

вибрационных площадок с двухчастотными пространственными колебаниями / А.Г. Маслов, А.Ф. Иткин // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Харьков, 2007. – Вып. 38. – С. 39 – 44. 6. Нестеренко М.П. Дослідження руху віброплощадки із циліндричними та конічними опорами / М.П. Нестеренко, Т.О. Склярєнко, С.М. Малинський // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2009. – Вип. 23, т. 2. – С. 56 – 62. 7. Емельяненко Н.Г. Аспекты динамики виброформовочных машин с приводами, включающими элементы текучей среды // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. Збірник наукових праць. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2006. – № 30. – С. 128–133. 8. Емельяненко Н.Г. Аналитическое определение коэффициентов жёсткости пневмоупругих элементов вибрационных машин // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ, 2006. Вип. 36. – С. 216–219. 9. Емельяненко Н.Г. Обоснование выбора соотношений параметров пневмопривода вибромашины // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА ХОТВ АБУ, 2007. Вип.42. – С. 137–140. 10. Емельяненко Н.Г. Трактовка результатів експериментальних досліджень виброустановки с пневматическим приводом // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ, 2009. Вип. 52. – С. 352–356.

УДК 621.914

І.В. КУЗЬО, Ю.П. ШОЛОВІЙ, М.Л. БІЛЯВСЬКИЙ
Національний університет “Львівська політехніка”

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ МАШИНИ НА БАЗІ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

© Кузьо І.В., Шоловій Ю.П., Білявський М.Л., 2011

Запропоновано математичну модель роботи когенераційної машини на базі двигуна внутрішнього згорання, яка дає можливість розрахувати основні параметри стану робочого тіла (тиск, температура) у будь-який момент часу функціонування машини.

The mathematical model of work cogeneration machine on the basis of an internal combustion engine is offered gives the chance calculation key parameters of a condition working body (pressure, temperature) in defined the moment of time of functioning of the machine are created.

Постановка проблеми. Основним напрямом розвитку вітчизняної промисловості є розвиток нових або вдосконалення відомих енергозбережних технологій з метою зменшення собівартості виробництва продукції та підвищення продуктивності машин, призначених для генерування теплової та електричної енергії. Сучасний стан обладнання енергопостачальних підприємств не дає можливості раціонально використовувати паливно-енергетичні ресурси, що призводить до низького коефіцієнта корисної дії залучених машин та рентабельності усього виробничого процесу. Це пов'язано з тим, що в найближчі роки настає термін виведення з експлуатації основних енергогенерувальних машин, які були побудовані в кінці минулого століття. Особливо актуальна така проблема для комунальної теплоенергетики, де експлуатується 26430 котелень із критичним технічним станом обладнання і забезпечується тепловою та електричною енергією близько 55 % житлового фонду та установ бюджетної сфери [1–5]. Посилює енергетичну залежність

теплоенергетичної промисловості і той факт, що переважна кількість генерувального обладнання працює на природному газі, який імпортується. Тому вкрай актуальним загальнодержавним завданням є модернізація теплоенергетичної промисловості з метою раціонального використання паливних ресурсів та підвищення її ефективності загалом. Велика увага приділяється когенерації – технології одночасного виробництва теплової та електричної енергії за рахунок використання одного первинного джерела енергії [1–11].

Наукові досягнення всесвітньо відомих вчених Б.І. Басок, Л.С. Беляєва, Л.М. Єршоміна, І.М. Карпа, І. Класена, Д.А. Коломейка, А.Н. Криволапова, А.М. Коваля, Л.М. Кужель, А.В. Лагерєва, Г.М. Лісової, В.В. Лобода, В.І. Мялковський, Е.П. Островський, В.В. Посекаліна, В.Ф. Рєзцова, В.П. Сала, А.В. Степанова, І.І. Стоянова, М.І. Сульжика, М.М. Тимошенка, М.А. Чехлатого, В.Д. Шепеля, М. De Lucia, R. Bronconi, E. Carnevale, B. Erlach, G. Tsatsaronis, F. Cziesla в області розроблення енергозбережливих технологій свідчать, що необхідно шукати шляхи підвищення ефективності машин для когенерації теплової та електричної енергії [1–11].

Встановлено, що найефективніший варіант когенераційної машини на базі двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ), що пояснюється його високим коефіцієнтом корисної дії – до 90 %, а також мінімальним впливом на навколишнє середовище за критерієм рівня шуму та викидів у атмосферу продуктів згорання [1–13]. Крім того, стало відомо, що потенціал підвищення коефіцієнта корисної дії когенераційної машини на базі двигуна внутрішнього згорання криється у використанні теплоти відпрацьованих газів, зменшенні втрат на охолодження та неповноту згорання палива. Одночасно зазначимо, що в контексті світової енергетичної кризи найперспективнішим видом палива для сучасних когенераційних машин має бути природний газ.

Сьогодні набули поширення когенераційні машини на основі двигуна внутрішнього згорання [1–13], які складаються з газопоршневого двигуна з електрогенератором, охолоджувачами газоповітряної суміші, мастила та води внутрішнього контуру двигуна, теплового насоса, теплообмінника-утилізатора теплоти відпрацьованих газів двигуна, системи трубопроводів і газоходів. Недоліками таких когенераційних машин є необхідність застосування окремого теплового насоса з приводом від двигуна внутрішнього згорання або з електроприводом, що призводить до зменшення коефіцієнта корисної дії такої машини, збільшення її металоємкості, вартості виготовлення та обслуговування.

Завдання проектування машини на базі чотирициліндрового двигуна внутрішнього згорання для одночасної генерації теплової та електричної енергії з метою підвищення коефіцієнта корисної дії порівняно з аналогами [12] автори статті в роботі [13] запропонували вирішити, забезпечивши використання двома циліндрами двигуна внутрішнього згорання, як робочого тіла, відпрацьованих газів, отриманих з двох інших циліндрів з одночасною утилізацією теплоти відпрацьованих газів у теплообмінниках – теплоутилізаторах, що дасть змогу підвищити коефіцієнт корисної дії та спростити конструкцію когенераційної машини.

На підставі висунутої гіпотези запропоновано принцип роботи такої когенераційної машини (рис. 1).

Машини на базі чотирициліндрового двигуна внутрішнього згорання для одночасної генерації теплової та електричної енергії складається з двигуна внутрішнього згорання 1, електрогенератора 2, теплоутилізатора 3, теплообмінника-утилізатора 4, пристрою підготовки паливної суміші 5, триходового клапана-термостата 6, циркуляційних насосів 7 і 8, патрубків 9 і 10, патрубка викидних газів 11. Когенераційна машина функціонує так: у чотирициліндровий двигун внутрішнього згорання 1 по трубопроводу пристрою підготовки паливної суміші 5 паливо надходить у два циліндри, які, перетворюючи теплову енергію палива, виробляють механічну енергію, що передається по валу до електрогенератора 2 для виробництва електроенергії. Гарячі відпрацьовані гази, що вивільнюються з циліндрів, по трубопроводу потрапляють у теплоутилізатор 3, де втрачають більшу частину теплової енергії з 700 °С до 100 °С, засмоктуються через трубопроводи іншими циліндрами, що працюють у

компресорному режимі. Відпрацьовані гази через патрубок 11 виходять назовні. Під час роботи циліндрів двигуна утворюється надлишкова тепла енергія, що відводиться охолоджувальною рідиною системи охолодження двигуна внутрішнього згорання циркуляційним насосом 7. Через триходовий клапан-термостат 6 нагріта до 85°C охолоджувальна рідина потрапляє у теплообмінник-утилізатор 4, де передає теплову енергію рідині контуру системи тепломережі патрубками 9 і 10. Циркуляцію рідини забезпечує циркуляційний насос 8 з електроприводом. Надлишкова механічна енергія, що виробляється під час роботи двигуна 1, передається електрогенератору 2, який забезпечує роботу систем життєзабезпечення установки, а також зовнішнім споживачам для використання електроенергії. Висувається гіпотеза, що у результаті стиснення відпрацьованих газів понижується температура відпрацьованих газів, які викидаються в атмосферу. Це свідчить про високий коефіцієнт перетворення енергії у цій когенераційній машині та підвищення коефіцієнта корисної дії за критерієм виробництва теплової енергії.

Для обґрунтування доцільності гіпотези слід розробити теоретичні основи підвищення коефіцієнта корисної дії когенераційної машини (рис. 1).

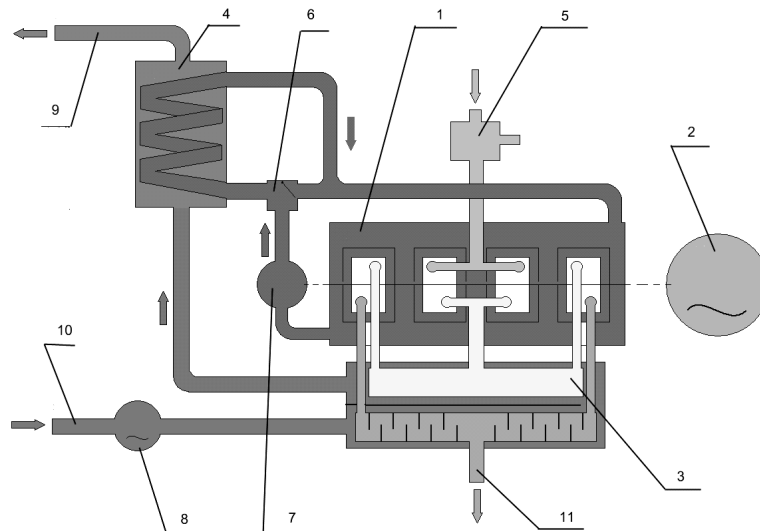


Рис. 1. Схема когенераційної машини на базі чотирициліндрового двигуна внутрішнього згорання для одночасної генерації теплової та електричної енергії

Формулювання мети дослідження полягає у розробленні загальної математичної моделі роботи когенераційної машини на основі двигуна внутрішнього згорання з метою теоретичного обґрунтування підвищення коефіцієнта корисної дії.

Виклад основного матеріалу. Відповідно до викладеного вище принципу роботи машини на базі чотирициліндрового двигуна внутрішнього згорання для одночасної генерації теплової та електричної енергії сформуємо комплексну термодинамічну модель роботи такої машини (рис. 2).

На основі запропонованої моделі (рис. 2) встановимо взаємозв'язки між основними етапами роботи машини на базі чотирициліндрового двигуна внутрішнього згорання.

Паливна суміш, яка підготована у блоці підготовки паливної суміші I, з характеристиками стану V_n, T_n, P_n – відповідно об'ємом, температурою та тиском надходить у два циліндри 2 та 3 чотирициліндрового двигуна внутрішнього згорання II, де після проходження традиційних чотирьох тактів утворюються відпрацьовані гази, які відповідно із характеристиками стану $V_{вих2}, T_{вих2}, P_{вих2}$ та $V_{вих3}, T_{вих3}, P_{вих3}$ потрапляють у теплоутилізатор 6, де віддають частину теплової

енергії охолоджувальної рідини і з параметрами стану $V_{ex1}, T_{ex1}, P_{ex1}$ та $V_{ex4}, T_{ex4}, P_{ex4}$ потрапляють відповідно у 1 та 4 циліндр двигуна внутрішнього згорання II. У циліндрах 1 та 4 проходять процеси впуску, стиску та розширення – випуску стиснутих відпрацьованих газів з параметрами стану $V_{вих1}, T_{вих1}, P_{вих1}$ та $V_{вих4}, T_{вих4}, P_{вих4}$ у теплоутилізатор 7, де віддають частину накопиченої теплової енергії воді з параметрами стану V_e, T_e, P_e .

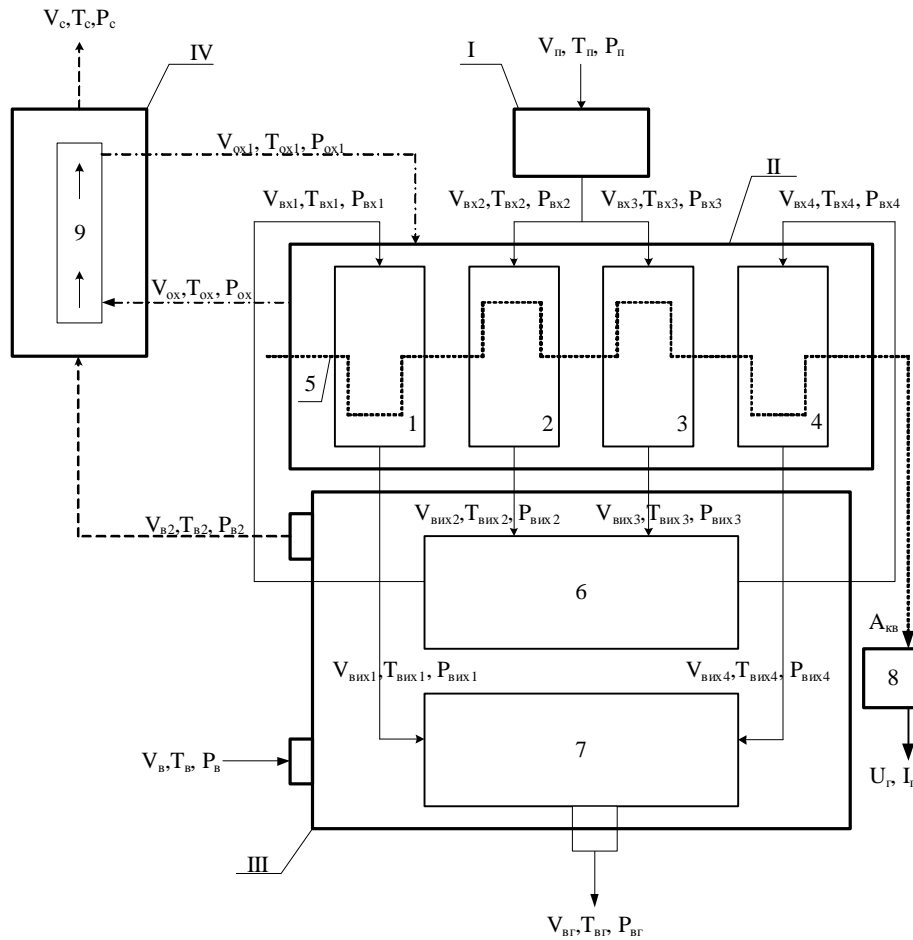


Рис. 2. Схема термодинамічної моделі роботи когенераційної машини на базі двигуна внутрішнього згорання (I – блок підготовки паливної суміші; II – двигун внутрішнього згорання; III – комбінований теплоутилізатор; IV – теплообмінник)

Зазначимо, що в процесі роботи двигуна внутрішнього згорання накопичена механічна енергія $A_{кв}$ через колінчастий вал 5 передається генератору 8 для виробництва електричної енергії з параметрами напруги U_r та сили струму I_r . Нагріта вода в процесі теплообміну між теплоутилізатором 7 з параметрами стану V_{e1}, T_{e1}, P_{e1} вступає в теплообмін з теплоутилізатором 6, після чого виходить із комбінованого теплоутилізатора III з параметрами стану V_{e2}, T_{e2}, P_{e2} .

Вода після комбінованого теплоутилізатора III подається в теплообмінник IV, де відбувається теплообмін між водою з параметрами стану V_{e2}, T_{e2}, P_{e2} та оптимальною кількістю охолоджувальної рідини сорочки охолодження двигуна внутрішнього згорання I з параметрами стану V_{ox}, T_{ox}, P_{ox} , яка міститься у трубопроводі 9. Після теплообміну у теплообміннику IV відібрана кількість охолоджувальної рідини сорочки охолодження двигуна внутрішнього згорання поверта-

ється назад з параметрами стану $V_{ox1}, T_{ox1}, P_{ox1}$, нагріта вода з параметрами стану V_c, T_c, P_c надходить споживачу.

Для встановлення зв'язків між основними стадіями роботи машини на базі чотирициліндрового двигуна внутрішнього згорання для одночасної генерації теплової та електричної енергії, відповідно до термодинамічної моделі (рис. 2), прийемо коефіцієнт передачі зв'язку між параметрами стану робочого тіла для l системи та i -го етапу роботи машини K_i^l , який можна записати у загальній формі:

$$K_i^l = \left\{ \left[\frac{V_i}{V_{i-1}} \right]; \left[\frac{T_i}{T_{i-1}} \right]; \left[\frac{P_i}{P_{i-1}} \right] \right\}, \quad (1)$$

де $V_{i-1}, T_{i-1}, P_{i-1}, V_i, T_i, P_i$ – відповідно значення параметрів стану об'єму, тиску, температури робочого тіла на попередньому ($i-1$) та на кінцевому (i) етапі роботи машини.

Для початкової стадії роботи машини, коли паливна суміш з характеристиками стану V_n, T_n, P_n надходить у два циліндри 2 та 3 чотирициліндрового двигуна внутрішнього згорання II (рис. 2.2), де, після проходження традиційних чотирьох тактів, утворюються відпрацьовані гази відповідно з характеристиками стану $V_{вих2}, T_{вих2}, P_{вих2}$ та $V_{вих3}, T_{вих3}, P_{вих3}$, можна, відповідно до (1), записати математичні залежності, які характеризуватимуть коефіцієнт передачі зв'язку на кожному етапі окремо:

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{123}^{II} = \left\{ \left[\frac{V_{ен}}{V_n} \right]; \left[\frac{T_{ен}}{T_n} \right]; \left[\frac{P_{ен}}{P_n} \right] \right\}; \\ K_{223}^{II} = \left\{ \left[\frac{V_c}{V_{ен}} \right]; \left[\frac{T_c}{T_{ен}} \right]; \left[\frac{P_c}{P_{ен}} \right] \right\}; \\ K_{323}^{II} = \left\{ \left[\frac{V_3}{V_c} \right]; \left[\frac{T_3}{T_c} \right]; \left[\frac{P_3}{P_c} \right] \right\}; \\ K_{423}^{II} = \left\{ \left[\frac{V_p}{V_3} \right]; \left[\frac{T_p}{T_3} \right]; \left[\frac{P_p}{P_3} \right] \right\}; \\ V_{вих2} = V_{вих3} = V_p; T_{вих2} = T_{вих3} = T_p; P_{вих2} = P_{вих3} = P_p, \end{array} \right. \quad (2)$$

де $V_{ен}, T_{ен}, P_{ен}; V_c, T_c, P_c; V_3, T_3, P_3; V_p, T_p, P_p$ – відповідно об'єм, температура, тиск у кінці впуску, стиснення, згорання та розширення, що відбувається в циліндрах 2 та 3 двигуна внутрішнього згорання I.

Виконавши перетворення у виразах (2), можна встановити взаємозв'язок між основними етапами початкової стадії роботи машини на базі чотирициліндрового двигуна внутрішнього згорання (рис. 2):

$$\left\{ \begin{array}{l} [V_{ен}, T_{ен}, P_{ен}] = K_{123}^{II} \cdot [V_n, P_n, T_n]; \\ [V_c, T_c, P_c] = K_{123}^{II} \cdot K_{223}^{II} \cdot [V_n, P_n, T_n]; \\ [V_3, T_3, P_3] = K_{123}^{II} \cdot K_{223}^{II} \cdot K_{323}^{II} \cdot [V_n, P_n, T_n]; \\ [V_p, T_p, P_p] = K_{123}^{II} \cdot K_{223}^{II} \cdot K_{323}^{II} \cdot K_{423}^{II} \cdot [V_n, P_n, T_n]; \\ V_{вих2} = V_{вих3} = V_p; T_{вих2} = T_{вих3} = T_p; P_{вих2} = P_{вих3} = P_p, \end{array} \right. \quad (3)$$

Припустимо, що в процесі реалізації чотирьох тактів двигуна внутрішнього згорання суміш палива (природний газ та повітря) і відпрацьовані гази є ідеальними газами, тобто молекули такого

газу розглядають як матеріальні точки, що не взаємодіють між собою та не мають об'єму. В такому випадку справедливий закон Клайперона [14–16]:

$$P \cdot V = C \cdot (1 + a \cdot T), \quad (4)$$

де C – стала величина для ідеального газу, залежить від молярної маси; a – коефіцієнт.

З урахуванням виразу (4) можна записати систему рівнянь (3) для випадку визначення $V_p = V_{вих2} = V_{вих3}$:

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{123}^{IV} = \frac{(1 + a_n \cdot T_{en}) / P_{en}}{V_n}; \\ K_{223}^{IV} = \frac{(1 + a_n \cdot T_c) / P_c}{(1 + a_n \cdot T_{en}) / P_{en}}; \\ K_{323}^{IV} = \frac{(1 + a_{62} \cdot T_3) / P_3}{(1 + a_n \cdot T_c) / P_c}; \\ K_{423}^{IV} = \frac{(1 + a_{62} \cdot T_p) / P_p}{(1 + a_{62} \cdot T_3) / P_3}; \\ V_p = V_{вих2} = V_{вих3} = K_{123}^{IV} \cdot K_{223}^{IV} \cdot K_{323}^{IV} \cdot K_{423}^{IV} \cdot V_n \end{array} \right. \quad (5)$$

Керуючись основними положеннями теорії конструювання двигунів внутрішнього згорання [14–16], з'ясуємо взаємозв'язок між параметрами стану палива, що подається в когенераційну машину, та параметрами стану робочого тіла в кінці процесів впуску, стиснення, згорання та розширення у циліндрах 2 та 3 двигуна внутрішнього згорання I (рис. 2).

Відповідно до [14–16] тиск та температуру в кінці процесу впуску рекомендується визначати за формулами:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{en} = P_{oc} \frac{e - 1}{e} \cdot h_v \cdot \frac{T_{oc} + \Delta t}{T_{oc}} + \frac{P_r}{e}; \\ T_{en} = \frac{T_{oc}}{(1 + g_i) \cdot h_v} \cdot \frac{e}{e - 1} \cdot \frac{P_{en}}{P_{oc}}; \\ g_r = \frac{T_{oc} + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{P_r}{e \cdot P_{en} - P_r}; \\ P_r = 1,05 \cdot P_{oc}, \end{array} \right. \quad (6)$$

де P_{oc}, T_{oc} – відповідно тиск та температура навколишнього середовища; e – дійсний ступінь стиску; h_v – коефіцієнт наповнення, відповідно до рекомендацій [14–16] приймається 0,85; Δt – величина підігріву свіжого заряду, відповідно до рекомендацій [14–16] приймається 20 К; P_r, T_r – відповідно тиск та температура залишкових газів; g_r – коефіцієнт залишкових газів.

Згідно з [14–16] тиск та температуру в кінці процесу стиснення рекомендується визначати за формулами:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_c = P_{en} \cdot e^{n_1}; \\ T_c = T_{en} \cdot e^{n_1 - 1}, \end{array} \right. \quad (7)$$

де n_1 – показник політропи стиску.

Відповідно до [14–16] тиск та температуру в кінці процесу згорання рекомендується визначати згідно з виразами:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_3 = l \cdot P_c; \\ T_3 = \left(\frac{x \cdot h_u}{M_1(1+g)} + (mc_v^1 + 8,314 \cdot l) \cdot T_c \right) / (m \cdot (mc_v + 8,314)); \\ M_1 = b \cdot \left(\frac{(g_c/12) + (g_u/4) - (g_0/32)}{0,21} \right); \\ mc_v^1 = 20,16 + 1,74 \cdot 10^3 \cdot T_c; \\ mc_v = \left(20,1 + \frac{0,92}{a} \right) + \left(1,55 + \frac{1,38}{a} \right) \cdot 10^{-3} T_3; \\ m = \frac{m_0 + g}{1 + g}, \end{array} \right. \quad (8)$$

де l – ступінь підвищення тиску; x – коефіцієнт використання теплоти, відповідно до рекомендацій [14–16] приймається 0,75; h_u – нижча теплота згорання палива; mc_v^1 – середня мольна теплоємність свіжого заряду палива; m – дійсний коефіцієнт молекулярної зміни; b – коефіцієнт надлишку повітря.

Відповідно до [14–16] тиск та температуру в кінці процесу розширення рекомендується визначати за формулами:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{вих2} = P_{вих3} = P_p = \frac{P_3}{d^{n_2}}; \\ T_{вих2} = T_{вих3} = T_p = \frac{T_3}{d^{n_2-1}}; \\ d = \frac{e \cdot l \cdot T_c}{m \cdot T_3}, \end{array} \right. \quad (9)$$

де d – ступінь наступного розширення; n_2 – показник політропи розширення, відповідно до рекомендацій [14–16] приймається 1,25.

З урахуванням математичних залежностей (6 – 9) можна записати систему рівнянь (2) для визначення параметрів стану $T_{вих2} = T_{вих3}$ та $P_{вих2} = P_{вих3}$.

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{123}^{III} = \left[\frac{T_{en}}{T_n} \right] = \left[\frac{T_{oc}}{(1+g_j) \cdot h_v} \cdot \frac{e}{e-1} \cdot \frac{P_{en}}{P_{oc}} \right] \cdot \frac{1}{T_n}; K_{123}^{III} = \left[\frac{P_{en}}{P_n} \right] = \left[P_{oc} \frac{e-1}{e} \cdot h_v \cdot \frac{T_{oc} + \Delta t}{T_{oc}} + \frac{P_r}{e} \right] \cdot \frac{1}{P_n}; \\ K_{223}^{III} = \left[\frac{T_c}{T_{en}} \right] = \left[\frac{T_{en} \cdot e^{n_1-1}}{T_{en}} \right] = e^{n_1-1}; K_{223}^{III} = \left[\frac{P_c}{P_{en}} \right] = \left[\frac{P_{en} \cdot e^{n_1}}{P_{en}} \right] = e^{n_1}; \\ K_{323}^{III} = \left[\frac{T_3}{T_c} \right] = \left[\frac{\left(\frac{x \cdot h_u}{M_1(1+g)} + (mc_v^1 + 8,314 \cdot l) \cdot T_c \right) / (m \cdot (mc_v + 8,314))}{T_{en} \cdot e^{n_1-1}} \right]; \\ K_{323}^{III} = \left[\frac{P_3}{P_c} \right] = \left[\frac{l \cdot P_c}{P_c} \right] = l; K_{423}^{III} = \left[\frac{T_p}{T_3} \right] = \left[\frac{T_3}{d^{n_2-1} \cdot T_3} \right] = \frac{1}{d^{n_2-1}}; K_{423}^{III} = \left[\frac{P_p}{P_3} \right] = \left[\frac{P_3}{d^{n_2} \cdot P_3} \right] = \frac{1}{d^{n_2}}; \end{array} \right. \quad (10)$$

Тоді характеристики стану робочого тіла P та T на виході із циліндрів 2 та 3 двигуна внутрішнього згорання I (рис. 2) з урахуванням математичних залежностей (3) та (10) можна записати у вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{вих2} = T_{вих3} = \left[\frac{\left(\frac{x \cdot h_u}{M_1(1+g)} + (mc_v^1 + 8,314 \cdot 1) \cdot T_c \right) / (m \cdot (mc_v + 8,314))}{d^{n_2-1}} \right]; \\ P_{вих2} = P_{вих3} = \left[P_{oc} \frac{e-1}{e} \cdot h_v \cdot \frac{T_{oc} + \Delta t}{T_{oc}} + \frac{P_r}{e} \right] \cdot \frac{e^{n_1} \cdot l}{P_n \cdot d^{n_2}}; \end{array} \right. \quad (11)$$

З урахуванням залежностей (6 – 11) вирази (5) подамо так:

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{123}^{IV} = \frac{\left(1 + a_n \cdot \frac{T_{oc}}{(1+g_i) \cdot h_v} \cdot \frac{e}{e-1} \cdot \frac{P_{en}}{P_{oc}} \right) / \left(P_{oc} \frac{e-1}{e} \cdot h_v \cdot \frac{T_{oc} + \Delta t}{T_{oc}} + \frac{P_r}{e} \right)}{V_n}; \\ K_{223}^{IV} = \frac{(1 + a_n \cdot T_{en} \cdot e^{n_1-1})}{\left(1 + a_n \cdot \frac{T_{oc}}{(1+g_i) \cdot h_v} \cdot \frac{e}{e-1} \cdot \frac{P_{en}}{P_{oc}} \right) \cdot e^{n_1}}; \\ K_{323}^{IV} = \frac{(1 + a_{e2} \cdot T_3) \cdot e^{n_1}}{(1 + a_n \cdot T_{en} \cdot e^{n_1-1}) \cdot P_3}; \\ K_{423}^{IV} = \frac{(1 + a_{e2} \cdot (T_3 / d^{n_2-1})) \cdot d^{n_2}}{(1 + a_{e2} \cdot T_3)}; \\ V_p = V_{вих2} = V_{вих3} = \frac{(1 + a_n \cdot T_{en} \cdot e^{n_1-1})}{\left(P_{oc} \frac{e-1}{e} \cdot h_v \cdot \frac{T_{oc} + \Delta t}{T_{oc}} + \frac{P_r}{e} \right)} \cdot \frac{(1 + a_{e2} \cdot (T_3 / d^{n_2-1})) \cdot d^{n_2}}{(1 + a_n \cdot T_{en} \cdot e^{n_1-1}) \cdot P_3} \end{array} \right. \quad (12)$$

де a_n, a_{e2} – відповідно коефіцієнт для палива та відпрацьованих газів.

На наступній, першій стадії роботи запропонованої когенераційної машини (рис. 2) відпрацьовані гази надходять з циліндрів 2 та 3 з параметрами стану $V_{вих2} = V_{вих3} = V_p; T_{вих2} = T_{вих3} = T_p; P_{вих2} = P_{вих3} = P_p$ у теплоутилізатор 6, з подальшим передаванням частини теплової енергії охолоджувальній рідині, після чого з параметрами стану $V_{ex1}, T_{ex1}, P_{ex1}$ та $V_{ex4}, T_{ex4}, P_{ex4}$ подаються відповідно у 1 та 4 циліндр двигуна внутрішнього згорання II.

Аналогічно до залежностей (1)–(3) встановимо взаємозв'язки: між температурами води у комбінованому теплоутилізаторі III (рис. 2), з припущенням що в процесі теплообміну об'єм та тиск подавання води $V_e = V_{e1} = V_{e2}, P_e = P_{e1} = P_{e2}$ не змінюються, тоді отримаємо:

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{17}^{III} = \left[\frac{T_{e1}}{T_e} \right]; \\ K_{16}^{III} = \left[\frac{T_{e2}}{T_{e1}} \right]; \\ T_{e2} = K_{17}^{III} \cdot K_{16}^{III} \cdot T_e, \end{array} \right. \quad (13)$$

де T_e, T_{e1}, T_{e2} – відповідно температура води на вході у комбінований теплоутилізатор; після теплообміну з теплоутилізатором 7 та 6 (рис. 2).

Аналогічно до залежностей (1)–(3) встановимо взаємозв'язки: між основними етапами першої стадії роботи досліджуваної машини, припустивши, що під час теплообміну об'єм робочих тіл не змінюється:

$$\begin{cases} T_{ex1} = T_{ex4} = K_{26}^{III} \cdot K_{17}^{III} \cdot K_{16}^{III} \cdot T_g; \\ P_{ex1} = P_{ex4} = P_{eux2} \cdot [1 + a_{e2} (T_{eux2} - T_{ex1})]; \\ V_{ex1} = V_{ex4} = V_{eux2} = V_{eux3}; \\ P_{eux2} = P_{eux3} \end{cases} \quad (14)$$

На другому етапі роботи досліджуваної машини (рис. 2) відпрацьовані гази з теплоутилізатора 6 потрапляють у циліндри 1 та 4 двигуна внутрішнього згорання II, де відбуваються процеси впуску, стиску та розширення – випуску стиснутих відпрацьованих газів з параметрами стану $V_{eux1}, T_{eux1}, P_{eux1}$ та $V_{eux4}, T_{eux4}, P_{eux4}$ у теплоутилізатор 7, де віддають частину накопиченої теплової енергії воді з параметрами стану V_g, T_g, P_g .

Для такої послідовності подій сформуємо математичну модель взаємозв'язку між параметрами стану відпрацьованих газів, аналогічно до залежностей (2) та (3).

$$\begin{cases} K_{114}^{II} = \left\{ \left[\frac{V_{en14}}{V_{ex1} = V_{ex4}} \right]; \left[\frac{T_{en14}}{T_{ex1} = T_{ex4}} \right]; \left[\frac{P_{en14}}{P_{ex1} = P_{ex4}} \right] \right\}; \\ K_{214}^{II} = \left\{ \left[\frac{V_{c14}}{V_{en14}} \right]; \left[\frac{T_{c14}}{T_{en14}} \right]; \left[\frac{P_{c14}}{P_{en14}} \right] \right\}; \\ K_{314}^{II} = \left\{ \left[\frac{V_{p14}}{V_{c14}} \right]; \left[\frac{T_{p14}}{T_{c14}} \right]; \left[\frac{P_{p14}}{P_{c14}} \right] \right\}; \\ V_{eux1} = V_{eux4} = V_p; T_{eux1} = T_{eux4} = T_p; P_{eux1} = P_{eux4} = P_p, \end{cases} \quad (15)$$

де $V_{en14}, T_{en14}, P_{en14}$; $V_{c14}, T_{c14}, P_{c14}$; $V_{p14}, T_{p14}, P_{p14}$ – відповідно об'єм, температура, тиск в кінці впуску, стиснення та розширення, що відбувається в циліндрах 1 та 4 двигуна внутрішнього згорання I (рис. 2).

Відповідно до математичної моделі (3) встановимо взаємозв'язок між основними етапами другої стадії роботи машини на базі чотирициліндрового двигуна внутрішнього згорання (рис. 2):

$$\begin{cases} [V_{en14}, T_{en14}, P_{en14}] = K_{114}^{II} \cdot [V_{ex1} = V_{ex4}, T_{ex1} = T_{ex4}, P_{ex1} = P_{ex4}]; \\ [V_{c14}, T_{c14}, P_{c14}] = K_{114}^{II} \cdot K_{214}^{II} \cdot [V_{ex1} = V_{ex4}, T_{ex1} = T_{ex4}, P_{ex1} = P_{ex4}]; \\ [V_{p14}, T_{p14}, P_{p14}] = K_{114}^{II} \cdot K_{214}^{II} \cdot K_{314}^{II} \cdot [V_{ex1} = V_{ex4}, T_{ex1} = T_{ex4}, P_{ex1} = P_{ex4}]; \\ V_{eux1} = V_{eux4} = V_p; T_{eux1} = T_{eux4} = T_p; P_{eux1} = P_{eux4} = P \end{cases} \quad (16)$$

Керуючись рекомендованими авторами [14–16] математичними залежностями (6), (7), (9), визначимо тиск та температуру в кінці процесу впуску, стиснення та розширення на другій стадії роботи машини:

$$\begin{cases} P_{en14} = P_{ex14} \frac{e-1}{e} \cdot h_v \cdot \frac{T_{ex14} + \Delta t}{T_{ex14}} + \frac{P_r}{e}; \\ T_{en14} = \frac{T_{ex14}}{(1+g_i) \cdot h_v} \cdot \frac{e}{e-1} \cdot \frac{P_{en}}{P_{ex14}}; \\ g_r = \frac{T_{ex14} + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{P_r}{e \cdot P_{en} - P_r}; \\ P_r = 1,05 \cdot P_{ex14}, \end{cases} \quad (17)$$

де P_{ex14}, T_{ex14} – відповідно тиск та температура на вході у 1 та 4 циліндр двигуна внутрішнього згорання; e – дійсний ступінь стиску; h_v – коефіцієнт наповнення, відповідно до рекомендацій [14–16] приймаємо 0,85; Δt – величина підігрівання свіжого заряду, відповідно до рекомендацій [14–16] приймається 20 К; P_r, T_r – відповідно тиск та температура залишкових газів; g_r – коефіцієнт залишкових газів.

Відповідно до [14–16] тиск та температуру в кінці процесу стиснення рекомендується знаходити за виразами:

$$\begin{cases} P_c = P_{en14} \cdot e^{n_1}; \\ T_c = T_{en14} \cdot e^{n_1-1}, \end{cases} \quad (18)$$

де n_1 – показник політропи стиску.

Відповідно до [14–16] тиск та температуру в кінці процесу згорання рекомендується визначати за формулами:

$$\begin{cases} P_3 = l \cdot P_c; \\ T_3 = \left(\frac{x \cdot h_u}{M_1(1+g)} + (mc_v^1 + 8,314 \cdot l) \cdot T_c \right) / (m \cdot (mc_v + 8,314)); \\ M_1 = b \cdot \left(\frac{(g_c/12) + (g_n/4) - (g_0/32)}{0,21} \right); \\ mc_v^1 = 20,16 + 1,74 \cdot 10^3 \cdot T_c; \\ mc_v = \left(20,1 + \frac{0,92}{a} \right) + \left(1,55 + \frac{1,38}{a} \right) \cdot 10^{-3} T_3; \\ m = \frac{m_0 + g}{1 + g}, \end{cases} \quad (19)$$

де l – ступінь підвищення тиску; x – коефіцієнт використання теплоти, відповідно до рекомендацій [14–16] приймається 0,75; h_u – нижча теплота згорання палива; mc_v^1 – середня мольна теплоємність свіжого заряду палива; m – дійсний коефіцієнт молекулярної зміни; b – коефіцієнт надлишку повітря.

Відповідно до [14–16] тиск та температуру в кінці процесу розширення рекомендується знаходити за виразами:

$$\begin{cases} P_{vux1} = P_{vux4} = P_{p14} = \frac{P_{c14}}{d^{n_2}}; \\ T_{vux1} = T_{vux4} = T_{p14} = \frac{T_{c14}}{d^{n_2-1}}; \\ d = e \cdot l, \end{cases} \quad (20)$$

де d – ступінь подальшого розширення; n_2 – показник політропи розширення, відповідно до рекомендацій [14–16] приймається 1,25.

Під час наступного етапу відпрацьовані гази з параметрами стану $V_{vux1}, T_{vux1}, P_{vux1}$ та $V_{vux4}, T_{vux4}, P_{vux4}$ надходять у теплоутилізатор 7, де віддають частину теплоти охолоджувальній

рідині. З врахуванням залежностей (13)–(14) та вищенаведеного загальної математичної моделі зв'язку між температурами на вході у комбінований теплоутилізатор III та після теплообміну в теплоутилізаторі 7 можна записати у вигляді:

$$\begin{cases} K_{17}^{III} = \left[\frac{T_{e1}}{T_e} \right]; \\ T_{e1} = K_{17}^{III} \cdot T_e, \end{cases} \quad (21)$$

де K_{17}^{III} – коефіцієнт зміни температури охолоджувальної рідини внаслідок проходження процесу теплообміну в теплоутилізаторі 7 (рис. 2).

Причому тиск та об'єм відпрацьованих газів на виході з комбінованого теплоутилізатора III (рис. 2) пов'язаний з температурою нагрітої охолоджувальної рідини так:

$$\begin{cases} P_{e2} = P_{e1x14} \cdot [1 + a_{e2} (T_{e1x14} - T_{e2})]; \\ T_{e2} = \frac{T_{e1x14}}{K_{17}^{III} \cdot K_{17T}^{III}}; \\ V_{e2} = V_{e1x1} + V_{e1x4}, \end{cases} \quad (22)$$

де K_{17T}^{III} – коефіцієнт теплопровідності внаслідок процесу теплообміну в теплоутилізаторі 7 (рис. 2).

Після комбінованого теплоутилізатора III (рис. 2) нагріта охолоджувальна рідина з параметрами стану V_{e2}, T_{e2}, P_{e2} надходить у теплообмінник IV, де відбувається теплообмін між нагрітою комбінованим теплоутилізатором III охолоджувальною рідиною та оптимальною кількістю охолоджувальної рідини сорочки охолодження двигуна внутрішнього згорання I (рис. 2) з параметрами стану V_{ox}, T_{ox}, P_{ox} . Після цього нагріта охолоджувальна рідина з параметрами стану V_c, T_c, P_c подається споживачу.

Одночасно з виробництвом теплової енергії розроблена когенераційна машина продукує електричну енергію, яку виробляє електрогенератор, що з'єднаний з колінчастим валом двигуна внутрішнього згорання

Зазначимо, що у процесі функціонування когенераційної машини відбувається робота, яку можна з урахуванням математичних залежностей (1)–(22) визначити згідно з виразом:

$$A_{ij}^l = \int_i^j P_{ij} dV_{ij}, \quad (23)$$

де A_{ij}^l – відповідно робота в l системі когенераційної машини на етапі між i та j операцією.

Математична залежність (23) у сукупності з виразами (1)–(22) дає можливість встановити, чи потрібно залучати та розробляти додаткові способи підвищення ефективності механічної роботи колінчастого вала двигуна внутрішнього згорання.

Висновки. Розроблена математична модель дає можливість визначити корисну роботу когенераційної машини у будь-який час її функціонування та скласти баланс робіт, що дає змогу розрахувати коефіцієнт корисної дії та порівняти її з аналогами. Крім того, аналіз балансу робіт та параметрів стану робочого тіла уможливають оптимізацію вихідних даних (паливо, навколишнє середовище, геометричні розміри основних вузлів двигуна внутрішнього згорання) з метою збільшення коефіцієнта корисної дії. Подані в роботі математичні моделі можна використати для розв'язання теоретичної задачі прогнозування ресурсу роботи відповідальних вузлів когенераційної машини. Надалі варто розглянути можливі шляхи підвищення індикаторного коефіцієнта корисної дії когенераційної машини загалом.

1. Авраменко А.А., Басок Б.И., Кузнецов А.В. Групповые методы в теплофизике. – К.: Наук. думка, 2003. – 484 с.
2. Долінський А.А., Басок Б.И., Базєєв Е.Т., Пироженко І.А. Комунальна теплоенергетика України: стан, проблеми, шляхи модернізації. – К.: т. 1-2. – 2007. – 828 с.
3. Энергетика XXI века: Условия развития, технологии, прогнозы / Л.С. Беляев, А.В. Лагереv, В.В. Посекалин; отв. ред. Н.И. Воропай. – Новосибирск: Наука, 2004. – 386 с.
4. Энергетические и экологические показатели когенерационной установки электрической мощностью 1 МВт и тепловой мощностью 1,2 МВт / Басок Б.И., Коломейко Д.А., Кужель Л.М. // Пром. теплотехника. 2009. № 2, т. 31. – С. 42–49.
5. Энергосбережение в угольной промышленности: моногр. / В.И. Мялковский, Н.А. Чехлатый, Г.Н. Лисовой, В.В. Лобода, А.Н. Коваль. – Донецк: НИИГМ им. М.М. Федорова, 2006. – 336 с.
6. Энергосбережение и когенерация энергии в процессах нефтепереработки и нефтехимии / А.В. Степанов, Н.И. Сульжик, В.П. Сало, М.Н. Тимошенко // Пром. теплотехника. – 2004. – 26, № 1. – С. 63–65.
7. Энергосбережение, энергосберегающие технологии, нетрадиционные возобновляемые источники энергии / В.Д. Шепель // Металл и литье Украины. – 2007. – № 1–2. – С. 71–73.
8. De Lucia M., Bronconi R., Carnevale E. Performance and Economic Enhancement of Cogeneration Gas Turbines through Compressor Inlet Air Cooling // ASME Paper 93-GT-71, 1993.
9. Erlach B., Tsatsaronis G., Cziesla F. A new approach for assigning costs and fuels to cogeneration products, In: Proceedings of ECOS'01, pp. 759-776, Istanbul.
10. Tsatsaronis G., Moran M. J. Exergy-aided cost minimization, Energy Conversion and Management, Vol.38, No. 15-17, pp.1535-1542, 1997.
11. Tsatsaronis, G., Lin, L., Tawfik, T., Gallaspy, D.T., Exergoeconomic evaluation of a KRW-based IGCC power plant // Transactions of the ASME, Vol. 116, April 1994.
12. Бойчук В.В., Голенишин В.В. Когенераційна установка. Деклараційний патент на корисну модель № 43561, 25.08.2009, бюл. № 16.
13. Годованський Ю.З., Стецько А.Є., Білявський Л.А., Білявський М.Л. Когенераційна установка з тепловим насосом: деклараційний патент на корисну модель № 52822, 10.09.2010, бюл. № 17.
14. Кесарійський О.Г. Розробка лазерно-інтерференційних засобів дослідження напружено-деформованого стану деталей і вузлів ДВЗ: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.03 – Харків, 2006. – 20 с.
15. Алексеев В.П., Костыгов Н.И., Круглов М.Г., Крылов А.Н., Леонов О.Б., Мизернюк Г.Н. Двигатели внутреннего сгорания: учебник. – М.: Машигиз, 1960. – 395 с.
16. Алексеев В.П., Воронин В.Ф., Грехов Л.В. и др. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для вузов по специальности “Двигатели внутреннего сгорания”. 4-е изд., перераб. и доп. / под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1990.