

Експериментальний дослід та математичне моделювання робочого процесу макета двигуна Стірлінга

2018/2019 р.

Зміст

1. Постановка задачі дослідження та її актуальність	3
2. Експериментальний дослід робочого процесу макета двигуна Стірлінга.....	4
2.1. Опис макету двигуна з основними параметрами.....	4
2.2. Опис експериментального визначення індикаторної діаграми з фотографіями і результатами вимірів.....	6
2.3. Опис процедури обробки дослідної індикаторної діаграми.....	8
3. Математичне моделювання робочого процесу макета двигуна Стірлінга.....	11
3.1. Опис математичної моделі двигуна Стірлінга (основні рівняння і принципи).....	11
3.2. Результати моделювання та їх зіставлення з експериментальними даними.....	15
4. Висновки по роботі.....	22
Використана література.....	23

1. Постановка задачі дослідження та її актуальність

На сьогоднішній день основним напрямком розвитку науково-технічного прогресу становляться задачі пошуку перспективних варіантів технологій перетворення енергії на основі високоефективних термодинамічних циклів при використанні альтернативних видів палива та нових робочих тіл, а також даних технологій в серійному виробництві. Це означає створення високоефективних і екологічних енергетичних систем, які б змогли забезпечити виконання потреб виробництва і населення енергії при мінімальних затратах ресурсів.

Одним із таких варіантів – виконання енергетичних установок на основі двигунів Стірлінга.

Основною особливістю даного двигуна є те що він працює за рахунок перепаду температур, а робочим тілом може виступати повітря чи інші гази (наприклад водень та гелій). При чому він не витрачає робоче тіло, воно лише переміщується в закритому просторі робочого циліндра. Ще одною перевагою даного двигуна є його великий ресурс, що отримуються за рахунок простоти конструкції.

На даний час двигун Стірлінга широко використовується в різних випадках, коли потрібен невеликий перетворювач енергії – при виробництві електроенергії, її акумуляції, в якості насосних станцій, чи в військовій промисловості.

Метою дослідження було на основі проведеного експерименту визначити закономірності протікання робочого процесу, побудова індикаторних діаграм, а також налагодження та уточнення математичної моделі двигуна для подальших розрахунків.

2. Експериментальний дослід робочого процесу макета двигуна Стірлінга

2.1. Опис макета двигуна з основними параметрами.

Двигуни Стірлінга реалізують термодинамічний цикл Стірлінга, який за термодинамічною ефективністю не поступається циклу Карно.

Цикл Стірлінга складається з чотирьох фаз і розділений двома перехідними фазами: нагрів, розширення, переміщення робочого тіла до джерела холоду, охолодження, стиснення і переміщення робочого тіла до джерела тепла.

Досліджуваний макет двигуна Стірлінга побудований за γ -схемою (рис. 2.1). Двигун складається з гарячого циліндра, в якому рухається витіснювач і з холодного циліндра, в якому переміщається робочий поршень. Бічні стінки великого циліндра не проводять тепло, вони виконані з матеріалу з низьким коефіцієнтом теплопровідності (в даному макеті цим матеріалом виступає оргскло). Переміщення робочого тіла до джерел холоду і тепла здійснюється витіснювачем. Витіснювач виконує також функцію примітивного регенератора, накопичуючи тепло гарячого повітря при переміщенні його в холодну порожнину і віддаючи накопичене тепло при зворотному витісненні повітря з холодною порожнини в гарячу.

Тепло в гарячий циліндр підводиться з резервуара з гарячою водою, який розташований під двигуном. Таким чином верхня частина великого циліндра вважається холодною, нижня - гарячою.

Коли витіснювач опускається вниз повітря надходить в холодну порожнину, охолоджується, і потім стискається робочим поршнем.

При русі витіснювача вгору, повітря переміщається в гарячу порожнину, нагрівається, і розширюється штовхаючи робочий поршень вгору.

Для інтенсивного підведення і відведення тепла верхня і нижня кришка великого циліндра двигуна виконані з матеріалу з високим коефіцієнтом теплопровідності і тепловіддачі.

Рух витіснювача і робочого поршня забезпечується кривошипно-шатунними механізмами із загальним валом. Довжина шатунів і кривошипів вказана в таблиці 2.1, як і інші геометричні параметри. Для отримання найбільшої ефективності циклу кривошипи витіснювача і робочого поршня зміщені на кут 100° .

Конструкція макета виконана так, що є можливість змінювати робочий об'єм холодного циліндра для корегування роботи двигуна при низьких температурах.

Таблиця 2.1.

Основні параметри макета двигуна Стірлінга:

Параметр	Розмірність	Значення	Найменування
n	хв^{-1}	75	Частота обертання колінчастого валу
i_c		1	Число робочих циліндрів двигуна
S_2	м	0,03	Хід "гарячого" поршня
D_2	м	0,144	Діаметр "гарячого" поршня
S_x	м	0,026	Хід "холодного" поршня
D_x	м	0,026	Діаметр "холодного" поршня
$\lambda_{ш.г}$		0,055084746	Кривошипно-шатунне відношення "гарячого" КШМ
$\lambda_{ш.х}$		0,056994819	Кривошипно-шатунне відношення "холодного" КШМ
$\varphi_{сдв}$	град. п.к.в.	100	Зміщення по куту повороту "холодного" циліндра щодо "гарячого"

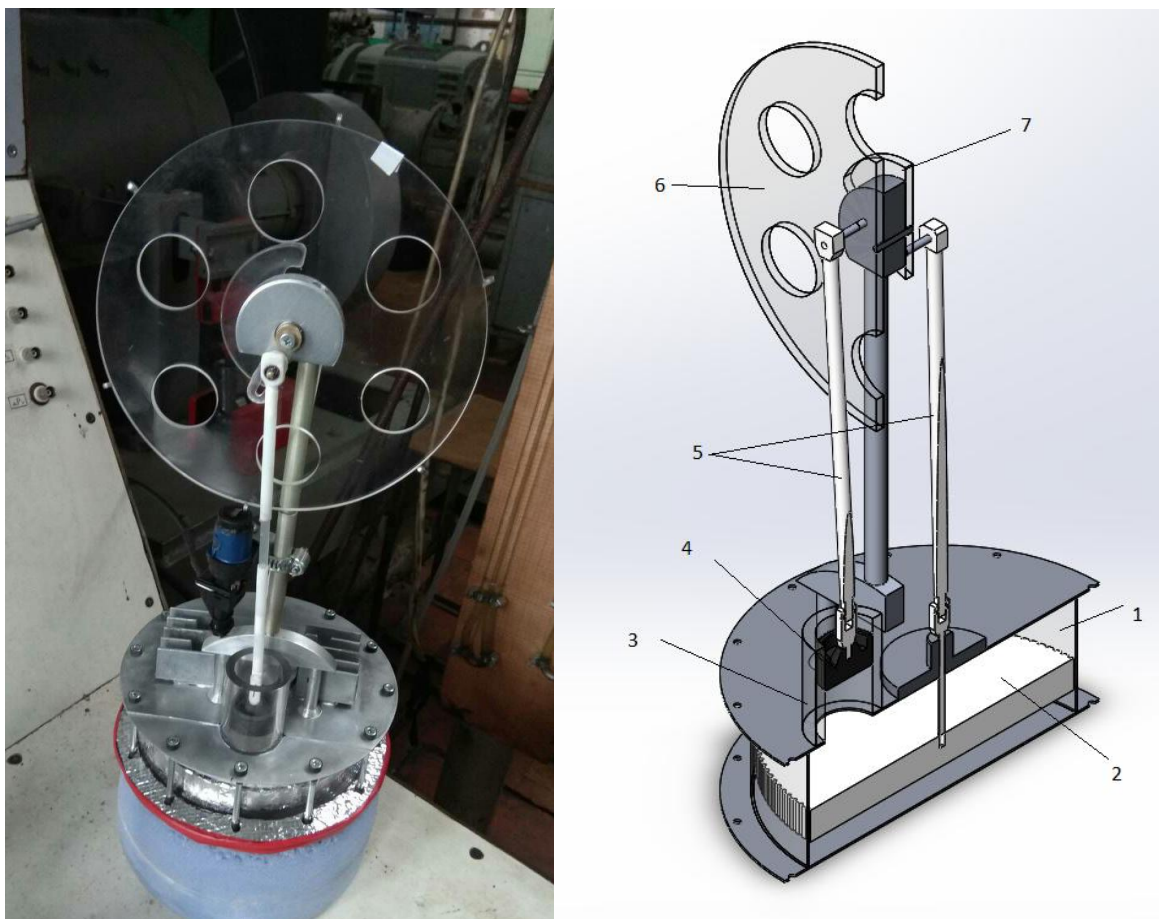


Рис. 2.1 Робоча модель двигуна Стірлінга γ -типу

1 – гарячий циліндр, 2 – витіснювач, 3 – холодний циліндр, 4 – робочий поршень, 5 – шатуни поршня і витискувача, 6 – маховик, 7 – мотиль.

2.2. Опис експериментального визначення індикаторної діаграми з фотографіями і результатами вимірів.

В ході вивчення даного макета двигуна Стірлінга γ -типу було проведено експериментальне дослідження, метою якого було:

- 1) визначення закономірностей протікання робочого процесу;
- 2) отримання індикаторної діаграми;
- 3) налагодження та уточнення математичної моделі двигуна для подальших розрахунків.

Для всього перерахованого вище макет двигуна Стірлінга був оснащеного індукційним датчиком для визначення положення колінчастого валу і тензOMETричним датчиком тиску в робочому циліндрі двигуна.

Для фіксації зазначених параметрів використовувався аналого-цифровий перетворювач USB Autoscope II. Для фіксації зміни частоти обертання валу протягом одного обороту на окружності маховика з інтервалом в 60° були встановлені шість неодимових магнітів.

Для запису і дослідження індикаторного процесу в циліндрі двигуна використовувався перетворювач тиску Motorola MPX2010DP (рис.2.2), який з'єднувався з робочою порожниною двигуна.



Рис 2.2. Перетворювач тиску Motorola MPX2010DP.

Результатами експериментальних вимірювань є цифрові осцилограми робочого процесу, записані за допомогою програми USB Autoscope II (рис.2.3). Для отримання необхідної для якісного осереднення кількості послідовних циклів (більше 30), запис кожної індикаторної діаграми тривала не менше 25 с. Для забезпечення можливості автоматичного визначення початку і кінця кожного послідовного циклу два магніти з шести були встановлені з реверсивною полярністю по відношенню до чотирьох інших.

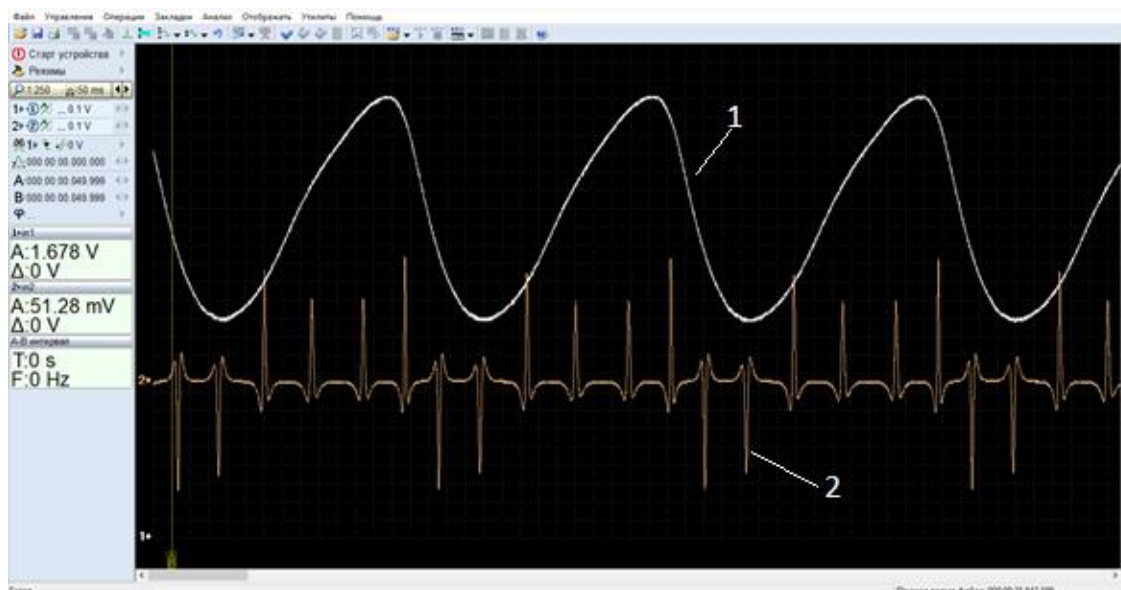


Рис. 2.3. Індикаторний процес макета двигуна Стірлінга, записаний в середовищі USB Autoscope II. Крива 1 характеризує зміну тиску в робочій порожнині двигуна; по кривій 2 визначалося положення робочого поршня щодо ВМТ і НМТ

3.3. Опис процедури обробки дослідної індикаторної діаграми.

Для обробки індикаторні діаграми були експортовані в .dat файли, що представляють собою масиви даних, записаних з кроком, що відповідає поточній частоті запису сигналу (в даному випадку 100 кГц).

Потім дані оброблялися. Сигнал датчика положення колінчастого валу фільтрувався для отримання масиву точок, відповідного моменту проходження магніту через чутливий елемент датчика (по екстремумам осцилограми).

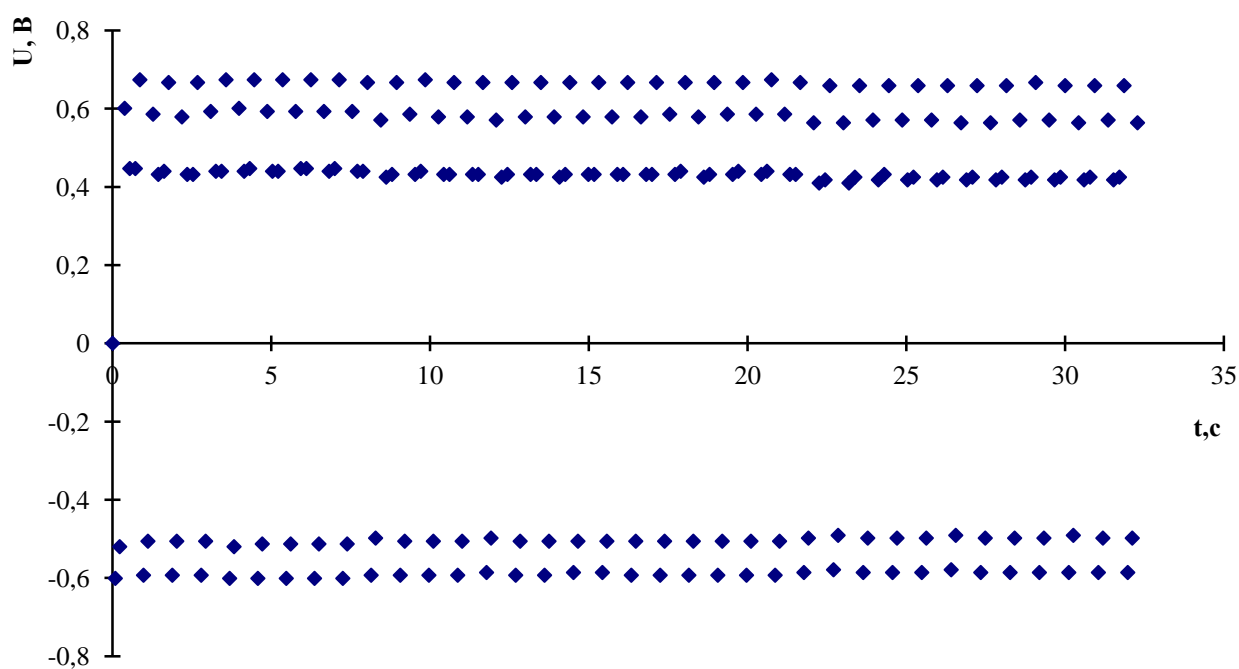


Рис. 2.4 Сигнал датчика положення валу після фільтрації.

На підставі даної діаграми визначалася миттєва частота обертання колінчастого валу, як це видно з Рис 2.5.

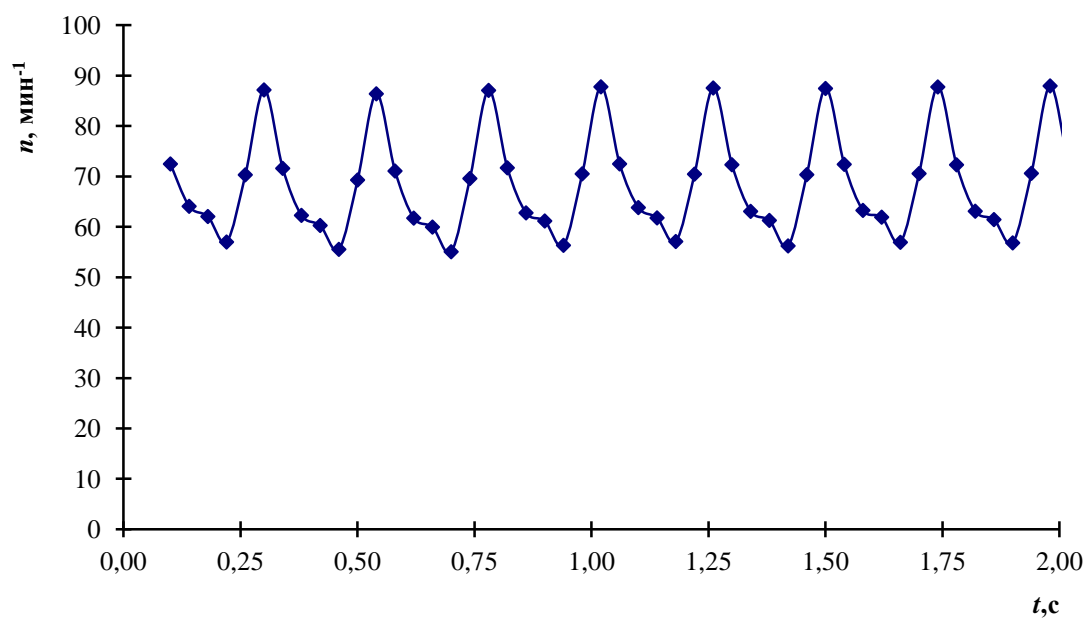


Рис. 2.5 Залежність частоти обертання валу макета від часу.

Сигнал датчика тиску оброблявся наступним чином. Виходячи з результатів фільтрації сигналу датчика положення валу, визначався початок і кінець кожного циклу, і потім проводилося осереднення тиску для кожного положення колінчастого валу для всіх записаних циклів. Крок за колінчастим валом був прийнятий 1 град. п.к.в.

Таким чином були отримані розгорнута і згорнута (шляхом розрахунку кінематики КШМ) індикаторні діаграми, показані на рис. 2.6.

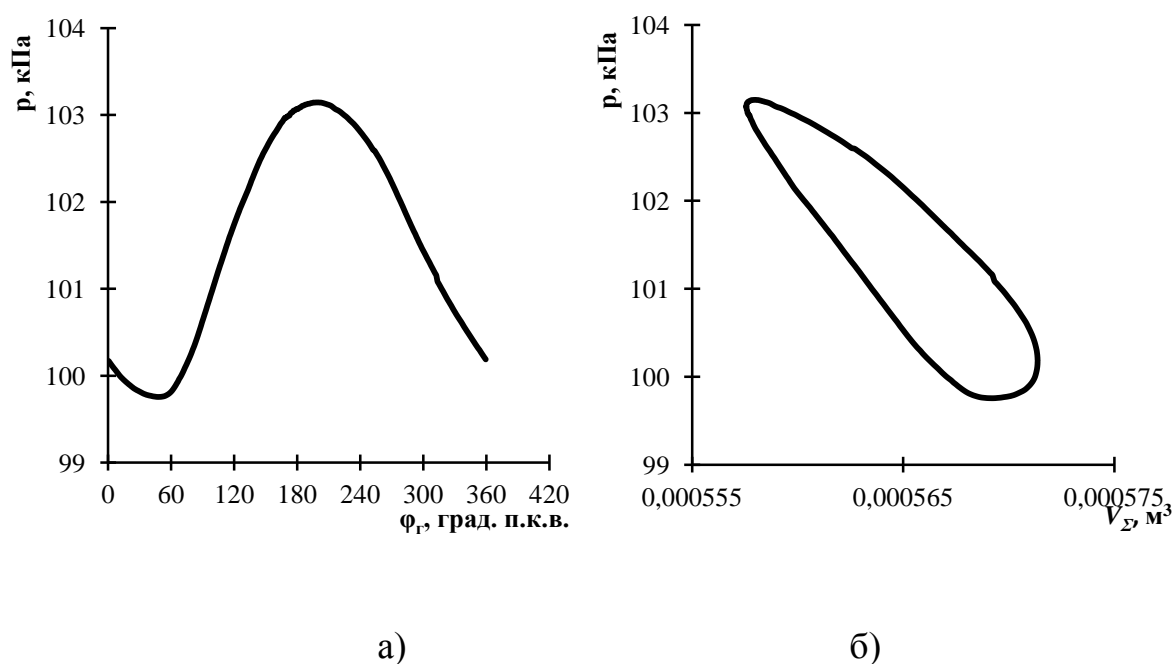


Рис. 2.6 Розгорнута (а) і згорнута (б) індикаторні діаграми макета

Експериментальні параметри макета наведені в таблиці 2.2.

Табл 2.2

Позначення	Величина	Назва
n , об/хв	67,297	Середня частота обертання
N_i , кВт	$0,911 \cdot 10^{-5}$	Індикаторна потужність
p_i , кПа	1,201	Середній індикаторний тиск
L_i , кДж	$1,685 \cdot 10^{-5}$	Індикаторна робота

3. Математичне моделювання робочого процесу макета двигуна Стірлінга

3.1. Опис математичної моделі двигуна Стірлінга (основні рівняння і принципи).

Математична модель двигуна Стірлінга, який виконаний по γ -схемою базується на квазістаціонарному представленні робочих процесів в взаємодіючих відкритих термодинамічних системах, на які ділиться двигун. Відсік двигуна Стірлінга представлений у вигляді сукупності відкритих термодинамічних систем «Гарячий циліндр двигуна», «Холодний циліндр двигуна».

Зазначені відкриті термодинамічні системи обмінюються один з одним робочим тілом і енергією (у вигляді теплоти або роботи). Для розрахунку робочого процесу в відкритих термодинамічних системах використовується універсальна система диференціальних рівнянь, яка складається з рівняння збереження енергії в формі першого закону термодинаміки, рівняння стану ідеального газу (можливо також використання рівняння стану для реального газу) і рівняння масового балансу. У диференціальному вигляді зазначена система може бути записана наступним чином:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dT}{d\varphi} = \frac{-\sum_{i=1}^N \frac{dQ_i}{d\varphi} - \sum_{j=1}^L \frac{dI_j}{d\varphi} - pdV + c_{vm}Tdm}{c_v m}; \\ \frac{dp}{p} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}, \end{array} \right.$$

де T - температура робочого тіла, p - тиск робочого тіла, m - маса робочого тіла, V - об'єм відкритої термодинамічної системи; dQ_i - кількість теплоти, що відводиться від робочого тіла до i -ї теплосприймаючої поверхні, dI_j - елементарна ентальпія, що залишає відкриту термодинамічну систему через j -й канал; c_{vm} , c_v - питома масова ізохорно середня і істинна теплоємність робочого тіла відповідно.

Слід зазначити, що наведена система рівнянь справедлива тільки в разі робочого тіла постійного складу (що і спостерігається в разі двигуна Стірлінга).

Для чисельного рішення системи диференціальних рівнянь вони повинні бути записані у формі кінцевих різниць. Якщо використати наявні чисельні методи, наприклад метод Ейлера, то для наведених відкритих термодинамічних систем запишемо рівняння таким чином:

ВТС «Гарячий циліндр»

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta T_{\Gamma}^{i+1} = \frac{-\Delta Q_{\text{ст.}\Gamma}^i - \Delta I_{\Gamma}^i - p_{\Gamma}^i \Delta V_{\Gamma}^i + c_{\text{vm.}\Gamma}^i T_{\Gamma}^i \Delta m_{\Gamma}^i}{c_{\text{v.}\Gamma}^i m_{\Gamma}^i}; \\ T_{\Gamma}^{i+1} = T_{\Gamma}^i + \Delta T_{\Gamma}^{i+1}; \\ m_{\Gamma}^{i+1} = m_{\Gamma}^i + \Delta m_{\Gamma}^i; \\ p_{\Gamma}^{i+1} = \frac{m_{\Gamma}^{i+1} R_{\mu} T_{\Gamma}^{i+1}}{V_{\Gamma}^{i+1}}, \end{array} \right.$$

ВТС «Холодний циліндр»

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta T_{\text{X}}^{i+1} = \frac{-\Delta Q_{\text{ст.}\text{X}}^i - \Delta I_{\text{X}}^i - p_{\text{X}}^i \Delta V_{\text{X}}^i + c_{\text{vm.}\text{X}}^i T_{\text{X}}^i \Delta m_{\text{X}}^i}{c_{\text{v.}\text{X}}^i m_{\text{X}}^i}; \\ T_{\text{X}}^{i+1} = T_{\text{X}}^i + \Delta T_{\text{X}}^{i+1}; \\ m_{\text{X}}^{i+1} = m_{\text{X}}^i + \Delta m_{\text{X}}^i; \\ p_{\text{X}}^{i+1} = \frac{m_{\text{X}}^{i+1} R_{\mu} T_{\text{X}}^{i+1}}{V_{\text{X}}^{i+1}}, \end{array} \right.$$

При записи наведених систем рівнянь прийнято наступне правило знаків для швидкості робочого тіла: «+» якщо газ рухається з гарячого циліндра в холодний циліндр, «-» якщо робоче тіло рухається в зворотному напрямку.

У наведених рівняннях буква i є лічильником тимчасового шару, або номером точки робочого циклу, відповідає певному значенню кута повороту колінчастого вала двигуна. У загальному випадку можна виконувати як рівномірний так і нерівномірне розбиття робочого циклу за кроком обороти колінчато-

го валу $\Delta\phi$. У використаних програмних засобах використано рівномірне розбиття робочого циклу, яке може довільно вибиратися користувачем $\Delta\phi = \Delta\varphi = \text{const} = 1 \dots 1/64$ град. п.к.в. Рівномірна розбивка характерна для двигунів Стірлінга, в яких важко точно визначити проміжок робочого циклу, що вимагає ущільнення розрахункового кроку.

$\Delta m_{\Gamma}^i, \Delta m_{\text{X}}^i$ – маса робочого тіла, якій за проміжок часу, відповідний кроці розрахунку, обмінюється ВТС «Гарячий циліндр» і ВТС «Холодний циліндр» відповідно. Особливості їх визначення будуть розглянуті нижче.

$\Delta I_{\Gamma}^i, \Delta I_{\text{X}}^i$ – ентальпія робочого тіла, якій за проміжок часу, відповідний кроці розрахунку, обмінюється ВТС «Гарячий циліндр» і ВТС «Холодний циліндр» відповідно. Для розрахунку ентальпії необхідно враховувати напрямок руху газу:

$$\begin{cases} \Delta I_{\Gamma}^i = c_{pm}|_{T_{\Gamma}} \Delta m_{\Gamma}^i T_{\Gamma}^i \text{ якщо } \Delta m_{\Gamma}^i > 0; & \Delta I_{\text{рег.н}}^i = c_{pm}|_{T_{\text{нар}}} \Delta m_{\text{рег.н}}^i T_{\text{нар}}^i \text{ якщо } \Delta m_{\text{рег.н}}^i > 0; \\ \Delta I_{\Gamma}^i = c_{pm}|_{T_{\text{нар}}} \Delta m_{\Gamma}^i T_{\text{нар}}^i \text{ якщо } \Delta m_{\Gamma}^i < 0; & \Delta I_{\text{рег.н}}^i = c_{pm}|_{T_{\text{рег}}} \Delta m_{\text{рег.н}}^i T_{\text{рег}}^i \text{ якщо } \Delta m_{\text{рег.н}}^i < 0; \end{cases}$$

$$\begin{cases} \Delta I_{\text{рег.х}}^i = c_{pm}|_{T_{\text{рег}}} \Delta m_{\text{рег.х}}^i T_{\text{рег}}^i \text{ якщо } \Delta m_{\text{рег.х}}^i > 0; & \Delta I_{\text{X}}^i = c_{pm}|_{T_{\text{охл}}} \Delta m_{\text{X}}^i T_{\text{охл}}^i \text{ якщо } \Delta m_{\text{X}}^i > 0; \\ \Delta I_{\text{рег.х}}^i = c_{pm}|_{T_{\text{охл}}} \Delta m_{\text{рег.х}}^i T_{\text{охл}}^i \text{ якщо } \Delta m_{\text{рег.х}}^i < 0; & \Delta I_{\text{X}}^i = c_{pm}|_{T_{\text{X}}} \Delta m_{\text{X}}^i T_{\text{X}}^i \text{ якщо } \Delta m_{\text{X}}^i < 0. \end{cases}$$

Визначення елементарних мас, якими обмінюються взаємодіючі термодинамічні системи за період часу, відповідний кроку розрахунку базується на представленні про перебіг ідеального газу з посудини з великим тиском в посудину з меншим тиском через адіабатичне сопло. При цьому використовується припущення, що відновлення повного тиску при гальмуванні потоку за соплом не відбувається, а кінетична енергія потоку є повністю втраченою.

Отже, якщо параметри газу в посудині з меншим тиском позначити індексом «2», а параметри газу в посудині з великим тиском – індексом «1», то елементарна витрата газу dm при його русі з посудини «2» до судини «1» визначимо наступним чином:

$$w = \begin{cases} \sqrt{\frac{2k_1}{k_1 - 1} R_\mu T_1^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k_1 - 1}{k_1}} \right]}, & \text{если } \frac{p_1}{p_2} < \left(\frac{2}{k_1 + 1} \right)^{\left(\frac{k_1}{1 - k_1} \right)}; \\ \sqrt{\frac{2k_1}{k_1 + 1} R_\mu T_1^*}, & \text{если } \frac{p_1}{p_2} > \left(\frac{2}{k_1 + 1} \right)^{\left(\frac{k_1}{1 - k_1} \right)}, \end{cases}$$

$$dm = \mu F \rho_{\min} w dt; \quad \rho_{\min} = \frac{p_2}{R_\mu T_1^*} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1 - k_1}{k_1}}.$$

У наведених залежностях μF - ефективний перетин каналу; w - швидкість руху газу в мінімальному перетині. Відзначимо, що в наведених рівняннях не враховується інерція робочого тіла, що є цілком допустимим, адже, як буде проілюстровано, швидкість газу в характерних перетинах не перевищує 10 ... 30 м / с.

Найбільш складним і важливим питанням при побудові математичної моделі є визначення елементарної кількості теплоти, що відводиться в стінки відкритих термодинамічних систем: $\Delta Q_{\text{ст.г}}^i, \Delta Q_{\text{ст.хх}}^i$.

Для вирішення даного завдання зазвичай застосовують рівняння Ньютона - Рихмана, або рівняння тепловіддачі:

$$dQ_{\text{ст}} = \alpha_{\text{газ}} F (T_{\text{газ}} - T_{\text{ст}}) dt,$$

де $\alpha_{\text{газ}}$ - коефіцієнт тепловіддачі від газу до стінки судини; F - площа тепло сприймає поверхні; $T_{\text{газ}}, T_{\text{ст}}$ - температура газу і середня температура стінки посудини відповідно.

Для визначення миттєвих значень коефіцієнтів тепловіддачі від робочого тіла до стінок циліндрів і до стінок трубок теплообмінників використовуємо рівняння Вошні:

$$\alpha_{\text{г}}^i = A_{\text{г}} (p_{\text{г}}^i)^{0,8} (T_{\text{г}}^i)^{-0,53} (D_{\text{г}}^2)^{-0,1} (2,28c_m)^{0,8} - \text{для гарячої порожнини};$$

$$\alpha_{\text{х}}^i = A_{\text{х}} (p_{\text{х}}^i)^{0,8} (T_{\text{х}}^i)^{-0,53} (D_{\text{х}}^2 - d_{\text{ш}}^2)^{-0,1} (2,28c_m)^{0,8} - \text{для холодно порожнини},$$

де $A_{\text{г}}, A_{\text{х}}$ - коефіцієнти (500 ... 1200); D , м - діаметр циліндра; $d_{\text{ш}}$ - діаметр штока

циліндра; c_m - середня швидкість поршня.

Для визначення теплофізичних властивостей робочого тіла (повітря) використовуються наступні регресійні рівняння, отримані за результатами обробки табличних даних:

$$c_v = 5,5241062 \cdot 10^{-19} \cdot T^6 - 5,7267986 \cdot 10^{-15} \cdot T^5 + 2,3755968 \cdot 10^{-11} \cdot T^4 - 4,9516942 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 + 5,1760577 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 1,9099122 \cdot 10^{-2} \cdot T + 23,004684, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)};$$

$$v = 0,544 \cdot T^{0,62} \cdot 10^{-6} / \rho, \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\lambda = 0,37 \cdot T^{0,748} \cdot 10^{-6}, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

3.2. Результати моделювання та їх зіставлення з експериментальними даними.

З використанням розробленої математичної моделі були проведені розрахунки робочого циклу макета двигуна Стірлінга.

Вихідні дані для розрахунку представлені в таблиці 3.1

Табл.3.1

Параметр	Розмірність	Значення	Найменування
Параметри, що характеризують кінематику поршнів			
n	хв ⁻¹	67	Частота обертання колінчастого валу
$i_{ц}$		1	Число робочих циліндрів двигуна
$S_{г}$	м	0,03	Хід "гарячого" поршня
$D_{г}$	м	0,144	Діаметр "гарячого" поршня
$a_{г}$		0,106	Відносний мертвий обсяг "гарячого" циліндра
$S_{х}$	м	0,026	Хід "холодного" поршня
$D_{х}$	м	0,026	Діаметр "холодного" поршня
$a_{х}$		0,833	Відносний мертвий обсяг "холодного" циліндра
$d_{шт}$	м	0	Діаметр штока поршня
$\lambda_{ш.г}$		0,055084	Кривошипно-шатунний відношення "гарячого" КШМ

$\lambda_{ш.х}$		0,056994	Кривошипно-шатунний відношення "холодного" КШМ
$K_{дез.г}$		0	Відносний дезаксаж для "гарячого" КШМ
$K_{дез.х}$		0	Відносний дезаксаж для "холодного" КШМ
$a_{то}$		0	Відносний мертвий обсяг системи теплообмінних апаратів
$\Phi_{сдв}$	град. п.к.в.	-170	Зрушення по куту повороту "холодного" циліндра відносно "гарячого"
$m_{рт}$	кг	0,000641	Маса робочого тіла в двигуні
<i>Параметри, що характеризують теплообмін між робочим тілом і стінками циліндрів</i>			
$\delta_{ст.г}$	м	0,0005	Умовна товщина стінок "гарячого" циліндра
$\delta_{ст.х}$	м	0,0005	Умовна товщина стінок "холодного" циліндра
$\delta_{кр.г}$	м	0,0001	Умовна товщина кришки "гарячого" циліндра
$\delta_{кр.х}$	м	0	Умовна товщина кришки "холодного" циліндра
$\sigma_{ст.х}$		1	Коефіцієнт оребрення стінок холодного циліндра
$\sigma_{кр.х}$		30,674	Коефіцієнт оребрення кришки холодного циліндра
$\lambda_{ст.г}$	Вт/(м·К)	0,03	Коефіцієнт теплопровідності для стінок "гарячого" циліндра
$\lambda_{ст.х}$	Вт/(м·К)	0,03	Коефіцієнт теплопровідності для стінок "холодного" циліндра
$\lambda_{кр.г}$	Вт/(м·К)	35	Коефіцієнт теплопровідності для кришки "гарячого" циліндра
$\lambda_{кр.х}$	Вт/(м·К)	35	Коефіцієнт теплопровідності для кришки "холодного" циліндра
$A_{в.г}$		2,5	Множник в рівнянні Вошні для "гарячого" циліндра
$A_{в.х}$		2,5	Множник в рівнянні Вошні для "холодного" циліндра
$T_{w.г}$	К	303	Середня температура охолоджуючого стінки теплоносія "гарячого" циліндра
$T_{w.х}$	К	293	Середня температура "охолоджуючого" стінки теплоносія "холодного" циліндра
$T_{wкр.г}$	К	363	Середня температура охолоджуючого кришку теплоносія "гарячого" циліндра
$T_{wкр.х}$	К	293	Середня температура "охолоджуючого" кришку теплоносія "холодного" циліндра
$\alpha_{w.г}$	кВт/(м ² ·К)	0,05	Коефіцієнт тепловіддачі від стінок "гарячого" циліндра в

			охлаждающий теплоносій
$\alpha_{w,x}$	кВт/(м ² ·К)	0,05	Коефіцієнт тепловіддачі від стінок "холодного" циліндра в "охлаждающий" теплоносій
$\alpha_{w,кр.г}$	кВт/(м ² ·К)	1,2	Коефіцієнт тепловіддачі від кришки "горячого" циліндра в охлаждающий теплоносій
$\alpha_{w,кр.х}$	кВт/(м ² ·К)	0,75	Коефіцієнт тепловіддачі від кришки "холодного" циліндра в "охлаждающий" теплоносій

В результаті розрахунків були отримані згорнуті (Рис. 3.2) і розгорнуті (Рис. 3.1) індикаторні діаграми робочих процесів, діаграми зміни температури в гарячому і холодному циліндрах (Рис.3.3), зміни швидкості протікання робочого тіла (Рис. 3.4). Так само було проведено порівняння отриманих індикаторних діаграм робочого процесу, отриманих розрахунковим і експериментальним шляхом (Рис. 3.5).

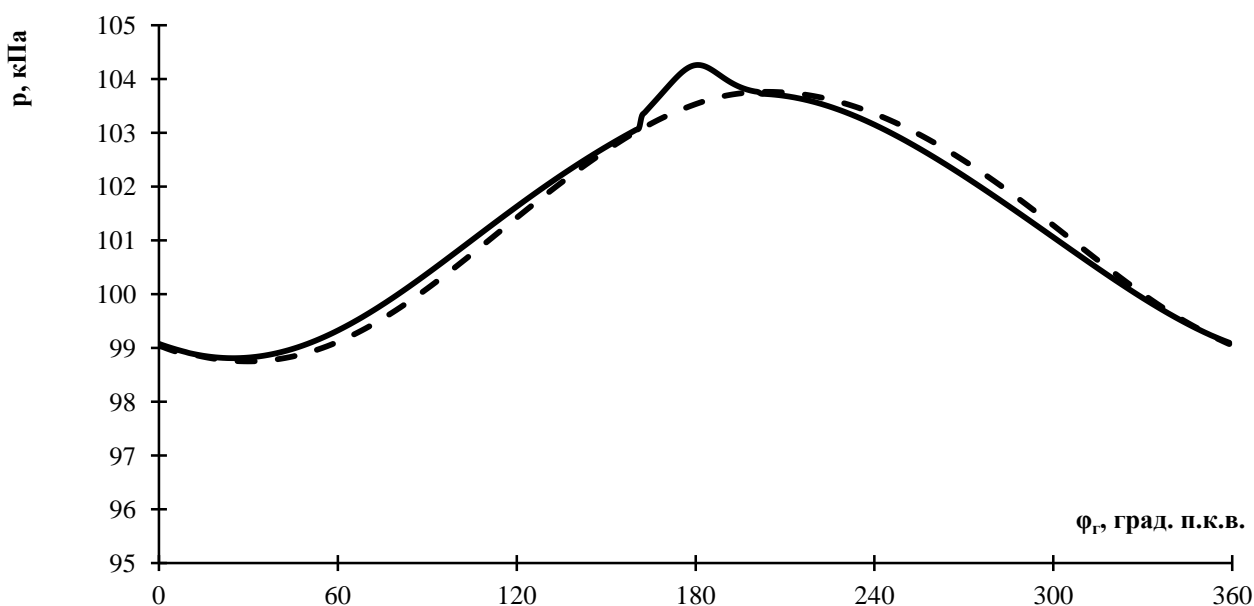


Рис. 3.1. Діаграма зміни тиску в гарячому і холодному циліндрах в залежності від кута повороту колінчастого валу.

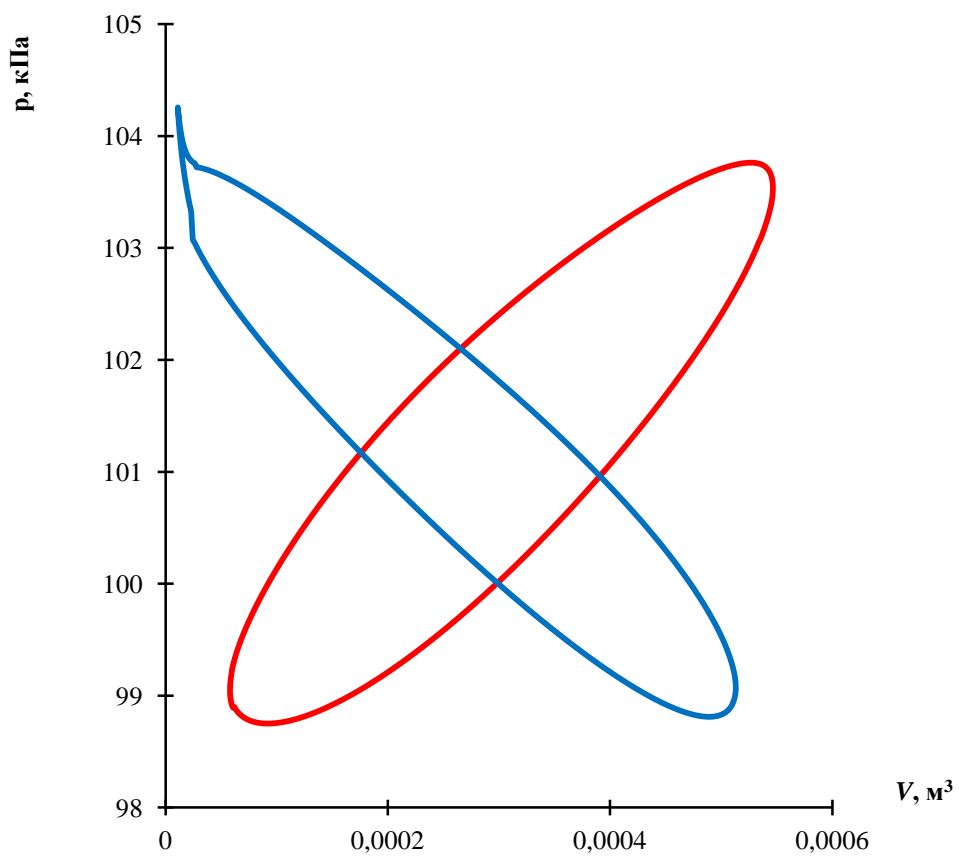


Рис. 3.2. p - V діаграми для гарячого і холодного циліндрів.

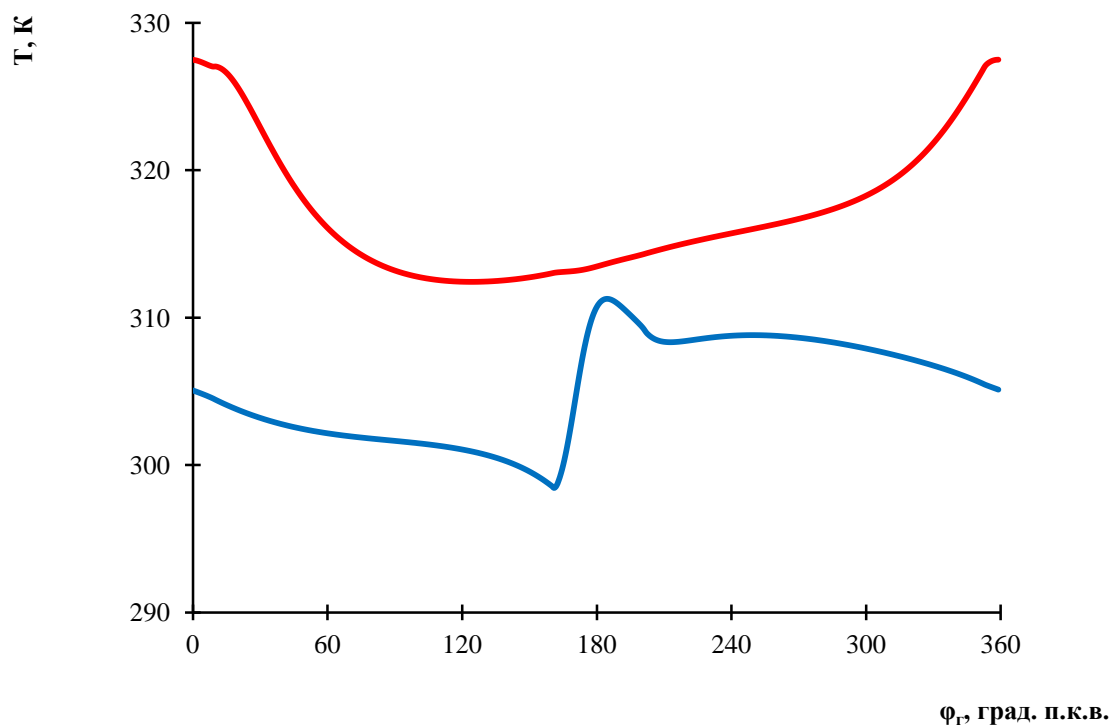


Рис. 3.3. Діаграма зміни температури робочого тіла в гарячому і холодному циліндрах в залежності від кута повороту колінчастого валу.

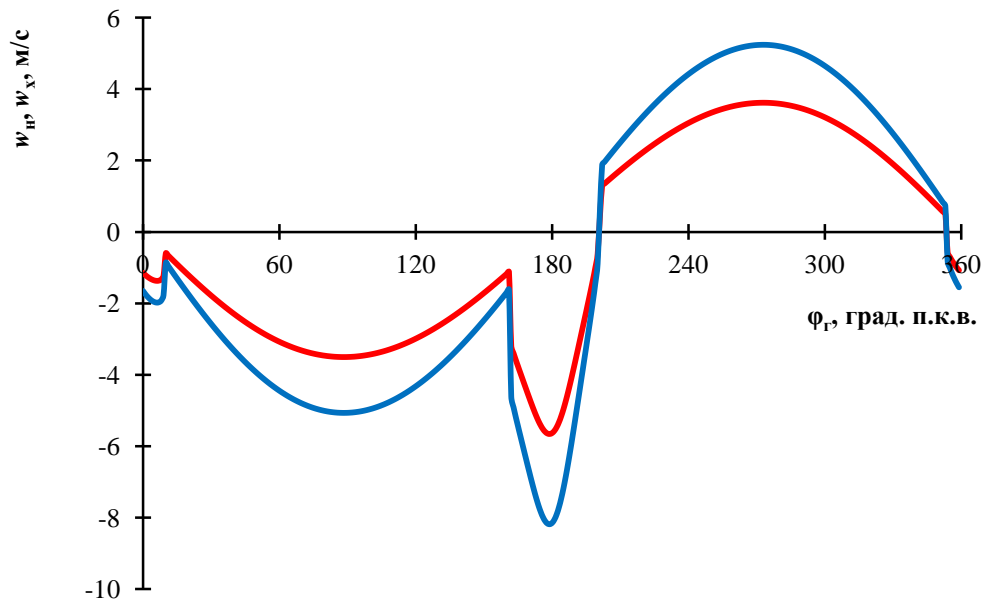


Рис. 3.4. Діаграма зміни швидкості протікання робочого тіла в гарячому і холодному циліндрах в залежності від кута повороту колінчастого валу.

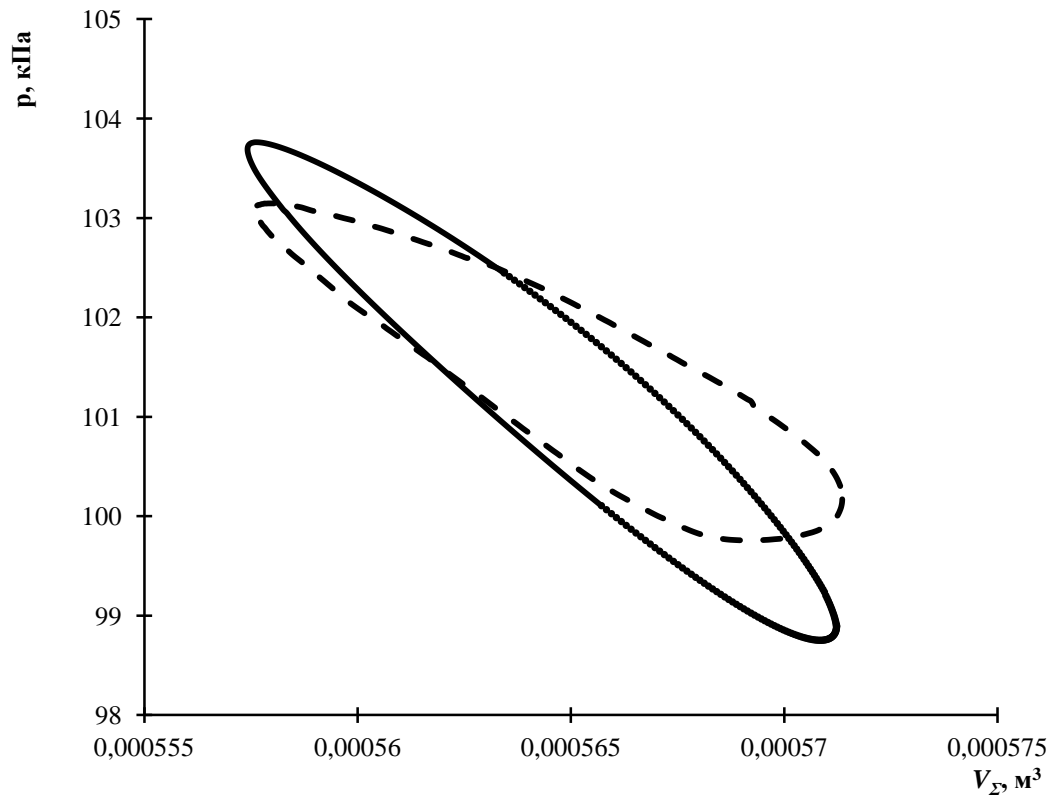


Рис. 3.5. Порівняння $P-V$ діаграм зроблених на основі розрахункових і експериментальних даних.

Результати розрахунків наведені в таблиці 3.2.

Табл. 3.2

N_e	кВт	-0,0304989	Ефективна потужність двигуна
M_e	Н·м	-4,3470353	Ефективний крутний момент двигуна
$M_{i,г}$	Н·м	-0,0296998	Середній за цикл крутний момент на "гарячому" кривошипі
$M_{i,х}$	Н·м	0,0570425	Середній за цикл крутний момент на "холодному" кривошипі
N_i	кВт	-0,0001948	Індикаторна потужність двигуна
$N_{i,z}$	кВт	-0,0002084	Індикаторна потужність "гарячого" циліндра
$N_{i,x}$	кВт	1,362E-05	Індикаторна потужність "холодного" циліндра
N'_i	кВт	1,362E-05	Індикаторна потужність двигуна, порахована за формулою $N'_i = \int_0^{360} \frac{p_z + p_x}{2} dV_\Sigma$
p_e	кПа	-54,367164	Середній ефективний тиск
p_i	кПа	-0,347164	Середній індикаторний тиск циклу
$p_{ср,г}$	кПа	101,02547	Середній тиск в "гарячому" циліндрі
$p_{ср,х}$	кПа	101,0223	Середній тиск в "холодному" циліндрі
p_{max}	кПа	103,76534	Максимальний тиск в циліндрах двигуна
T_{max}	К	327,55611	Максимальна температура в "гарячому" циліндрі
T_{min}	К	298,32017	Мінімальна температура в "холодному" циліндрі
G_T	кг/ч	0	Часовий витрата палива
$T_{газ,кс}$	К	303	Температура газів в камері згорання
$T_{ст,г}$	К	311,04482	Середня температура стінок "гарячого" циліндра
$T_{ст,х}$	К	298,01591	Середня температура стінок "холодного" циліндра
$T_{кр,г}$	К	362,6102	Середня температура кришки "гарячого" циліндра
$T_{кр,х}$	К	293,30768	Середня температура кришки "холодного" циліндра
$\alpha_{г,л,г}$	кВт/(м ² ·К)	0,0137654	Середній за цикл коефіцієнт тепловіддачі від робочого тіла в стінки гарячого циліндра
$\alpha_{г,л,х}$	кВт/(м ² ·К)	0,0197833	Середній за цикл коефіцієнт тепловіддачі від робочого тіла в стінки холодного циліндра
$Q_{г,ст}$	кВт	-0,0097495	Сумарна потужність, відведена в стінки "гарячого" циліндра
$Q_{х,ст}$	кВт	0,0100967	Сумарна потужність, відведена в стінки "холодного" циліндра

Там чином, зіставлення експериментальних і розрахункових діаграм дозволяє зробити висновок про адекватність запропонованої математичної моделі. З використанням даної математичної моделі планується провести дослідження можливих шляхів підвищення ефективності двигуна Стірлінга.

4. Висновки по роботі

В цілому по проведеній роботі можна зробити наступні висновки:

1) За допомогою експериментального дослідження були отримані дані для побудування індикаторних діаграм робочого процесу макету двигуна.

2) Запропонована модель розрахунку робочого процесу двигуна Стірлінга γ -типу є адекватним рішенням для розрахунку двигунів даного типу з іншими параметрами.

3) Запропонована математичну модель може використовуватись для подальшої модернізації і досліджень можливих шляхів підвищення ефективності двигуна Стірлінга.

Використана література

1. Casoli, P. Development and validation of a “crank-angle” model of an automotive turbocharged Engine for HiL Applications [Text] / P. Casoli, A. Gambarotta, N. Pompini, U. Caiazzo, E. Lfnfranco, A. Palmisano// Published by Elsevier ltd. – Energy Procedia 45(2014) – 839-848 pp.
2. Варграфтик, Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. - 721 с.
3. Дьяченко, В. Г. Теория двигателей внутреннего сгорания [Текст]. – Х.: ХНАДУ, 2009. – 500 с.