



Oleksandr S. Mytrofanov
Митрофанов
Олександр
Сергійович

УДК 621.438

MATHEMATICAL MODEL OF THE OPERATING CYCLE OF A ROTOR-PISTON ENGINE

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ЦИКЛУ РОТОРНО-ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ

DOI [https://doi.org/10.15589/smi2019.1\(11\).7](https://doi.org/10.15589/smi2019.1(11).7)

Oleksandr S. Mytrofanov Митрофанов Олександр Сергійович,
канд. техн. наук, доц.
mitrofanov.al.ser@gmail.com
ORCID: 0000-0003-3460-5369

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв

Abstract. The main processes and operating cycle parameters of a new design rotary piston engine that can be used in marine power plants (for example, as an expander generator on gas carriers) are considered. The basic assumptions in mathematical modeling are analyzed and formulated. I presented in differential form the basic equations of the duty cycle of a new design rotary piston engine. The mathematical model of the working cycle is based on the fundamental equations of thermodynamics, gas dynamics, heat and mass transfer is adequate and reflects the main processes in the working cylinder as it takes into account the main features of the new design. First of all, the model took into account the structural features of the movement mechanism (a mathematical description of the law of piston movement depending on the rotational motion of the output shaft), the design of gas exchange organs, and the organization and regulation of gas exchange processes (for example, through parameters such as relative dead volume, degrees filling and reverse compression), which have a significant impact on the energy conversion efficiency of the energy of a compressed working fluid. Thus, the working cycle model of a rotary piston engine allows one to calculate and study engine operating parameters in a rather wide range of operating modes, to optimize to achieve the highest energy conversion efficiency of compressed working fluid, and also makes it possible to conduct an initial assessment of engine performance as part of or another power plant at the design stage. The calculation of the duty cycle of a rotary piston engine and its main operating parameters are obtained. As an example of calculation, indicator diagrams are shown in expanded and collapsed form, as well as graphical dependences of the change in the indicator specific consumption of the compressed working fluid and indicator efficiency on the pressure value at the engine inlet. The data presented indicate that an increase in the pressure of the working fluid at the engine inlet, as well as regulation of the degree of filling, leads to an improvement in the effective performance of a rotary piston engine, which does not contradict the known experimental data of piston expansion machines with a classic crank mechanism.

Key words: compressed working fluid, rotary piston engine, dead volume, degree of filling, movement mechanism, indicator diagram.

Анотація. Розглянуто основні процеси та параметри робочого циклу роторно-поршневого двигуна нової конструкції, який може використовуватися в суднових енергетичних установках (наприклад, як детандер-генератор на суднах-газовозах). Проаналізовані та сформульовані основні припущення при математичному моделюванні. Наведено в диференціальній формі основні рівняння робочого циклу роторно-поршневого двигуна нової конструкції. Математична модель робочого циклу, побудована на базі фундаментальних рівнянь термодинаміки, газової динаміки, тепло- та масообміну, є адекватною та відображає основні процеси, що проходять у робочому циліндрі, оскільки в ній враховані основні особливості нової конструкції. Насамперед, у моделі було враховано особливості будови механізму руху (математичний опис закону переміщення поршня залежно від обертового руху вихідного вала), конструкцію органів газообміну, а також організацію та регулювання процесів газообміну (наприклад, через такі параметри, як порівняний мертвий об'єм, ступені наповнення й зворотного стиснення), що має значний вплив на ефективність енергоперетворення енергії стиснутого робочого тіла. Таким чином, модель робочого циклу роторно-поршневого двигуна дає змогу розраховувати і досліджувати параметри роботи двигуна у досить широкому діапазоні режимів експлуатації, проводити оптимізацію для досягнення найбільшої ефективності енергоперетворення енергії стиснутого робочого тіла, а також дає змогу проводити первинну оцінку ефективності роботи двигуна у складі тієї

чи іншої енергетичної установки на стадії проектування. Проведено розрахунок робочого циклу роторно-поршневого двигуна та отримано основні його параметри роботи. Як приклад розрахунку наведені індикаторні діаграми в розгорнутому та згорнутому виглядах, а також графічні залежності змінення індикаторної питомої витрати стиснутого робочого тіла й індикаторного ККД від значення тиску на вході у двигун. Наведені дані свідчать про те, що збільшення тиску робочого тіла на вході у двигун, а також регулювання ступеня наповнення сприяє покращенню ефективних показників роторно-поршневого двигуна, що не суперечить відомим експериментальним даним поршневих розширювальних машин із класичним кривошипно-шатунним механізмом.

Ключові слова: стиснуте робоче тіло, роторно-поршневий двигун, мертвий об'єм, ступінь наповнення, механізм руху, індикаторна діаграма.

References

- [1] Voronkov, A.I., & Nikitchenko, I.N. (2015). *Rabochiy protsess avtomobilnogo pnevmodvigatelya: monografiya* [Working process of an automotive pneumatic engine: monograph]. Kharkov : KNAHU Publ.
- [2] Voronkov, O.I. (2017). *Metodolohiia orhanizatsii robochoho protsesu pnevmodyhuna kombinovanoi enerhetychnoi ustanovky miskoho avtomobilia : dokt. diss.* [Methodology of organization for the working process of a pneumatic engine of combined power plant for a city car.]. Kharkiv.
- [3] Kramskoy, A.V., Kudryavtsev, I.N., & Adamenko, N.I. (2012). *Matematicheskoye modelirovaniye rabocheho tsikla perspektivnogo pnevmaticheskogo dvigatelya* [Mathematical modeling of the working cycle of a promising pneumatic engine]. *Problemy mashinostroyeniya*. T. 15, 5-6, 77–84.
- [4] Qihui, Yu, & Maolin, Cai (2015). Experimental Analysis of a Compressed Air Engine. *Journal of Flow Control, Measurement & Visualization*. № 3. P. 144–153. URL: <http://dx.doi.org/10.4236/jfcmv.2015.34014>.
- [5] Bhardwajsinh, Mahida, & Dipak, C. Gosai. (2015). An Experimental Study on I.C. Engine Using Compressed Air as Alternate of Fuel. *International Journal of Science and Research (IJSR)*. Vol. 4, 12. P. 1787–1791.
- [6] Voronkov, A.I. (2016). *Vliyaniye podogreva vozdukha na effektivnyye pokazateli rabocheho protsesa pnevmodvigatelya* [Influence of air heating on effective performance of the working process of a pneumatic engine]. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: vseukr. nauch.-tekhn. zhurn. NTU «KHPI»* [Internal combustion engines: All-Ukrainian Scientific and Technical Journal of NTU “KPI”].
- [7] Voronkov, A.I. (2016). *Vliyaniye podogreva szhatogo vozdukha na eksergeticheskiy effektivnyy KPD i nadezhnost raboty avtomobilnogo pnevmaticheskogo dvigatelya* [The effect of compressed air heating on exergy efficient efficiency and reliability of the automobile pneumatic engine]. *Vestnik TADI : nauch.-tekhn. Zhurn.* 2/3. P. 42–46.
- [8] Voronkov, A.I. (2015). *Izmeneniye po skorostnym kharakteristikam pokazateley rabocheho protsesa pri podogreve szhatogo vozdukha na vkhode v pnevmodvigatel* [Change in the speed characteristics of the performance of the working process when heating compressed air at the inlet of the air motor]. *Vestnik KhNADU : sb. nauch. tr.* № 71. P. 13–16.
- [9] Voronkov, A.I. (2014). *Izmeneniye energeticheskikh indikatorykh pokazateley pnevmodvigatelya po skorostnym kharakteristikam bez podogreva zaryada na vpuske* [Changing the energy indicator of an air motor in terms of speed characteristics without heating the charge at the inlet]. *Avtomobilnyy transport : sb. nauch. tr. KhNADU*. № 35. P. 94–99.
- [10] Voronkov, A.I., Teslenko, E.V., & Udovik, T.A. (2016). *Opredele niye minimalno neobkhodimogo podogreva szhatogo vozdukha na vkhode v avtomobilnyy pnevmodvigatel pri razlichnykh usloviyakh* [Determination of the minimum necessary heating of compressed air at the entrance to an automotive pneumatic engine under various operating conditions]. *Vestnik KHNADU: sb. nauch. tr.* [KNAHU Bulletin: Collection of Scientific Publications]. № 75. P. 100–108.
- [11] Akif, Kunt M. (2016). Transformation of a Piston Engine into a Compressed Air Engine with Rotary Valve. *SSRG International Journal of Mechanical Engineering (SSRG – IJME)*. Vol. 3, 11. P. 1–5.
- [12] Venkatesh, Boddapati, Vinod, S.V.V., & Babu, M. Dora (2015). Air Powered Vehicle – An Eco Friendly Engine. *International Journal of IT, Engineering and Applied Sciences Research (IJIEASR)*, Vol. 4, 1, January, 29–33.
- [13] Voronkov, O.I., Lisina, O.Yu., & Nikitchenko, I.N. (2014). *Vyznachennia chasu peretynu v zolotnykovomu rozpodilnyku pnevmodyhuna* [Determination of the time of crossing in the spool distributor of a pneumatic engine]. *Avtomobilnyy transport: sbornik nauch. trudov KHNADU* [Road transport: Collection of Scientific Publications of KNAHU]. № 34. P. 39–43.
- [14] Turenko, A.N., Bogomolov, V.A., Abramchuk, F.I., Kharchenko, A.I., & Shilov, A.I. (2008). *O vybore parametrov porshnevo go pnevmodvigatelya. rabotayushchego v sostave gibridnoy energoustanovki avtomobilya* [On the selection of parameters of a piston air motor operating as part of a hybrid power plant of a car]. *Avtomobilnyy transport*. № 22. P. 7–13.
- [15] Minchev, D.S. (2010). *Pidvishchennya effektivnosti dizelnikh bezshatunnikh dviguniv shlyakhom udoskonalennya skhem ta parametriv sistemi nadduvu* [Improving the efficiency of diesel engines with no-frills motors by improving the schemes and parameters of the boost system] : avtoref. dis. na zdobuttya naukovogo stupenya kand. tekhn. Nauk : 05.05.03 «Dviguni ta energetichni ustanovki». Mikolaiv.

- [16] Shokotov, N.K. (1980). *Osnovy termodinamicheskoy optimizatsii transportnykh dizeley* [Fundamentals of thermodynamic optimization of transport diesel engines]. Kharkov : Vishcha shkola. Izd-vo pri Khark. un-te.
- [17] Petrichenko, R.M. (1983). *Fizicheskiye osnovy vnutrisilindrovyykh protsessov v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya* [Physical fundamentals of in-cylinder processes in internal combustion engines] : ucheb. posobiye. L.: Izd-vo Leningr. un-ta.
- [18] Prilutskiy, I.K., Prilutskiy, A.I., Korotkaya, I.P., Kornev, V.V., Molodov, M.A., Galyayev, P.O., & Snazin, A.A. (2015). *Analiz protsessov teploobmena v stupeni vysokoskorostnogo porshnevoogo detandera* [Analysis of heat transfer processes in the stage of a high-speed piston expander]. *Nauchnyy zhurnal NIU ITMO. Seriya «Kholodilnaya tekhnika i konditsionirovaniye»*, 2. P. 81–91.
- [19] Prilutskiy, A.I., Prilutskiy, I.K., & Ivanov, D.N. [i dr.]. (2009). *Teploobmen v stupenyakh mashin obyemnogo deystviya. Sovremennyy podkhod* [Heat transfer in the steps of volumetric machines. Modern approach]. *Kompresornaya tekhnika i pnevmatika*. № 2. P. 16–23.
- [20] Prilutskiy, A.I., Prilutskiy, I.K., & Demakov, A.S. (2009). *Analiz protsessov teploobmena v stupeni porshnevoogo kompressora na osnove raschetnykh tsiklov v $T-s$ - i $h-m$ -koordinatakh* [Analysis of heat transfer processes in a piston compressor stage based on calculation cycles in $T-s$ - and $h-m$ -coordinates]. *KTiPn*, № 1. P. 14–18.
- [21] Tkach, M.R., Mitrofanov, O.S., & Poznanskiy, A.S. (2019). *Osoblivosti kinematiki rotorno-porshnevoogo dviguna novoi konstruktsii* [Features of kinematics of a rotary piston engine of new design]. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Vseukrainskiy nauchno-tekhnicheskii zhurnal*. № 2. P. 31–35.

Постановка проблеми. Дослідження параметрів та режимів роботи енергетичних установок на базі розширювальних машин за допомогою математичного моделювання параметрів та характеристик робочого циклу дає змогу значно скоротити матеріальні витрати у процесі проектування перспективних зразків двигунів. Адекватна математична модель із достатньою точністю дає змогу встановити нові закономірності роботи розширювальних машин, виявити вплив параметрів робочого циклу на ефективні показники, визначити можливі напрямки підвищення ефективності енергоперетворення та потужності, а також оцінити можливість використання двигуна в тій чи іншій енергетичній установці.

На машинобудівному підприємстві ТОВ «Мотор-Плюс» (м. Миколаїв) було спроектовано та виготовлено зразок роторно-поршневого двигуна нової конструкції, який може застосовуватися у складі різних енергетичних установок. Зокрема, одним із перспективних напрямів використання роторно-поршневих двигунів є енергетичні установки газозовів, а саме як утилізатор енергії стиснутого природного газу (детандер-генераторна установка). Також розроблений двигун може застосовуватися як один зі ступенів утилізації тепла відпрацьованих газів суднової енергетичної установки із ДВЗ.

Розроблений двигун поєднує переваги поршневого та ротативного пневмодвигунів. Насамперед, відмінна від існуючих пневмодвигунів конструкція зумовлює особливості робочого циклу двигуна, а також створює необхідність розробки математичної моделі розрахунку робочого процесу з урахуванням цих особливостей.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Значний внесок у розвиток фундаментальних основ теорії робочого циклу розширювальних машин зробили такі вітчизняні вчені, як А.П. Герман, А.С. Іллічов, К.С. Борисенко, Н.Г. Верескунов, Г.З. Ярмоленко, В.І. Дегтярьов, А.А. Боровков, В.А. Мурзін, Г.М.

Колобердян, В.Д. Зіневич, С.В. Калекін, В.С. Калекін, А.М. Туренко, В.О. Богомолов, Ф.І. Абрамчук, О.І. Воронков С.С. Жилін, І.М. Нікітченко, А.І. Харченко, В.М. Манойло, О.Ю. Лінков та ін. Останніми роками в Україні та світі набуває розвитку використання розширювальних машин в енергетичних установках транспортних засобів, а також відповідно до специфіки застосування ведуться дослідження у сфері робочих процесів цих установок [1–5].

У процесі створення математичної моделі робочого циклу розширювальної машини треба враховувати особливість цих машин, а саме інтенсивне охолодження двигуна внаслідок розширення повітря. Так, ведуться дослідження у напрямі впливу підігріву стиснутого повітря на ефективні показники робочого процесу пневмодвигуна [6–9], а також визначення його мінімального значення на вході у двигун залежно від умов експлуатації [10].

Ще одним важливим фактором, який потребує особливої уваги при побудові математичної моделі двигуна, є конструктивне виконання органів газообміну та його організація [11–13]. Таким чином, конструкція органів газообміну через такі параметри, як порівняний мертвий об'єм, ступінь наповнення та зворотного стиснення, має значний вплив на ефективність енергоперетворення.

Виокремлення невирішених раніше частин загальної проблеми. Від конструктивного виконання пневмодвигуна напряму залежить робочий цикл та, відповідно, вигляд індикаторної діаграми. Оскільки роторно-поршневий двигун запропонованої конструкції поєднує у собі два типи двигунів, необхідним є розгляд робочих циклів поршневого та роторного двигунів із виділенням та врахуванням особливостей роботи кожного з них у створюваній математичній моделі робочого циклу.

Також у розробленому роторно-поршневому двигуні, внаслідок нової конструкції механізму руху, математичний опис закону переміщення поршня залежно від обертального руху вихідного вала відріз-

няється від існуючих. Також відмінною особливістю нового двигуна є організація та регулювання процесів газообміну, що також значним чином впливає на організацію робочого процесу.

Мета дослідження – розробка адекватної математичної моделі робочого циклу роторно-поршневого двигуна нової конструкції, яка давала би змогу виконувати моделювання двигунів різного типорозміру та конструктивного виконання, враховувала би вплив на робочий процес відмінних конструктивних особливостей, а також усі особливості роботи споживача.

Методи, об'єкт та предмет дослідження. У багатьох випадках фізичний або натурний експеримент пов'язаний із великими фінансовими, ресурсними та часовими витратами, а в деяких випадках і зовсім нездійснений. У цих випадках для дослідження функціонування складної технічної системи, якою є роторно-поршковий двигун, доцільно використовувати метод математичного моделювання. Для дослідження змінних характеристик, режимів та параметрів роботи двигуна математичними методами має бути проведена формалізація, тобто побудована математична модель (сформована сукупність математичних формул, рівнянь та співвідношень, що описують процеси в роторно-поршковому двигуні) з подальшою реалізацією у вигляді програмного коду мовою програмування, придатної для застосування на комп'ютері. До найбільшого недоліку математичного моделювання можна зарахувати те, що реальні процеси а роторно-поршковому двигуні описуються з деякою мірою наближення, використовуючи певні припущення та граничні умови. Тому для підвищення точності та наближення математичної моделі до реальних процесів її необхідно доповнювати емпіричними даними.

Об'єктом дослідження є процеси перетворення енергії робочого тіла в роторно-поршковому двигуні. Предметом дослідження є закономірності та параметри процесів перетворення енергії стиснутого робочого тіла в роторно-поршковому двигуні.

Основний матеріал (результати). Робочий цикл роторно-поршневого двигуна складається з таких основних процесів (рис. 1):

- ділянка 1–2 відповідає процесу наповнення робочого циліндра стиснутим робочим тілом;
- ділянка 2–3 відповідає процесу розширення стиснутого повітря в робочій камері;
- ділянка 3–4 відповідає різкому падінню значення тиску робочого тіла в циліндрі двигуна в момент відкриття випускних органів (ізохорний процес);
- ділянка 4–5 відповідає процесу виштовхування залишків відпрацьованого робочого тіла з робочого циліндра;
- ділянка 5–6 відповідає процесу стиснення залишків робочого тіла у робочому циліндрі;
- ділянка 6–1 відповідає процесу миттєвого підвищення тиску в робочому циліндрі внаслідок відкриття впускних органів.

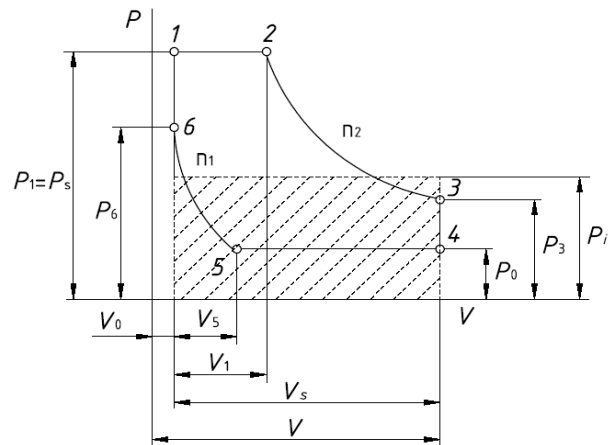


Рис. 1. Теоретична індикаторна діаграма роторно-поршневого двигуна

На теоретичній індикаторній діаграмі (рис. 1) V_0 відповідає мертвому об'єму, V_1 – об'єму наповнення, а V_s – об'єму зворотного стиснення. Тоді відношення $\varepsilon_0 = V_0/(V_s)$ називають порівняним мертвим об'ємом, $\varepsilon_1 = (V_1)/(V_s)$ – ступенем наповнення, а $\varepsilon_s = (V_s)/(V_s)$ – ступенем зворотного стиснення [14].

Індикаторна робота, яка виконується в одному циліндрі роторно-поршневого двигуна за цикл (180° повороту центрального ротора), визначається шляхом додавання робіт окремих циклів (див. рис. 1):

$$L_i^T = L_{6-1} + L_{1-2} + L_{2-3} - L_{3-4} - L_{4-5} - L_{5-6},$$

де L_{6-1} – робота процесу впуску при $V = \text{const}$; L_{1-2} – робота процесу наповнення при $P = \text{const}$; L_{2-3} – робота процесу розширення при $n_2 = \text{const}$; L_{3-4} – робота процесу випуску при $V = \text{const}$; L_{4-5} – робота процесу виштовхування при $P = \text{const}$; L_{5-6} – робота процесу зворотного стиснення при $n_1 = \text{const}$. Оскільки на ділянках 6–1 та 3–4 відсутня зміна об'єму, $L_{6-1} = 0$ та $L_{3-4} = 0$.

Значення теоретичної роботи циклу розширювальної машини можна визначити таким чином:

$$L_i^T = P_0 V_1 + \frac{P_s (V_1 + V_0)}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_1 + V_0}{V_s + V_0} \right)^{n_2 - 1} \right] - P_0 V_s - \frac{P_0 (V_5 + V_0)}{n_1 - 1} \left[\left(\frac{V_5 + V_0}{V_0} \right)^{n_1 - 1} - 1 \right].$$

Дійсна робота, яка отримана від розширення газів, та, відповідно, середній індикаторний тиск у роторно-поршковому двигуні менші за теоретичні (що виражається в округленнях індикаторної діаграми на ділянках наповнення й випуску). Це пов'язано, насамперед, із втратами повітря через ущільнення, наявністю технологічного мертвого об'єму, газодинамічними втратами впускних та випускних органів, неповнотою розширення робочого тіла та ін.

Використання більш складних математичних моделей дозволяє значно підвищити збіжність розрахункових та експериментальних показників роботи двигуна. Однак застосування будь-яких математичних моделей пов'язане з приблизним відображенням реальних фізичних процесів і потребує введення пев-

ної кількості припущень. До основних припущень при математичному моделюванні робочого процесу роторно-поршневого двигуна можна зарахувати таке:

1) процеси в робочому циліндрі можна вважати квазістаціонарними та квазірівноважними. Забезпечення цієї умови пов'язане із забезпеченням певного співвідношення розмірів робочого циліндра та частоти обертання центрального ротора. Крім того, параметри роторно-поршневого двигуна впливають на допустиме значення вибраного приросту кута повороту центрального ротора $\Delta\phi$ для кожного кроку інтегрування. Так, оптимальним значенням приросту кута повороту ротора є $\Delta\phi = 1^\circ$;

2) склад, однорідність, температура, тиск робочого тіла перед двигуном (у впускному ресивері) – сталі. Це дає змогу забезпечити чіткі вихідні дані при моделюванні;

3) при застосуванні як робочого тіла стиснутого повітря наявність парів масла та вологи є незначним і не впливає на значення ентальпії і зміну внутрішньої енергії робочого тіла;

4) зміна тиску у процесі відкриття впускних або випускних отворів газообміну відбувається миттєво;

5) теплопередача від робочого тіла в циліндрі двигуна відбувається при однаковій інтенсивності процесу на всіх напрямках. Причому не враховується можливе місцеве змінення коефіцієнтів тепловіддачі й локальних температур поверхонь, а використовуються середні значення;

6) втрати робочого тіла через нещільності робочого циліндра досить незначні та оцінюються емпіричним коефіцієнтом втрат;

7) центральний вал роторно-поршневого двигуна обертається рівномірно без коливань;

8) механічні втрати під час визначення ефективних показників оцінюються механічним ККД.

Основні процеси робочого циклу роторно-поршневого двигуна нової конструкції доцільно відобразити у вигляді індикаторної діаграми, побудова якої безпосередньо пов'язана з визначенням тиску в циліндрі у відповідних процесах робочого циклу двигуна. З практичної точки зору більш раціональним є використання диференціального рівняння швидкості зміни тиску в узагальненому вигляді [15], тобто рівняння, яке описує всі процеси одночасно.

Так, як і для двигунів внутрішнього згоряння, в основі побудови математичної моделі лежить застосування першого закону термодинаміки щодо виділеного об'єму [15–17]. З урахуванням того, що в роторно-поршневому двигуні не відбувається процес згоряння, температура робочого тіла змінюється в досить вузькому діапазоні. Крім того, якщо не враховувати різницю між істиною та середньою ізохорними теплоємностями робочого тіла та знехтувати втратами робочого тіла через нещільності робочого циліндра, рівняння може набути досить спрощеної форми. Так, диференціальне рівняння швидкості зміни тиску в узагальненому вигляді

$$\frac{dp}{d\phi} = p \left(\frac{\sum_1^n dI_j}{c_v TM} - k \frac{d \ln V}{V d\phi} - \frac{\sum_1^{n_2} dQ_{cti}}{c_v TM} \right),$$

де dQ_{cti} – обмін теплоти зі стінками теплосприймаючих поверхонь; k – показник адиабати; dI_j – елементарна ентальпія мас, що надходять або залишають циліндр; M – маса робочого тіла в циліндрі; p – тиск робочого тіла у циліндрі; V – об'єм.

Елементарна ентальпія мас, що надходять або залишають циліндр роторно-поршневого двигуна, обчислюється таким чином:

$$\sum_1^n \frac{dI_j}{d\phi} = \sum_1^n c_{pmj} T_j \frac{dM_j}{d\phi},$$

де c_{pmj} – питома ізобарна середня теплоємність робочого тіла, що надходить або залишає циліндр; T_j – температура робочого тіла; dM_j – елементарна маса, що надходить або залишає циліндр.

З метою визначення складників теплообміну робочого тіла з різними поверхнями використовується рівняння Ньютона–Ріхмана. У загальному вигляді рівняння обміну теплоти зі стінками теплосприймаючих поверхонь можна записати як

$$dQ = \sum_1^n \frac{dQ_{cti}}{d\phi} = \sum_1^n \alpha_{ti} F_i (T - T_{cti}) \frac{1}{\delta_n},$$

α_{ti} – коефіцієнт тепловіддачі від робочого тіла до i -ї теплосприймаючої поверхні; F_i – площа i -ї поверхні; T_{cti} – температура i -ї теплосприймаючої стінки; n – частота обертання вихідного ротора; ϕ – змінне значення кута повороту вихідного ротора двигуна.

У рівнянні Ньютона–Ріхмана найбільш складним є визначення коефіцієнта тепловіддачі від робочого тіла до теплосприймаючої поверхні α_{ti} . Значення коефіцієнта тепловіддачі напряму залежить від багатьох чинників: наприклад, від властивостей робочого тіла, режиму та характеру його течії, параметрів і матеріалів поверхонь теплообміну та інших факторів. Нині існує багато емпіричних залежностей для визначення коефіцієнта тепловіддачі для різних типів двигунів. Для розрахунку поршневих та ротаційних компресорів найбільш поширеними є формули Чіркова, Тейлора, Гагаріна, Фотіна та ін. Оскільки роторно-поршневий двигун є розширювальною машиною об'ємної дії, найбільш придатною є залежність, запропонована А.І. Прилуцьким [18–20]. Так, у загальному вигляді формула Прилуцького

$$\alpha_{ti} = \lambda_i \left(\frac{\rho_i}{\mu_i} \right)^x W_i^x D_{екв}^{1-x},$$

де λ_i – коефіцієнт теплопровідності; μ_i – динамічна в'язкість; $D_{екв}$ – еквівалентний діаметр циліндра; W_i – умовна швидкість робочого тіла у робочому циліндрі; x – емпіричний коефіцієнт (рекомендовано 0,4–0,6).

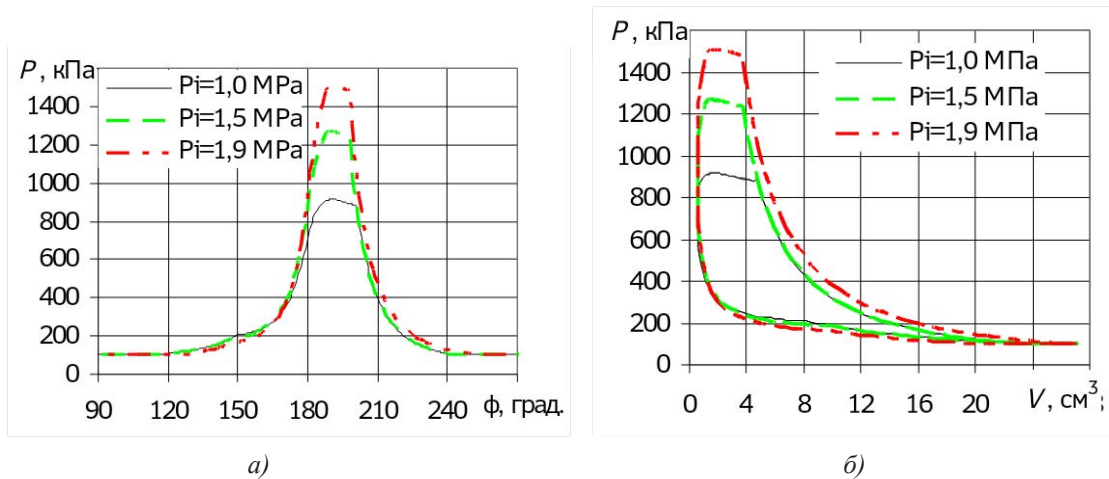


Рис. 2. Індикаторні діаграми роторно-поршневого двигуна при різному значенні тиску робочого тіла на вході у двигун: а) розгорнута; б) згорнута

Змінний об'єм циліндра залежно від кута повороту колінчастого вала визначається за формулою [21]

$$V(\phi) = V_s \left(\frac{1}{\varepsilon - 1} + a_0 - [a_1 \cos(2\phi) + a_2 \cos(4\phi) - a_3 \cos(6\phi) + a_4 \cos(8\phi)] \right),$$

де V_s – робочий об'єм циліндра ($V_s = V - V_0$); a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 – коефіцієнти гармонічного ряду; $\varepsilon = V/V_0$ – ступінь стиснення (відношення повного об'єму циліндра до мертвого об'єму).

З огляду на те, що ε – величина стала, приріст об'єму циліндра

$$dV = V_s (2a_1 \sin(2\phi) + 4a_2 \sin(4\phi) - 6a_3 \sin(6\phi) + 8a_4 \sin(8\phi)) d\phi$$

Порівняна зміна об'єму циліндра визначається за формулою

$$\frac{dV}{Vd\phi} = \frac{(2a_1 \sin(2\phi) + 4a_2 \sin(4\phi) - 6a_3 \sin(6\phi) + 8a_4 \sin(8\phi))}{\left(\frac{1}{\varepsilon - 1} + a_0 - [a_1 \cos(2\phi) + a_2 \cos(4\phi) - a_3 \cos(6\phi) + a_4 \cos(8\phi)] \right)}$$

У процесі реалізації математичної моделі робочого циклу роторно-поршневого двигуна нової конструкції використовувався широко відомий та поширений метод Ейлера. Метод має задовільну збіжність та дає достатньо точні результати при моделюванні.

На рис. 2 подано результати математичного моделювання у вигляді розгорнутих та згорнутих індикаторних діаграм, а на рис. 3 – індикаторних показників роторно-поршневого двигуна залежно від тиску робочого тіла в ресивері. Для розрахунку було взято роторно-поршневий двигун із такими параметрами:

- діаметр циліндра 44 мм;
- хід поршня 17,5 мм;
- кількість циліндрів 12;
- робочий об'єм 320,6 см³;
- порівняний мертвий об'єм 0,015;
- частота обертання вихідного вала $n = 500$ об/хв;
- тиск на вході в двигун 1,0–1,9 МПа;
- температура робочого тіла на вході 283 К.

Під час комп'ютерного моделювання на базі розробленої математичної моделі роторно-поршневого двигуна змінювалися значення тиску в ресивері

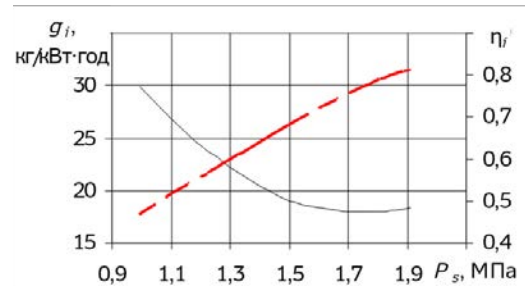


Рис. 3. Вплив величини тиску на вході в роторно-поршневий двигун на індикаторні показники

рі та ступінь наповнення циліндра. Так, згідно з рис. 3 зі збільшенням тиску спостерігаються зменшення питомої витрати стиснутого робочого тіла та збільшення індикаторного ККД, що не суперечить відомим експериментальним даним.

Обговорення отриманих результатів. Розроблена математична модель робочого циклу роторно-поршневого двигуна, яка побудована на базі фундаментальних рівнянь термодинаміки, газової динаміки, тепло- та масообміну, є адекватною та відображає основні процеси, що проходять у робочому циліндрі, оскільки в ній ураховані основні особливості нової конструкції. Однак поняття адекватності не має якісного вимірювання та не дає кількісної оцінки точності реалізації адекватної реальному об'єкту концептуальної математичної моделі на ЕОМ. При цьому реалізована програма розрахунку на ЕОМ повинна не містити помилок, мати правильні вихідні й початкові дані та не мати збоїв і помилок при виконанні розрахунку. З огляду на це математична модель робочого циклу роторно-поршневого двигуна є достовірною, оскільки її концептуальна модель адекватна реальному двигуну, математичний опис адекватний концептуальній моделі, а точність реалізації на ЕОМ відповідає заданій точності розрахунку (похибка отриманих результатів не перевищують допустимих значень).

Для перевірки адекватності математичної моделі робочого циклу роторно-поршневого двигуна необхідно на базі відомих вихідних даних провести розрахунок та порівняння змодельованих й експериментально отриманих даних. Тому на базі машинобудівного підприємства ТОВ «Мотор-Плюс» сумісно із Центром перспективних енергетичних технологій та кафедрою «Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація» Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова розроблено та створено експериментальний стенд для випробувань і досліджень дослідного зразка роторно-поршневого двигуна, що в подальшому дасть змогу провести кількісну оцінку моделі.

ВИСНОВКИ

1. Подана математична модель робочого циклу роторно-поршневого двигуна нової конструкції дає змо-

гу розраховувати і досліджувати параметри процесів, що відбуваються в циліндрі, проводити оптимізацію експлуатаційних та ефективних характеристик двигуна в широкому діапазоні режимних параметрів.

2. Розроблена модель робочого циклу дає змогу проводити первинну оцінку ефективності енергоперетворення на стадії проектування роторно-поршневого двигуна, а також визначати раціональне співвідношення параметрів робочого тіла на вході у двигун та параметрів робочого процесу для забезпечення високих ефективних показників двигуна на всіх режимах його експлуатації.

3. Хоча розроблена математична модель робочого циклу побудована на базі фундаментальних рівнянь, із метою підвищення її точності, чутливості та розширення діапазону використання вона потребує доповнення емпіричними даними й залежностями.

Список літератури:

- [1] Воронков А.И., & Никитченко И.Н. (2015). Рабочий процесс автомобильного пневмодвигателя : монография. Харьков : ХНАДУ, 2015.
- [2] Воронков О.И. Методология организации рабочего процесса пневмодвигуна комбінованої енергетичної установки міського автомобіля : дис. ... доктора технічних наук : 05.05.03. Харків, 2017.
- [3] Крамской А.В., Кудрявцев И.Н., & Адаменко Н.И. (2012). Математическое моделирование рабочего цикла перспективного пневматического двигателя. *Проблемы машиностроения*, Т. 15. № 5-6. 2012. С. 7–84.
- [4] Qihui, Yu, & Maolin, Cai (2015). Experimental Analysis of a Compressed Air Engine. *Journal of Flow Control, Measurement & Visualization*, 3, 144–153. URL: <http://dx.doi.org/10.4236/jfcmv.2015.34014>.
- [5] Bhardwajsinh, Mahida, & Dipak, C. Gosai. (2015). An Experimental Study on I.C. Engine Using Compressed Air as Alternate of Fuel. *International Journal of Science and Research (IJSR)*. Vol. 4. № 12. С. 1787–1791.
- [6] Воронков А.И. Влияние подогрева воздуха на эффективные показатели рабочего процесса пневмодвигателя. *Двигатели внутреннего сгорания : Всеукр. науч.-техн. журн. НТУ «ХПИ»*. 2016.
- [7] Воронков А.И. Влияние подогрева сжатого воздуха на эксергетический эффективный КПД и надежность работы автомобильного пневматического двигателя. *Вестник ТАДИ : науч.-техн. журн.* 2016. № 2/3. С. 42–46.
- [8] Воронков А.И. Изменение по скоростным характеристикам показателей рабочего процесса при подогреве сжатого воздуха на входе в пневмодвигатель. *Вестник ХНАДУ*. 2015. № 71. С. 13–16.
- [9] Воронков А.И. Изменение энергетических индикаторных показателей пневмодвигателя по скоростным характеристикам без подогрева заряда на впуске. *Автомобильный транспорт : сборник науч. тр. ХНАДУ*. 2014. № 35. С. 94–99.
- [10] Воронков А.И., Тесленко Э.В., & Удовик Т.А. Определение минимально необходимого подогрева сжатого воздуха на входе в автомобильный пневмодвигатель при различных условиях эксплуатации. *Вестник ХНАДУ*. 2016. № 75. С. 100–108.
- [11] Akif, Kunt M. (2016). Transformation of a Piston Engine into a Compressed Air Engine with Rotary Valve. *SSRG International Journal of Mechanical Engineering (SSRG – IJME)*, Vol. 3. № 11. P. 1–5.
- [12] Venkatesh, Boddapati, Vinod, S.V.V., & Babu, M. Dora (2015). Air Powered Vehicle – An Eco Friendly Engine. *International Journal of IT, Engineering and Applied Sciences Research (IJEASR)*, Vol. 4, 1, January. 29–33.
- [13] Воронков О.И., Лісіна О.Ю. & Нікітченко І.М. (2014). Визначення часу перетину в золотниковому розподільнику пневмодвигуна. *Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. ХНАДУ*. 2014. № 34. С. 39–43.
- [14] Туренко А.Н., Богомолов В.А., Абрамчук Ф.И., Харченко А.И. & Шилов А.И. О выборе параметров поршневого пневмодвигателя, работающего в составе гибридной энергоустановки автомобиля. *Автомобильный транспорт*. 2008. № 22. С. 7–13.
- [15] Мінчев Д.С. Підвищення ефективності дизельних безштанунних двигунів шляхом удосконалення схем та параметрів системи наддуву : автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки». Миколаїв, 2010.
- [16] Шокотов Н.К. *Основы термодинамической оптимизации транспортных дизелей*. Харьков : Вища школа, Изд-во при Харьк. ун-те, 1980.
- [17] Петриченко Р.М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания : учеб. пособие. Ленинград : Изд-во Ленингр. ун-та, 1983.

- [18] Прилуцкий И.К., Прилуцкий А.И., Короткая И.П., Корнев В.В., Молодов М.А., Галяев П.О. & Сназин А.А. Анализ процессов теплообмена в ступени высокооборотного поршневого детандера. *Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование»*. 2015. № 2. С. 81–91.
- [19] Прилуцкий А.И., Прилуцкий И.К. & Иванов Д.Н. [и др.] Теплообмен в ступенях машин объёмного действия. Современный подход. *Компрессорная техника и пневматика*. 2009. № 2. С. 16–23.
- [20] Прилуцкий А.И., Прилуцкий И.К. & Демаков А.С. Анализ процессов теплообмена в ступени поршневого компрессора на основе расчетных циклов в $T-s$ - и $h-m$ -координатах. *КТиПн*. 2009. № 1. С. 14–18.
- [21] Ткач М.Р., Митрофанов О.С. & Познанський А.С. Особливості кінематики роторно-поршневого двигуна нової конструкції. *Двигатели внутреннего сгорания : Всеукраинский научно-технический журнал*. 2019. № 2. С. 31–35.

© О. С. Митрофанов