регулювання навантаження за способом Аткинсона доцільно використовувати на режимі малих обертів, а з підвищенням обертів переходити до застосування інших допоміжних елементів конструкції двигуна. Наприклад, механічного нагнітача.*

**Ключові слова:** паливна економічність; параметри; цикл Аткинсона; математична модель; розрахунок; навантаження; робочий процес

**Вступ.** Останнім часом усе більш гостро стоїть проблема підвищення паливної економічності автомобільних двигунів внутрішнього згорання і посилюються законодавчі норми на викиди токсич-

них 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.

Іскрові ДВЗ, в основному, працюють у вузькому діапазоні зміни складу робочої суміші, тому на часткових навантаженнях необхідно зменшувати масу робочого тіла для підтримки необхідного складу суміші. Це, зазвичай, забезпечується дроселюванням повітря, що надходить в циліндри, і 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.

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

**Цикл Аткинсона.** Двигуни внутрішнього згоряння працюють у вузькому діапазоні зміни складу робочої суміші. На часткових навантаженнях необхідно зменшувати кількість робочого тіла для підтримання необхідного складу суміші, що, зазвичай, забезпечується дроселюванням повітря, яке поступає до циліндру. Це призводить до значного погіршення індикаторних показників двигуна 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. Впускний клапан тримається у відкритому положенні на такті стиску і частина повітряного заряду перепускається до впускного трубопроводу (рис.1, ділянка *a-1*).

Перетікання заряду відбувається практично при атмосферному тиску й насосні втрати в процесі виштовхування мінімальні.

Термодинамічні переваги двигунів, що працюють за циклом Аткинсона, були підтверджені розрахунковими та лабораторними дослідженнями [1]. В одному з варіантів такого ДВЗ кожен циліндр мав 2 впускних клапани, у одного з яких були зміщені фази відкриття та закриття.

Роботи зі створення двигуна за циклом Аткинсона, придатного до масового виробництва, було розпочато у 1987 році за ініціативою Федеральної науково-технічної ради з перспективних розробок та підтримані фірмою Ford Motor Co. В основу

проекту було покладено двигун із впорскуванням палива, що випускався серійно.

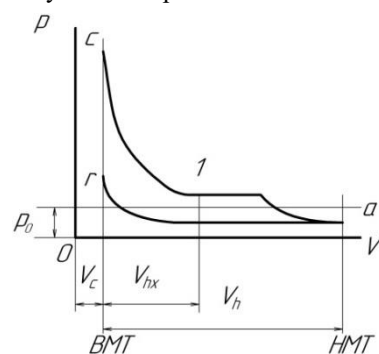


Рис.1. Процес впуску в двигуні, що працює за циклом Аткинсона:

*a-a* – впуск свіжого заряду при  $\phi_{op} = 100\%$ ;  
*a-1* – виштовхування суміші з циліндра у впускний трубопровід;  $V_h$ ,  $V_{hx}$  – робочий об'єм циліндра при повному та частковому навантаженні; 1 – момент закриття впускного клапана

Регулювання тривалості процесу впуску здійснювалося за допомогою двох розподільчих валів, один з яких мав пристрій для регулювання фаз відкриття та закриття клапанів, а інший мав постійні фази. Збільшення механічних втрат не було зафіксовано. Величина затримки закриття впускного клапана регулювалася у межах від 0 до 75°, що дозволило регулювати момент закриття цього клапана у межах від 112° до 37° до ВМТ або від 68° до 143° після НМТ. Найбільший ефект з паливної економічності було досягнуто при затримці закриття впускного клапана 75°. На режимі 1000 хв<sup>-1</sup> зниження витрати палива склало 6,7%, при 2000 хв<sup>-1</sup> – 5,5%. Однак на режимах більше 3200 хв<sup>-1</sup> було відзначено погіршення паливної економічності у порівнянні із дроселюванням заряду. Також результати дослідів показали, що на часткових швидкісних режимах відбувається зниження вмісту незгорілих вуглеводнів у відпрацьованих газах, але в області великих частот обертання ця система не дає переваг за вмістом СН.

У результаті проведеної роботи було встановлено, що незалежне керування фазами роботи впускних клапанів не впливає на величину механічних втрат, а спільно з дроселюванням заряду дозволяє регулювати навантаження на двигун на всіх режимах роботи.

**Математична модель. Процес впуску.** У двигуні характер процесу наповнення циліндра свіжим зарядом і початок стиску визначаються способом регулювання навантаження й ступенем стиску.

На рис. 2 показано процес наповнення й стиску двигуна, що працює за циклом Аткинсона.

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

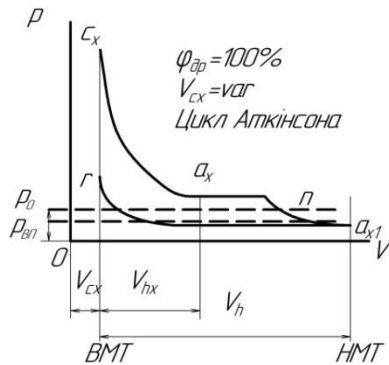


Рис. 2. Схема процесів наповнення – стиску на частковому режимі двигуна, що працює за циклом Аткинсона

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

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:

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

де  $dm$  – зміна маси заряду в циліндрі.

2. Рівняння балансу енергії, перетворене до виду:

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

3. Рівняння стану для ідеального газу:

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

Об'єм циліндра в розглянутий момент часу визначається кутом  $\varphi$  за формулою:

$$V = V_r + 0,5V_{hx}\sigma(\varphi), \quad (4)$$

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

$\sigma(\varphi)$  – 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:

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

- для випадку витікання суміші із циліндра у впускний трубопровід:

$$dE_{внт} = d(h_{внт} m_{внт}) \quad (6)$$

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

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

$$dm_{вп} = \mu_{вп} f_{вп} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{вп} \rho_{вп} \left[ \left( \frac{p}{p_{вп}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p}{p_{вп}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi$$

при  $p < p_{вп}$ ,  
 $p / p_{вп} > \beta_{кр}$ ;

$$dm_{вп} = -\mu_{вп} f_{вп} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p \rho \left[ \left( \frac{p_{вп}}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_{вп}}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi$$

при  $p > p_{вп}$ ,  
 $p / p_{вп} > \beta_{кр}$ ;

$$dm_{внт} = \mu_{внт} f_{внт} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p \rho \left[ \left( \frac{p_{вп}}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_{вп}}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi$$

при  $p > p_{вп}$ ,  
 $p / p_{вп} > \beta_{кр}$ ;

$$dm_{внт} = -\mu_{внт} f_{внт} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{вп} \rho_{вп} \left[ \left( \frac{p}{p_{вп}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p}{p_{вп}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi$$

при  $p < p_{вп}$ ,  
 $p / p_{вп} > \beta_{кр}$ ;

$$dm_{вп,кр} = \mu_{вп} f_{вп} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{(2k) p_{вп} \rho_{вп}}{k-1}} \sqrt{\beta_{кр}^{\frac{2}{k}} - \beta_{кр}^{\frac{k+1}{k}}} d\varphi$$

при  $p < p_{вп}$ ,  
 $p / p_{вп} < \beta_{кр}$ ;

$$dm_{вп,кр} = -\mu_{вп} f_{вп} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k \cdot p \cdot \rho}{k-1}} \sqrt{\beta_{кр}^{\frac{2}{k}} - \beta_{кр}^{\frac{k+1}{k}}} d\varphi$$

при  $p > p_{вп}$ ,  
 $p / p_{вп} > \beta_{кр}$ ;

де  $\mu_{вп}, \mu_{внт}$  – коефіцієнти витрати впускного клапана в період, відповідно, впуску й витікання заряду;  
 $f_{вп}, f_{внт}$  – поточна площа прохідного перерізу впускного вікна при впуску й витіканні заряду;

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

$\varphi$  – кут повороту колінчастого вала від ВМТ, °п.к.в.;

$n$  – частота обертання колінчастого вала, хв<sup>-1</sup>;

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

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

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

$$m_{nn} = \frac{\sigma\varphi \cdot V}{R_B \cdot T_B}, \quad (11)$$

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

$T_B$  – температура повітря, К.

Поточний коефіцієнт наповнення:

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

Індикаторна робота процесу впуску:

$$L_{вп} = \int_{V_c}^{V_{ax}} p dV. \quad (13)$$

*Процес стиску.* 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:

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

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

На рис. 3 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  $T_a = 323$  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.

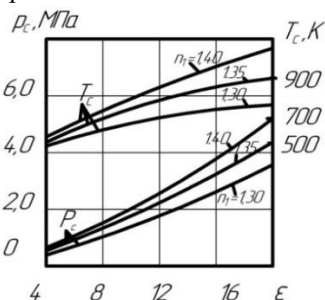


Рис. 3. Залежність тиску  $p_c$  та температури  $T_c$  від  $\varepsilon$  при різних значеннях  $n_1$

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 вно-

ситься з паливом. Тому при відсутності точних даних про величину  $n_1$ , її можна визначати за середнім показником адіабати за відомими формулами:

$$k_{cp} = 1 + \frac{8314}{\mu c_v \left| \frac{T_c}{T_a} \right|}; \quad (16)$$

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

де  $\mu c_{vT_a}^{T_c}$  – середня мольна теплоємність суміші, що

бере участь у процесі стиску, кДж/(кмоль<sup>0</sup>С);

$T_c$  – температура наприкінці стиску, К.

Це припустимо, тому що у більшості випадків

$$n_1 = k_{cp}^{+0,02}_{-0,04}.$$

Вважаючи, що метод розрахунку робочого процесу за Гринівецьким – Мазінгом не відображає роботу двигуна на часткових режимах, 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  $ax$  (див. рис. 2).

*Процес згоряння.* Виконати термодинамічний розрахунок дійсного робочого процесу з урахуванням усієї сукупності втрат, пов'язаних з неповнотою та несвоечасністю 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  $V_c$ . 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 несвоечасності, а також через дисоціації та тепловіддачі до стінок враховуються коефіцієнтом використання теплоти згоряння  $\zeta$ , який визначається дослідним шляхом.

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

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{M_z + M_r}{M_1 + M_r} \frac{T_z}{T_c}. \quad (19)$$

Розрахунок максимальних температур та тисків робочого циклу у двигунах з іскровим запалюванням при припущенні, що згоряння відбувається

миттєво при  $V=\text{const}$ , дає завищені значення в порівнянні з тими, що спостерігаються 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. 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  $\varphi_z$ , що враховує збільшення об'єму камери згоряння до моменту досягнення максимуму тиску, тобто:

$$P_{zd} = \varphi_z P_{zp} \quad (20)$$

Зважаючи на те, що інтегральна методика розрахунку двигунів внутрішнього згоряння Гринівецького-Мазінга не може бути адекватно застосована для часткових режимів роботи двигуна, була використана диференціальна методика.

*Процеси розширення та випуску.* У процесі розширення (робочий хід) виробляється механічна робота за рахунок теплової енергії, що виділяється при згорянні палива.

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:

$$P_b = P_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2}} \quad (21)$$

$$T_b = T_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \quad (22)$$

Зміна тиску у циліндрі під час випуску залежить від умов процесу газообміну.

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.

**Навантажувальні характеристики двигуна Отто та двигуна з регулюванням навантаження за способом Аткинсона.** За результатами теоретичних досліджень за допомогою математичної моделі робочого процесу двигуна були побудовані навантажувальні характеристики двигуна з регулюванням навантаження за способом Аткинсона та двигуна, що працює за циклом Отто. На рис. 4 та 5 наведені навантажувальні характеристики двигунів.

Характеристики наведені за кутом відкриття дросельної заслінки.

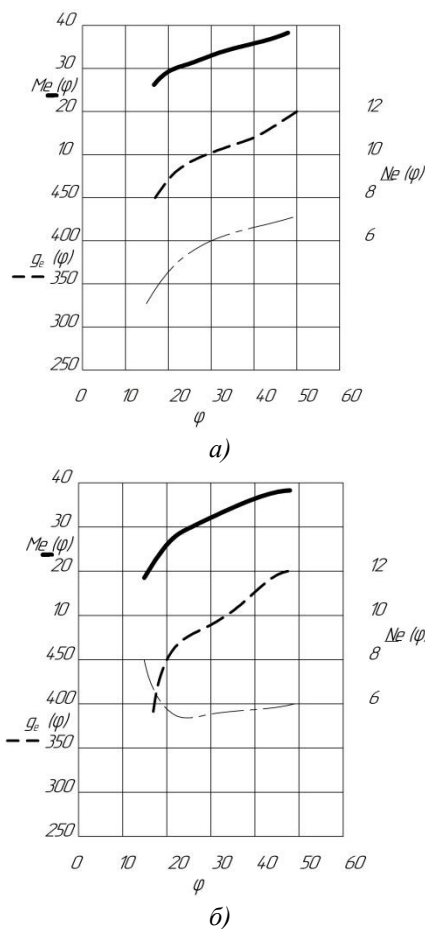


Рис. 4. Навантажувальні характеристики при  $n=3000 \text{ хв}^{-1}$ : а – досліджуваного двигуна; б – класичного двигуна

Як видно з рис. 4, при  $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$  досліджуваний двигун має перевагу над класичним двигуном на режимі малих навантажень. Особливо помітна ця перевага на графіках витрати палива. Однак, при досягненні  $\varphi_{op} = 27\%$  витрата палива двигуном, що працює за циклом Аткинсона, починає перевищувати аналогічний показник двигуна Отто й надалі зростає. Та ж сама картина спостерігається й на графіках крутного моменту та потужності, де точка перетину відповідає  $\varphi_{op} = 35\%$ .

На рис. 5 представлені навантажувальні характеристики двигунів Отто та Аткинсона при  $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$ . Зона ефективного регулювання навантаження за способом Аткинсона дуже мала і знаходиться в межах  $\varphi_{op} = 28,5...36\%$ . За крутним моментом та потужністю ця зона дещо більша, однак більш вагомим показником на даний час є паливна економічність двигуна. Характеристика питомої витрати палива  $g_e$  двигуном Аткинсона є різко зростаючою, починаючи з кута  $\varphi_{op} = 32...34\%$ .

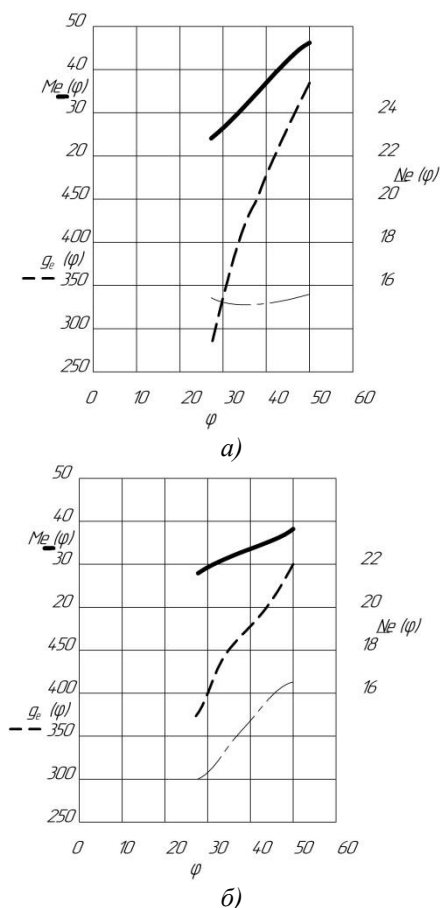


Рис. 5. Навантажувальні характеристики при  $n=5400 \text{ хв}^{-1}$ :

а) досліджуваного двигуна; б) класичного двигуна

З наведених графіків видно, що регулювання навантаження за способом Аткинсона доцільно використовувати на режимі малих обертів, а з підвищенням обертів переходити до застосування інших допоміжних елементів конструкції двигуна. Наприклад, механічного нагнітача, як це реалізовано

у двигуні HR12DDR фірми Nissan [2, 3].

**Висновки.** Розроблена математична модель робочого процесу двигуна, що працює за циклом Аткинсона, має достатню адекватність до теоретичних та експериментальних досліджень. Теоретичні дослідження показали, що використання способу Аткинсона для регулювання навантаження на часткових режимах доцільне тільки в зоні малих навантажень та частот обертання колінчастого вала двигуна ( $\varphi_{др} < 35\%$ ,  $n < 3500 \text{ хв}^{-1}$ ).

#### Список литературы:

1. Boggs D. The Otto-Atkinson Cycle Engine-Fuel Economy and Emissions Results and Hardware Design / D. Boggs, H. Hilbert, Schechter, M. // SAE Technical Paper. – 1995. – № 950089.
2. Циннер К. Наддув двигателей внутреннего сгорания / Циннер К. – Л.: Машиностроение, 1978. – 264с.
3. Улучшение показателей двухтактного бесшатунного бензинового двигателя на основе оптимизации его основных параметров: Отчет о НИР (заключит.) / АДИ ДонНТУ. – Г 2-2000; № ГР 0100U001097; Инв. № 0203У002242. – Донецк, 2002. – 98 с.

#### Bibliography (transliterated):

1. Boggs, D., Hilbert, H., and Schechter, M., (1995) "The Otto-Atkinson Cycle Engine-Fuel Economy and Emissions Results and Hardware Design", SAE Technical Paper 950089, doi.org/10.4271/950089.
2. Zimmer, K. (1978) Supercharging of internal combustion engines [Nadduv dvigatelej vnutrennego sgoraniya], Leningrad, 264 p.
3. Improving the performance of a two-stroke crankless gasoline engine based on the optimization of its main parameters. [Uluchshenie pokazatelej dvuhtaktnogo besshatunnogo dvigatelya na osnove optimizacii ego osnovnih parametrov]: Research report. [Ochet o NIR], 2002, №. GR 0100U001097; №. 0203У002242, Donetsk, 98 p.

Надійшла до редакції 07.06.2019 р.

**Колеснікова Тетяна Миколаївна** – канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації та ремонту машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпро, Україна, e-mail: tnk1403@ukr.net, <http://orcid.org/0000-0002-8568-4688>.

**Заренбін Володимир Георгійович** – доктор техн. наук, професор кафедри експлуатації та ремонту машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпро, Україна, e-mail: zvg@mail.pgasa.dp.ua, <http://orcid.org/0000-0001-9268-0071>.

**Сакно Ольга Петрівна** – канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації та ремонту машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпро, Україна, e-mail: sakno-olga@ukr.net, <http://orcid.org/0000-0003-4672-6651>.

**Олло Василь Петрович** – канд. пед. наук, доцент кафедри продовольчого та речового забезпечення Військової академії, Одеса, Україна, e-mail: ollovp@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0003-1799-2299>.

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО ПО ЦИКЛУ АТКИНСОНА

Т.Н. Колесникова, В.Г. Заренбин, О.П. Сакно, В.П. Олло

В силу того, что стоимость автомобильного топлива имеет стабильную тенденцию к удорожанию и постоянно ужесточаются нормы на выбросы токсичных веществ с отработавшими газами, вопрос его экономии становится весьма актуальным. Повышение экономических показателей автомобилей может быть обеспечено путем регулирования степе-

ни сжатия на дроссельных режимах двигателя и регулирования нагрузки за счет изменения фаз газораспределения. Исковые ДВС, в основном, работают в узком диапазоне изменения состава рабочей смеси, поэтому на частичных нагрузках необходимо уменьшать массу рабочего тела для поддержания необходимого состава смеси, это обычно обеспечивается дросселированием воздуха, поступающего в цилиндры, что приводит к значительному ухудшению индикаторных показателей ДВС из-за увеличения насосных потерь. Одним из путей решения данной проблемы является переход от регулирования дросселированием воздуха к регулированию массы заряда путем задержки момента закрытия впускного клапана, то есть регулировать нагрузку двигателя по способу Аткинсона. Для ДВС с регулированием нагрузки по способу Аткинсона стоит задача выбора конструктивной схемы газораспределительного механизма и параметров рабочего процесса. Это возможно путем разработки определенных методов расчета. В статье предложена общая методика и математические модели элементов и подсистем рабочего процесса ДВС с регулированием нагрузки по способу Аткинсона, которые позволяют сделать выбор рациональных параметров конструкции и рабочего процесса двигателя на стадиях его разработки, доводки и исследования. Получены эмпирические зависимости параметров работы двигателя. Полученные эмпирические зависимости позволяют отследить изменение основных параметров рабочего цикла двигателя. Математическая модель учитывает кинематику двигателя, а также варианты регулирования нагрузки двигателя и степени сжатия по методу Аткинсона. По результатам теоретических исследований с помощью математической модели рабочего процесса двигателя построены нагрузочные характеристики двигателя с регулировкой нагрузки по способу Аткинсона и двигателя, работающего по циклу Отто. Отмечено, что регулирование нагрузки по способу Аткинсона целесообразно использовать на режиме малых оборотов, а с повышением оборотов переходить к применению других вспомогательных элементов конструкции двигателя. Например, механического нагнетателя.

Ключевые слова: топливная экономичность; параметры; цикл Аткинсона; математическая модель; расчет; нагрузка; рабочий процесс.

#### MATHEMATICAL MODEL OF PETROL ENGINE WORKING ON ATKINSON CYCLE

*T.N. Kolesnikova, V.G.Zarenbin, O.P. Sakno, V.P. Olo*

The article discusses ways to improve the fuel efficiency of internal combustion engines. The main approaches to improving the fuel efficiency of automotive engines are considered. Improving the fuel economy of cars by regulating the degree of compression on the partial modes of the engine and controlling the load by changing the valve timing. Gasoline internal combustion engines operate in a narrow range of changes in the composition of the working mixture, therefore at partial loads it is necessary to reduce the mass of the working body to maintain the required composition of the mixture. This is ensured by throttling the air entering the cylinders, which leads to a significant deterioration in the indicator indicators of the internal combustion engine due to an increase in pumping losses. The solution to the problem is a transition from throttling the air to mass regulation of the charge by delaying the moment of closing the intake valve, that is, adjusting the engine load according to Atkinson's method. For the internal combustion engine with load control according to the Atkinson method, the task is to select a design scheme for the gas distribution mechanism and parameters of the working process. This is possible by developing certain calculation methods. The article proposes a general methodology and mathematical models of the elements and subsystems of the workflow of the internal combustion engine with Atkinson method load control, which allow making the choice of rational parameters of the engine design and workflow at the stages of its development, development and research. Empirical dependencies of engine operation parameters are obtained. The obtained empirical dependencies allow you to track the changes in the main parameters of the engine operating cycle. The mathematical model takes into account the kinematics of the engine, as well as options for controlling the load of the engine and the degree of compression according to the Atkinson method. According to the results of theoretical studies using the mathematical model of the engine workflow, the load characteristics of the engine with load regulation according to the Atkinson method and the engine operating in the Otto cycle are constructed. It is noted that the regulation of the load by the Atkinson method is advisable to use at low speed, and with increasing speed go to the use of other auxiliary elements of the engine design. For example, a mechanical supercharger.

Keywords: fuel efficiency; parameters; Atkinson cycle; mathematical model; calculation; load; workflow.