

2. Душкін, С.С. Нові підходи до сталого розвитку міст. Міжнар. наук.-техн. конф. «Сталий розвиток транспортних систем: наука і практика». Харків, ХНАДУ, 25-26 листопада 2024 р. С. 238-240.
3. Estevez, R., Aguado-Deblas, L., López-Tenllado, F. J., Bautista, F. M., Romero, A. A., & Luna, D. Internal Combustion Engines and Carbon-Neutral Fuels: A Perspective on Emission Neutrality in the European Union. *Energies*, 2024, Vol. 17, Iss. 5, pp. 1172. DOI: <https://doi.org/10.3390/en17051172>
4. Roy, A. A., Dutta, A. A review of the Fischer–Tropsch synthesis process, mechanism, surface chemistry and catalyst formulation. *Fuel Processing Technology*. 2020. Vol. 199. P. 106302. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2019.106302>.
5. Fasihi, M., Bogdanov, D., Breyer, C. Techno-economic assessment of power-to-liquids (PtL) fuels production and global trading based on hybrid PV–wind power plants. *Energy Procedia*. 2016. Vol. 99. P. 243–268. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.10.115>
6. European Green Deal: Commission proposes transformation of EU economy and society to meet climate ambitions. European Commission, 2021. URL: https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/en/ip_21_3541
7. Зелене відновлення України: дорожня карта декарбонізації промисловості: аналітичний звіт. Центр екологічних ініціатив «Екодія», 2023. 43 с.

УДК 621.43.003

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕРМІЧНОГО ККД ЦИКЛУ ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ З УРАХУВАННЯМ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТА СКЛАДУ РЕАЛЬНОГО РОБОЧОГО ТІЛА

Корогодський Володимир Анатолійович, докт. техн. наук, професор каф. ДВЗ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: korohodskiy@ukr.net , ORCID: [0000-0002-1605-4631](https://orcid.org/0000-0002-1605-4631)

Хомутов Максим Анатолійович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: m.a.homutov@gmail.com , ORCID: [0009-0006-9184-7646](https://orcid.org/0009-0006-9184-7646)

Стрижак Гліб Олександрович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: strizakgleb29@gmail.com , ORCID: [0009-0002-1850-3557](https://orcid.org/0009-0002-1850-3557)

Кананикін Олексій Вячеславович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: lehapozitiv02@gmail.com, ORCID: [0009-0006-3603-5143](https://orcid.org/0009-0006-3603-5143)

Любжин Ігор Олександрович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: igorlubzin1@gmail.com

Вступ

Сучасний розвиток транспортних систем висуває підвищені вимоги до ефективності та екологічності двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ). Для

оцінки досконалості організації процесів газообміну, сумішоутворення і згоряння використовують індикаторний коефіцієнт корисної дії (ККД) – η_i , а для визначення потенційних можливостей робочого процесу – термічний ККД циклу (η_t) ДВЗ.

На початкових етапах розвитку теорії ДВЗ визначення η_t здійснювалося на основі ідеалізованого термодинамічного циклу з урахуванням ступеня стиснення ϵ та показника адіабати k для повітря [1].

Подальший розвиток теорії призвів до появи нових методик визначення η_t . Наприклад, методика, яку запропонував професор Стечкін Б.С., враховує вплив ступеня стиснення ϵ та значень коефіцієнта надлишку повітря α , але не враховує зміну температури продуктів згоряння, що знижує точність розрахунків визначення η_t термодинамічного циклу ДВЗ [2].

Сучасні методи термодинамічного аналізу передбачають використання реальних властивостей робочого тіла з урахуванням змін теплоємності, складу та температури [3, 4, 5]. Такий підхід дозволяє точніше відображати вплив умов сумішоутворення та згоряння на показники ефективності двигуна.

Мета та завдання дослідження.

Метою роботи є визначення термічної ефективності робочого процесу ДВЗ з урахуванням властивостей та складу реального робочого тіла при різних способах сумішоутворення.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

– дослідити особливості розрахунку термічного ККД ($\eta_{t \text{ real}}$) із врахуванням змінних теплофізичних властивостей та складу реального робочого тіла;

– виконати порівняльний аналіз $\eta_{t \text{ real}}$ для двотактного двигуна 1Д 8,2/8,7 з іскровим запалюванням при організації зовнішнього сумішоутворення (карбюраторна система) та внутрішнього сумішоутворення (безпосереднє впорскування палива (БВП)) з розшарованим паливоповітряним зарядом (РППЗ) та розшарованим збідненим паливоповітряним зарядом (РЗППЗ);

– визначити вплив навантаження при постійній частоті обертання колінчастого валу ($n = 3000 \text{ хв}^{-1}$) двигуна на рівень термічного ККД ($\eta_{t \text{ real}}$).

Методика дослідження.

У роботі застосовано метод термодинамічного аналізу циклу двигуна з іскровим запалюванням, розрахованого з урахуванням властивостей та складу реального робочого тіла та підведенням теплоти при постійному об'ємі ($V = \text{const}$) (рис. 1).

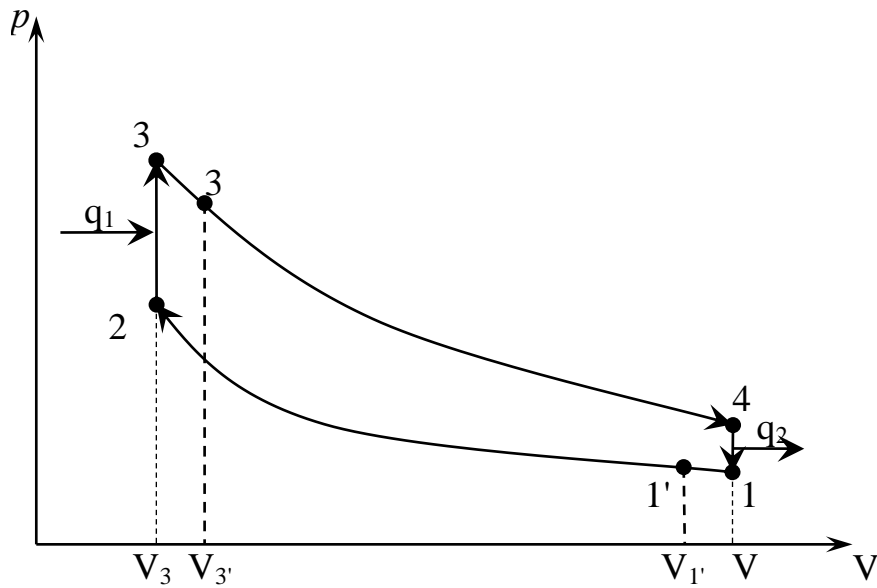


Рисунок 1 – Термодинамічний цикл ДВЗ з урахуванням реального робочого тіла з підведенням теплоти при $V = const$

У таких випадках доцільно застосовувати показник реального термічного ККД ($\eta_{t\ real}$), який відображає ступінь удосконалення робочого процесу [6]:

$$\eta_{t\ real} = \frac{q_1 - q_2}{q_1}, \quad (1)$$

де q_1 – підведена теплота у циклі, Дж; q_2 – відведена теплота у циклі, Дж.

Під час перебігу процесу стиснення бере участь суміш свіжого заряду з залишковими газами, що характеризується коефіцієнтом залишкових газів γ , а у процесі розширення - суміш продуктів згоряння з повітрям. При цьому теплоємність і показник адіабати k залежать від температури T , тоді як склад робочого тіла у межах одного циклу залишається сталим.

Кількість підведеної теплоти у циклі визначається як:

$$q_1 = B_{\text{ц}} \cdot Q_n^p, \quad (2)$$

де $B_{\text{ц}}$ – циклова подача палива, кг/цикл; Q_n^p – нижня робоча теплота згоряння палива, Дж/кг.

Кількість відведеної теплоти у циклі розраховується як:

$$q_2 = Q_4 - Q_1, \quad (3)$$

де $Q_4 = G_4 \cdot C_{pm_4} \cdot T_4$ – кількість теплоти у точці 4, Дж циклу $V = const$;
 $Q_1 = G_1 \cdot C_{pm_1} \cdot T_1$ – кількість теплоти у точці 1, Дж циклу $V = const$;
 G_1 та G_4 – кількість робочі тіла у точці 1, та у точці 4, кг циклу $V = const$;
 C_{pm_1} та C_{pm_4} – середні питомі масові ізобарні теплоємності робочі тіла у
точці 1, та у точці 4, Дж/кг·град циклу $V=const$;
 $G_4 = G_1 + B_y$ – зв'язок між G_1 та G_4 , кг.

Початкові параметри суміші (p_1, T_1) визначаються експериментально, а об'єм у точці 1 (V_1) відповідає моменту закриття впускного клапана або продувного вікна.

Розрахунок теплоємності реальних робочих тіл у процесі стиснення й розширення обчислюється за формулою:

$$C_{pm} = a + b \cdot T \quad (4)$$

де a та b – безрозмірні коефіцієнти; T – температура.

А значення показника адіабати – за формулою:

$$k = \frac{C_{pm}}{C_{vm}}, \quad (5)$$

де C_{pm} – середня питома масова ізобарна теплоємність, Дж/кг·град;

C_{vm} – середня питома масова ізохорна теплоємність, Дж/кг·град.

Параметри робочого тіла у процесах стиснення та розширення визначаються з дискретним інтервалом, наприклад, через 1 град. п.к.в. за наступними залежностями:

$$T_{1'} = T_1 \left(\frac{V_1}{V_{1'}} \right)^{k-1}; \quad P_{1'} = P_1 \left(\frac{V_1}{V_{1'}} \right)^k; \quad T_{3'} = T_3 \left(\frac{V_3}{V_{3'}} \right)^{k-1}; \quad P_{3'} = P_3 \left(\frac{V_3}{V_{3'}} \right)^k. \quad (6)$$

При цьому у межах кожного інтервалу значення k на етапі розрахунку ($V_1 - V_{1'}$ або $V_3 - V_{3'}$) беруться постійним.

Аналіз проводився для двотактного двигуна 1Д 8,2/8,7 з іскровим запалюванням у трьох варіантах:

- із зовнішнім сумішоутворенням (карбюраторна система);
- із внутрішнім сумішоутворенням при організації розшарованого паливоповітряного заряду (РППЗ);
- із внутрішнім сумішоутворенням при організації розшарованого збідненого заряду (РЗППЗ).

Розрахунки реального термічного ККД $\eta_{t \text{ real}}$ циклу отримані за залежністю (1) та виконані при частоті обертання колінчастого вала $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ на режимах навантажувальної характеристики (рис. 2).

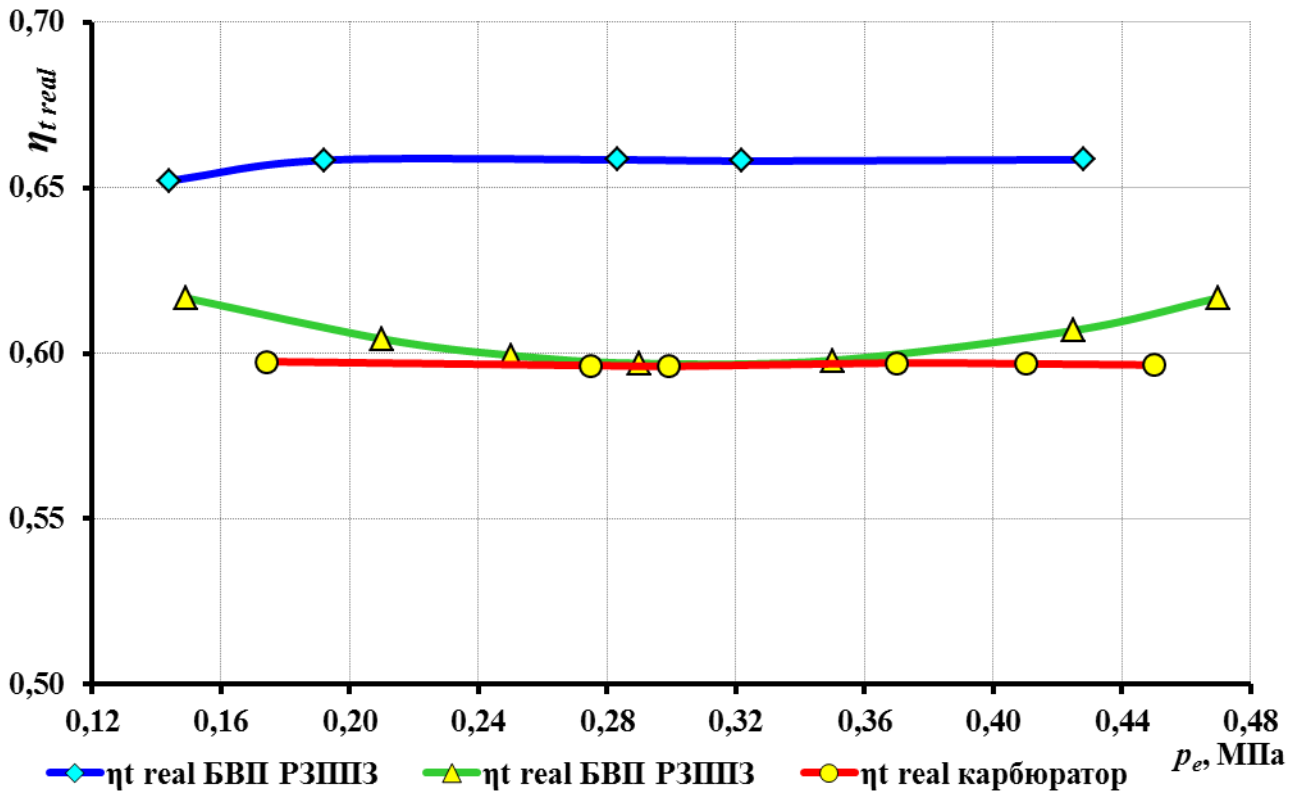


Рисунок 2 – Значення термічного ККД ($\eta_{t \text{ real}}$) двигуна 1Д 8,2/8,7 з реальним робочим тілом з карбюраторною системою живлення та БВП по навантажувальній характеристиці при $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$

Результати дослідження.

Порівняльний аналіз показав, що значення реального термічного коефіцієнта корисної дії $\eta_{t \text{ real}}$ суттєво залежать від способу сумішоутворення.

Для двигуна 1Д 8,2/8,7 з карбюраторною системою живлення (дійсний ступінь стиснення $\epsilon_d = 6$) $\eta_{t \text{ real}}$ змінюється в межах 0,596–0,597 при $p_e = 0,174$ –0,45 МПа.

При реалізації процесу з РППЗ ($\epsilon_d = 8,4$) спостерігається зниження $\eta_{t \text{ real}}$ від 0,617 до 0,597 при збільшенні навантаження від $p_e = 0,1492$ до 0,29 МПа, а подальше підвищення навантаження до $p_e = 0,47$ МПа призводить до зростання $\eta_{t \text{ real}}$ до 0,617.

Максимальні значення $\eta_{t \text{ real}} = 0,65$ –0,66 досягаються при реалізації процесу з РППЗ ($\epsilon_d = 11,3$) у всьому діапазоні навантажень ($p_e = 0,144$ –0,428 МПа).

Отримані результати підтверджують, що застосування внутрішнього сумішоутворення з організацією згоряння розширеного паливоповітряного заряду сприяє підвищенню ефективності використання теплоти згоряння та покращенню термічних характеристик двотактного двигуна.

Більш детальний аналіз впливу організації робочих процесів при зовнішньому й внутрішньому сумішоутворенні [8] на техніко-економічні показники [9] і підвищення їхніх резервів двотактного двигуна 1Д 8,2/8,7 з іскровим запалюванням доцільно здійснювати за рівнем індикаторних і ефективних показників [10].

Висновки

1. Доцільність методики розрахунку.

Для точної оцінки потенціалу робочого процесу ДВЗ необхідно використовувати показник реального термічного ККД ($\eta_{t \text{ real}}$), який обчислюється на основі термодинамічного аналізу циклу з урахуванням властивостей та складу реального робочого тіла (змінних теплоємностей та показників адіабати k , що залежать від температури).

2. Вплив способу сумішоутворення на ефективність.

Спосіб сумішоутворення є ключовим фактором, що суттєво впливає на термічну ефективність двигуна.

Двигун із зовнішнім сумішоутворенням (карбюратор) має найнижчі показники $\eta_{t \text{ real}}$ (близько 0,596–0,597) порівняно з варіантами внутрішнього впорскування.

Внутрішнє сумішоутворення з організацією розшарованого паливоповітряного заряду (РППЗ) (при $\epsilon_d = 8,4$) забезпечує підвищення $\eta_{t \text{ real}}$ (до 0,617).

Максимальний термічний ККД ($\eta_{t \text{ real}} = 0,65\text{--}0,66$) досягається при реалізації процесу з розшарованим збідненим паливоповітряним зарядом (РЗППЗ) (при найвищому $\epsilon_d = 11,3$) у всьому діапазоні досліджених навантажень $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$.

3. Загальний висновок та перспективи.

Підвищення ефективності: Застосування внутрішнього сумішоутворення (безпосереднього впорскування палива) з організацією згоряння розшарованого заряду (особливо збідненого, РЗППЗ) є ефективним шляхом підвищення термічних характеристик та ефективності використання теплоти згоряння у двотактному двигуні 1Д 8,2/8,7.

Наступні кроки: Доцільно продовжити дослідження, аналізуючи вплив цих робочих процесів на індикаторні та ефективні показники двигуна для повної оцінки його техніко-економічних характеристик.

Література

1. Taylor C. F. The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice, Volume I - Technology Press. Wiley, 1960. 574 p.
2. Stechkin B.S., Genkin K.I., Zolotarevsky V.S., Skorodinsky I.V. Indicator Diagram, Dynamics of Heat Release and Working Cycle of High-Speed Piston Engine. Technical Information and Library Services, Ministry of Aviation, London: TIL/T. 5136, (Translator): J. J. T. E. F., 1960. 199 c.

3. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Second Edition. McGraw-Hill Education: New York, 2018. 1056 p.
4. Merker G. P. Grundlagen Verbrennungsmotoren. Funktionsweise, Simulation, Messtechnik. – Wiesbaden (Deutschland): Springer Fachmedien, 2014. 1132 s.
5. Pischinger R. Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Wien: Springer, 2009. 475 s.
6. Єрощенко С.А. Вплив коефіцієнта надлишку повітря та ступеня стиснення на термічний ККД двигуна з іскровим запаленням / С.А. Єрощенко, В.А. Корогодський, А.А. Каграманян, О.В. Василенко // Двигуни внутрішнього згоряння. 2008, № 1. С. 16-22.
7. Корогодський В.А. Підвищення паливно-екологічних показників двотактного ДВЗ з іскровим запалюванням за рахунок удосконалення процесів внутрішнього сумішоутворення / В.А. Корогодський // Двигуни внутрішнього згоряння. 2013, № 2. С. 22-26.
8. Korohodskyi, V., Leontiev, D., Rogovyi, A., Kryshtopa, S. et al., "Research of Spark Ignition Engine and Internal Mixture Formation Using Single-Zone, Two-Zone and Three-Zone Calculation Model of It Working Process," SAE Technical Paper 2022-01-1000, 2022, <https://doi.org/10.4271/2022-01-1000>.
9. Корогодський В.А. Вплив розшарування паливно-повітряного заряду на показники згоряння двотактного двигуна з іскровим запалюванням / В.А. Корогодський, О. М. Стеценко, Є. О. Ткаченко // Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. 2015. Вип. 154. С. 142-148.
10. Корогодський В. А. Визначення раціонального циклу та способу організації робочого процесу двигуна за навантажувальною характеристикою / В.А. Корогодський // Вісник ХНАДУ. 2020. Вип. 90. С. 80-94.

УДК 621.43

СЛАНЦЕВИЙ ГАЗ – ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ В ДВЗ

Корпач Анатолій Олександрович, к.т.н., професор,
Національний транспортний університет,
e-mail: akorpach@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7070-7883>
Туз Олександр Олегович, студент,
Національний транспортний університет,
e-mail: tuzoleksander04@gmail.com

Вступ: В умовах зростаючого попиту на енергію, а також необхідності зменшення залежності від традиційних вуглеводнів, сланцевий газ набуває все більшого значення як альтернативне джерело палива. Сланцевий газ — це природний газ, що міститься у дрібних порах і тріщинах сланцевих порід на значних глибинах. Розвиток технологій горизонтального буріння та гідророзриву пласта (фрекінгу) уможливив його масштабний видобуток, що