

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

ТРАНДАФІЛОВ ВОЛОДИМИР ВОЛОДИМИРОВИЧ



УДК 621.59

**УДОСКОНАЛЕННЯ ГАЗОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ СТРЛІНГА
ДЛЯ ОДЕРЖАННЯ ПОМІРНОГО ХОЛОДУ**

Спеціальність 05.05.14 – Холодильна, вакуумна та компресорна техніка,
системи кондиціювання

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Одеса – 2018

Дисертація є рукописом.

Роботу виконано в Одеській національній академії харчових технологій Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник –

доктор технічних наук, професор,
Хмельнюк Михайло Георгійович,
Одеська національна академія харчових технологій
Навчально-науковий інститут холоду,
кріотехнологій та екоенергетики
ім. В.С. Мартиновського МОН України,
завідувач кафедри холодильних установок і
кондиціонування повітря

Офіційні опоненти –

доктор технічних наук, професор,
Лавренченко Георгій Костянтинович,
Президент Східноєвропейської асоціації
виробників технічних газів « СІГМА»

кандидат технічних наук,
старший науковий співробітник,
Дьяченко Ольга Валеріївна
Провідний інженер ТОВ «Кріоін Інжиніринг»

Захист дисертації відбудеться «21» червня 2018 р. о 11.00 годині в ауд. 108 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д41.088.03 в Одеській національній академії харчових технологій за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, 65082, Україна.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Одеської національної академії харчових технологій за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, 65082, Україна.

Автореферат розісланий «21» травня 2018 року.

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради Д41.088.03
доктор технічних наук, професор



В.І. Мілованов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. У холодильній техніці необхідно удосконалювати і впроваджувати екологічно безпечні способи і пристрої для виробництва холоду. Значну роль може зіграти екологічно безпечна і ефективна газова холодильна машина (ГХМ), що працює за циклом Стірлінга.

Підвищення технічного рівня виробництва із застосуванням сучасного технологічного обладнання дозволяє вирішувати проблему створення і впровадження в практику ефективної ГХМ Стірлінга, що забезпечує охолодження в температурному діапазоні від 0° до -100°С. Аналіз зарубіжних джерел науково-технічного напрямку показує, що в країнах ЄС та Північної Америки в останні 10 років ведуться інтенсивні науково-дослідні і дослідно-конструкторські роботи, що мають на метю розробку нового покоління газових холодильних машин Стірлінга. Сучасні тенденції розвитку таких ГХМ визначили як предмет дослідження цієї дисертаційної роботи удосконалення конструктивних і режимних характеристик машини.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалася відповідно до програми фундаментальних і пошукових досліджень згідно з Постановою Верховної Ради України про виконання вимог Кіотського Протоколу від 1 березня 2010 року, а також указу президента України №174 від 28.02.2008 р. «Про невідкладні заходи щодо забезпечення ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів», Енергетичної стратегії України на період до 2030 року, затвердженою розпорядженням Кабінету Міністрів України від 24.07.2013 року № 1071-р.

Мета і завдання дослідження. На основі нових конструктивних підходів розробити методику проектування і розрахунку роторно-лопатевої газової холодильної машини (РЛГХМ) двохблочного типу.

Для досягнення поставленої мети були поставлені та вирішені наступні **основні задачі:**

- виявити фактори, що дозволяють забезпечити ефективну роботу РЛГХМ;
- розробити математичну модель для чисельного дослідження параметрів і характеристик РЛГХМ;
- дослідити вплив режимних і геометричних параметрів на енергетичні характеристики холодильної машини;
- провести аналіз процесів роботи РЛГХМ при використанні в ній різних робочих тіл (гелій, азот, метан);
- розробити трьохпоточні пластинчасто-ребристі теплообмінники для РЛГХМ, які є її холодильником і рефрижератором;
- провести оцінку життєвого циклу роторно-лопатевої газової холодильної машини.

Об'єктом дослідження є роторно-лопатева газова холодильна машина, створювана для охолодження в області помірного холоду.

Предметом дослідження: моделі твердотільної конструкції РЛГХМ; режимні та енергетичні характеристики холодильної машини; принципи роботи роторно-лопатевої газової холодильної машини з гармонійним приводом, що складається з ромбоїду, який обертається і нерухомого диску з профільованою доріжкою кочення.

Методи дослідження: аналітичні; чисельне моделювання; експерименти на моделі твердотільної конструкції роторно-лопатевої газової холодильної машини із залученням апарату обчислювальної математики і програмних засобів як існуючих, так і спеціально створених в процесі роботи.

Наукова новизна отриманих результатів. У роботі вперше:

- розроблена працездатна і ефективна модель конструкції роторно-лопатевої газової холодильної машини; створені твердотільні моделі деталей і вузлів, що входять в конструкцію РЛГХМ;

- створена математична модель термодинамічного циклу реальної РЛГХМ у вигляді диференціальних рівнянь, що описують процеси стиснення і розширення робочого тіла в ізольованому об'ємі порожнини. Ці рівняння складені з урахуванням зміни маси газу в парних порожнинах, а також зміни в залежності від кута оберту приводного вала, тисків і температур робочого тіла;

- розраховано і спроектовано обладнання для РЛГХМ з метою організації ефективного теплообміну в трьохпоточних протиточних теплообмінниках;

- проведено дослідження впливу режимних і конструктивних параметрів на енергетичні характеристики РЛГХМ в діапазоні температур помірного охолодження (від 0° до -100°С); показано, що використання створеної машини дозволяє досягти підвищення енергоефективності та зменшення масогабаритних характеристик у порівнянні з поршневыми ГХМ Стірлінга, що серійно випускаються;

- виконано аналіз процесів роботи РЛГХМ при використанні різних робочих тіл (гелій, азот, метан); показано, що при заміні гелію у РЛГХМ на інший газ енергетичні показники машини погіршуються.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендації визначаються:

- коректністю постановки задачі у вигляді системи рівнянь, яка характеризується замкнутістю;

- використанням основних теоретичних положень термодинаміки, газової динаміки, теплофізики, теорії робочих процесів ГХМ при аналізі процесів, що відбуваються в холодильній машині, а також обґрунтованістю припущень, прийнятих при побудові математичної моделі робочих процесів РЛГХМ.

- забезпеченням адекватності математичних моделей результатом чисельного експерименту з максимальними розбіжностями не більше 5%.

- використанням сучасних математичних методів і апробованих програмних засобів проведення чисельних експериментів для оцінки основних показників РЛГХМ.

Практичне значення отриманих результатів:

- показано, що розроблена роторно-лопатева конструкція має ряд переваг у порівнянні з ГХМ Стірлінга в яких використовується громіздкий кривошипно-шатунний привод;

- створено методику, яка дозволяє визначити закономірності протікання робочих процесів у двохблочній РЛГХМ;

- розроблена математична модель робочого процесу двохблочної РЛГХМ (математична модель може бути використана при створенні перспективних машин РЛГХМ іншого типу);

- розроблена програма чисельного рішення диференціальних рівнянь, що лежать в основі математичної моделі РЛГХМ, дає можливість проектувати машини вказаного типу на інші температурні рівні і холодопродуктивності;

- результати розрахункових досліджень дозволяють більш обґрунтовано задаватися параметрами двохблочної РЛГХМ;

- заміна гелію в РЛГХМ азотом знижує холодопродуктивність на 30%, а холодильний коефіцієнт на – 6%.

Особистий внесок здобувача в отриманні наукових результатів полягає в розробці методів чисельного моделювання робочих процесів, що відбуваються в РЛГХМ, виконанні моделювання та отриманні рекомендацій по конструюванню РЛГХМ та її основних елементів.

Апробація результатів роботи. Результати дисертаційної роботи широко обговорювалися на наступних конференціях, що відбулися як в Україні, так і за кордоном: X-й Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології», (м. Одеса, Україна, 2015), VIII-й Міжнародній науково-технічній конференції «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», (м. Миколаїв, Україна, 2016), VIII-й Міжнародній науково-технічній конференції «Казахстан – Холод 2017», (м. Алмати, Казахстан, 2017), IX-й Міжнародній конференції «Compressors Conferences» (м. Братислава, Словаччина, 2017); XI-й Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології», (м. Одеса, Україна, 2017).

Публікації. Основний обсяг дисертації відображений в 5 публікаціях, з яких 5 статей опубліковані в спеціалізованих науково-технічних журналах, затверджених ДАК МОН України, які входять до міжнародних наукометричних баз.

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел із 81 найменувань. Зміст роботи викладено на 142 сторінках основного тексту, включаючи 55 рисунків, 13 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовується актуальність теми дисертації, відображається зв'язок із державними програмами, сформульовані мета і завдання дослідження, а також відзначається наукова новизна, відображається особистий внесок здобувача, приводяться відомості про апробацію основних положень дисертації.

У **першому розділі** «Сучасний стан газових холодильних машин Стірлінга, які використовуються для виробництва холоду в діапазоні помірних температур» наведені результати аналітичного дослідження літературних джерел, які показали, що ці машини з успіхом використовуються в діапазоні від 0° до -100°С. За ефективністю вони не поступаються парокомпресійним холодильним машинам (ПХМ).

Відзначається, що великий внесок у розвиток і удосконалення ГХМ Стірлінга внесли такі вчені, як В.С. Мартиновський, І.М. Шнайф, А.М. Архаров, В.М. Бродянский, А.Д. Сулов, І.І. Караванський, Л.З. Мельцер, Г.К. Лавренченко, а також Гіффорд, Келлер і Джонкерс, Мак-Магон, Уокер, Фінкельштейн.

Серед усіх розглянутих типів газових холодильних машини Стірлінга найбільший потенціал для виробництва холоду в діапазоні помірних температур, як показав аналіз, має роторно-лопатеву ГХМ. Ця машина характеризується рядом переваг перед іншими типами машин Стірлінга, в тому числі і такими, як хороша врівноваженість, багатоканальність, можливість роботи з безконтактними ущільненнями і т.п.

В даний час низкою компаній, наприклад Global Cooling B.V., Cryodynamics Inc., випускаються серійні моделі цих машин для температур охолодження до 173 К. Різними авторами проводяться експериментальні та теоретичні дослідження ГХМ, створюються машини з новими конструктивними схемами, вивчається вплив найбільш важливих енергетичних характеристик машини. Було встановлено перелік основних параметрів, які впливають на показники ГХМ Стірлінга.

Показано, що в ГХМ Стірлінга можуть бути використані альтернативні гелію робочі тіла. Їх властивості істотно відрізняються від властивостей гелію (наприклад, щільність). Виконаний аналітичний огляд дав можливість вибрати в якості об'єкта дослідження роторно-лопатеву ГХМ, а також сформулювати перелік основних науково-технічних завдань, що підлягають вирішенню.

Другий розділ «Роторно-лопатєва газова холодильна машина» присвячений опису принципу дії створеної РЛГХМ, а також розгляду конструктивних особливостей двохблочної холодильної машини з кулачковим механізмом перетворення руху (МПР). У ідеалізованій машині, в якій відсутні технічні втрати, реалізується термодинамічний цикл, що складається з двох ізотерм і двох ізохор (див. рис. 1). На ізотермі навколишнього середовища T_C і ізотермі охолодження T_E виконуються, відповідно, процеси стиснення і розширення робочого тіла. Ізохоричні процеси здійснюються в регенераторі.

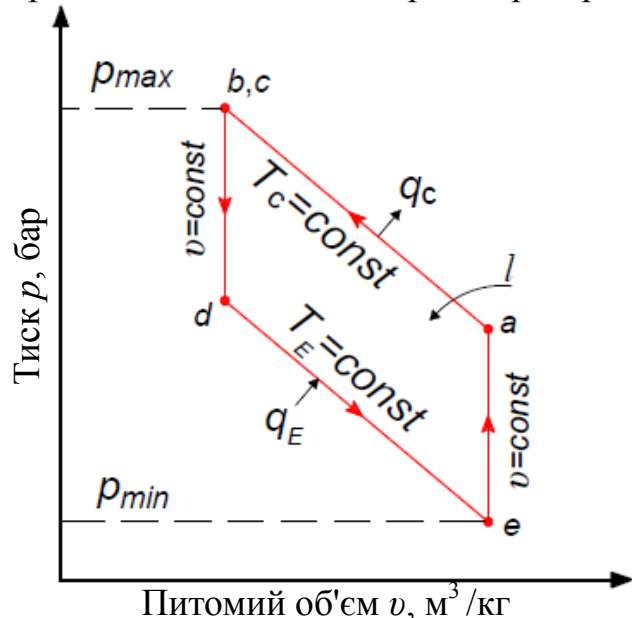


Рис. 1. Термодинамічний цикл РЛГХМ
 q_C – питома кількість відведеного тепла
 q_E – питома кількість одержаного холоду
 l – питома робота затрачувана в циклі

Роторно-лопатєва газова холодильна машина (див. рис. 2) складається з двох робочих блоків (РБ) 1 і 2, в яких із зсувом на 45° проводиться стиснення і розширення робочого тіла. Робочі блоки мають один загальний приводний вал 3. Холодильник (Х) 6 і рефрижератор Р (теплообмінник навантаження) 7 з'єднані з робочими блоками магістралями стисненого високотемпературного і розширеного холодного робочого тіла. Відведення тепла від нього здійснюється теплоносієм через магістраль 16, яка підключена до трьохпоточного холодильника 6; до трьохпоточного рефрижератора підключена магістраль 17 підведення тепла від охолоджуваного об'єкта.

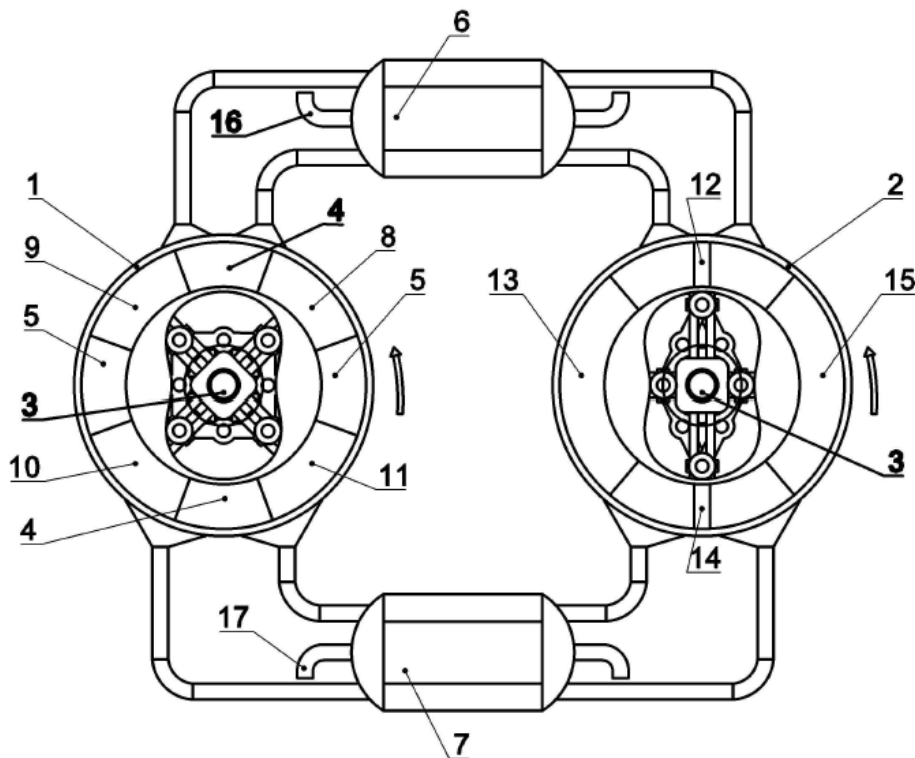


Рис. 2. Пристрій РЛГХМ: 1, 2 – робочі блоки; 3 – вал; 4, 5 – пари лопатей; 6 – холодильник; 7 – рефрижератор (теплообмінник навантаження); 8, 9, 10, 11 – порожнини РБ 1; 12, 13, 14, 15 – порожнини РБ 2; 16 – магістраль відведення тепла; 17 – магістраль підведення тепла

При роботі РЛГХМ всередині порожнин першого і другого робочих блоків здійснюються процеси стиснення і розширення. Рисунки 1 і 2 показують, яким чином у порожнинах 15 і 9 відбувається стиснення і розширення робочого тіла:

1) стиснення газу в порожнині 15 РБ 2 (процес $a - b$);

2) витіснення газу з порожнини 15 через X в РБ 1 (точка c);

3) відведення тепла в навколишнє середовище в холодильник 6;

4) всмоктування газу охолодженого до T_c із X у порожнину 9 РБ1, де

при контакті газу в 9 з холодними лопатями він охолоджується в процесі $b - d$;

5) розширення газу з одночасним його охолодженням і здійсненням зовнішньої роботи (процес $d - e$);

6) нагнітання газу з порожнини через P в РБ 2 (точка e);

7) підведення тепла до газу від охолоджуваного об'єкта в P ;

8) всмоктування газу із P в порожнину 15 РБ 2, де він при контакті з гарячими лопатями підігрівається в процесі $e - a$.

Таким чином, при оберті приводного вала 3 на кут 90° відбуваються два повні термодинамічні цикли в РБ 1 і 2. При оберті приводного вала машини на 360° , на один його оберт, в РЛГХМ здійснюються 4 термодинамічні цикли.

З вищевикладеного випливає, що в роторно-лопатевій газовій холодильній машині реалізовано різноспрямований рух газоподібного робочого тіла по тракту, утвореному робочими порожнинами робочих блоків 1 і 2, з'єднаних через холодильник 6 і теплообмінник навантаження 7, завдяки чому потреба в регенераторі відпадає (див. рис. 1 і 2).

Завдяки симетричній конструкції РЛГХМ добре врівноважена і створює мінімальний рівень вібрації. На відміну від ГХМ Стірлінга з шатунно - поршневим механізмом руху, у роторно-лопатевій газовій холодильній машині менша кількість деталей – корпус і два ротори з лопатями. Місця стиковки рухомих деталей утворюються великими поверхнями, що дозволяє досить просто і надійно їх ущільнювати.

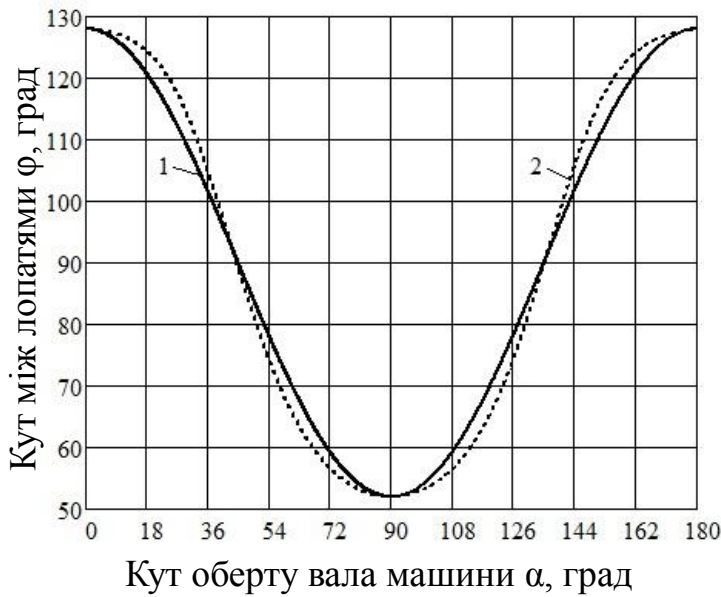


Рис.4. Залежність кута між важелями лопатей φ від кута α :

1– теоретичні дані; 2– комп'ютерні дані

збереження енергії і маси відкритої термодинамічної системи і рівнянні стану робочого тіла Клапейрона-Менделєєва.

Враховуючи конструктивні розміри роторно-лопатевої групи холодильної машини і параметри механізму перетворення руху виведено закон зміни об'єму порожнини між лопатями в залежності від кута α в наступному вигляді:

$$V(\alpha) = 2a \cdot \cos 2\alpha + 2b - \varphi_{\text{л}}, \quad (2)$$

де $a = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}$, $b = \frac{\pi}{4}$ – параметри профільованого контуру доріжки кочення; φ – кут між важелями лопатей; $\varphi_{\text{л}}$ – кутовий розмір лопаті.

Зміни об'ємів порожнин за один оберт приводного вала представлені на рис.5 для двох робочих блоків РЛГХМ в залежності від кута оберту приводного вала.

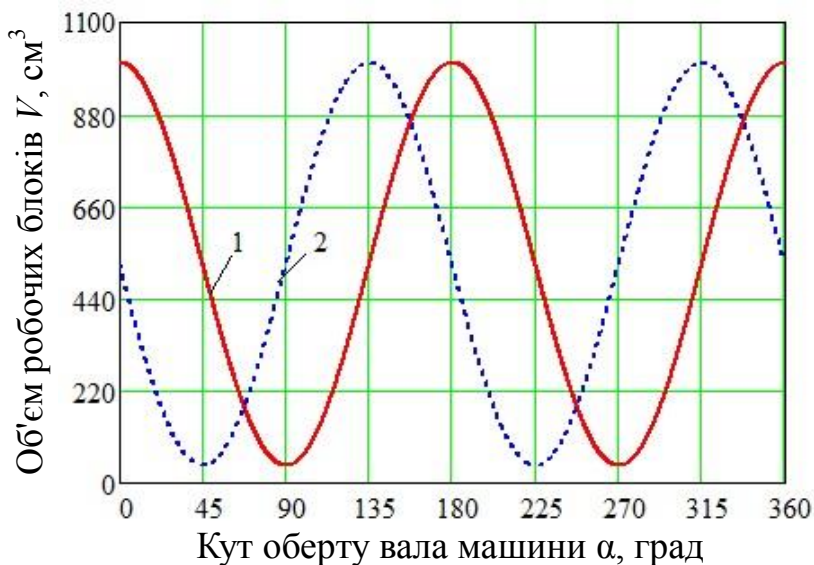


Рис. 5. Зміни об'ємів порожнин в РБ в залежності від кута α :

1, 2 – об'єми порожнин першого і другого РБ, відповідно

Однак розбіжності в отриманих результатах, як видно з рис. 4, незначні (не більше 3%) і не можуть суттєво вплинути на теоретичні показники. Зіставлення графіків підтверджує їх якісну збіжність.

У третьому розділі «Розробка чисельної математичної моделі робочого процесу роторно-лопатевої газової холодильної машини» приводиться опис чисельної математичної моделі, розробленої для аналізу робочого процесу, що відбувається в порожнинах РЛГХМ. Математична модель двохблочної РЛГХМ побудована на основі законів

Із рис. 5 випливає, що зсув між значеннями $V(\alpha)$ у першому і другому РБ становить 45° .

Визначено об'єми у вузлових точках циклу, в яких початок і кінець кожного процесу відповідають оберту приводного вала на 45° . В результаті отримано:

$$V_a = V_e = (2a + 2b - \phi_n) a_\Sigma; \quad (3)$$

$$V_b = V_d = (2b - \phi_n) a_\Sigma, \quad (4)$$

де a_Σ – відносна величина «мертвого» об'єму.

Показано, що процеси, які відбуваються у двох порожнинах РЛГХМ, наприклад, як на рис. 2, в 15 і 9, аналогічні процесам в ідеалізованій ГХМ Стірлінга. У циклі Стірлінга тиск p в робочому об'ємі машини змінюється також за гармонійним законом:

$$p = p_{\min} \frac{1 + \delta}{1 + \delta \cos(\alpha - \theta)}, \quad (5)$$

де θ – кут, відповідний мінімальному тиску в порожнині, значення якого можна визначити з виразу:

$$\theta = \arctg \frac{w \cdot \sin \phi}{\tau + w \cdot \cos \phi}, \quad (6)$$

δ – конструктивний параметр, що визначає ступінь стиснення в циклі:

$$\delta = \frac{\sqrt{\tau^2 + 2 \cdot \tau \cdot w \cdot \cos \phi + w^2}}{\tau + w + 2 \cdot \bar{a}_\Sigma}, \quad (7)$$

w – відношення максимальних об'ємів порожнин стиснення і розширення, яке зазвичай лежить в діапазоні $1 \dots 1,3$; ϕ – кут зсуву зміни об'ємів стиснення і розширення; $\tau = T_C / T_E$ – відношення температур холодильника і рефрижератора; $\bar{a}_\Sigma = \bar{a}_K + \bar{a}_{хол} + \bar{a}_{реф}$ – відносний зведений «мертвий» об'єм. Для подальшого використання введено середній тиск в машині:

$$\bar{p} = p_{\max} \cdot \left[(1 - \delta) / (1 + \delta) \right]^{1/2}, \quad (8)$$

Холодопродуктивність для РЛГХМ з приводом, що має частоту обертання n , хв^{-1} :

$$Q_E = \frac{\pi \cdot n}{60} \cdot V_e \cdot \bar{p} \cdot \sin \theta \frac{\delta}{1 + \sqrt{1 - \delta^2}}, \quad (9)$$

де V_e – максимальний об'єм порожнини розширення.

Кількість тепла, що відводиться у навколишнє середовище через холодильник,

$$Q_C = \frac{\pi \cdot n}{60} V_e \cdot \bar{p} \cdot w \frac{\delta \sin(\phi - \theta)}{1 + \sqrt{1 - \delta^2}}. \quad (10)$$

Виходячи з отриманих виразів для Q_E і Q_C , знайдений холодильний коефіцієнт ідеалізованої РЛГХМ:

$$\varepsilon_s = \left[(Q_C / Q_E) - 1 \right]^{-1} = \left[(T_C / T_E) - 1 \right]^{-1} = 1,36, \quad (11)$$

де $T_C = 300 \text{ К}$ – температура навколишнього середовища; $T_E = 173 \text{ К}$ – температура охолодження.

Звідси випливає, що холодильний коефіцієнт ідеалізованої машини Стірлінга і РЛГХМ строго рівні холодильному коефіцієнту циклу Карно. Викликано це тим, що при виведенні співвідношень (9) і (10) не враховувалися втрати від незворотності.

Визначено, використовуючи (9) таку характеристику, як холодопродуктивність

$$Q_E = \frac{\pi \cdot 1450}{60} \cdot 1,21 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 10^6 \cdot 0,54 \frac{0,465}{1 + \sqrt{1 - 0,465^2}} = 10,9 \text{ кВт}.$$

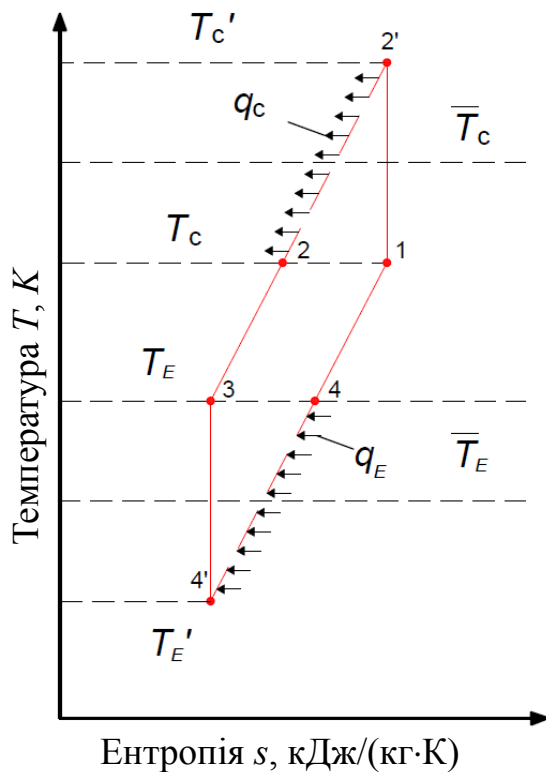


Рис. 6. Цикл РЛГХМ з адіабатними процесами стиснення і розширення газу:

1-2-3-4 – зворотній цикл РЛГХМ;
1-2'-2-3-4'-4-1 – цикл РЛГХМ з адіабатними процесами стиснення і розширення

Отримане значення Q_E показує, що в ідеалізованій РЛГХМ можна при $T_E = 173 \text{ К}$ (мінус 100°C) досягати холодопродуктивності порядку 10 кВт.

Основні втрати, що виникають в ГХМ Стірлінга, об'єднані в дві групи: одні з них викликають зниження холодопродуктивності, а інші зростання енергоспоживання.

Із рис. 6 видно, що втрати цього виду можуть виникати в циклі ГХМ при адіабатному стисненні газу від температури T_C до T'_C і адіабатному розширенні – від T_E до T'_E . Це спричиняє перехід від циклу 1-2-3-4 з ізотермічним стисненням і розширенням до циклу 1-2'-2-3-4'-4-1 з адіабатними процесами.

Треба враховувати, що в даному циклі використовуються ті ж джерела тепла з температурами T_C і T_E . Реалізація циклу з попередніми температурами призводить до зовнішньої незворотності, обумовленої передачею тепла в процесах 2'-2 і 4'-4 при кінцевих і досить значних різницях температур.

Цикл реалізується в діапазоні середньопланіметричних температур

$$\bar{T}_C = \frac{T'_C - T_C}{\ln(T'_C/T_C)}; \bar{T}_E = \frac{T_E - T'_E}{\ln(T_E/T'_E)}. \quad (12)$$

Показано, як суттєво може знижуватися ефективність циклу при використанні адіабатних процесів.

Початок процесу розширення відповідає мінімальному куту між важелями лопатей в розглянутій порожнині, а значить і мінімальному її об'ємі. До кінця процесу розширення об'єм порожнини збільшується приблизно в два і більше рази.

Зміна тиску в процесі адіабатного розширення може бути описана як

$$p_{34}(\alpha) = p_3 \left(\frac{2b - \varphi_l}{2a \cos 2\alpha + 2b - \varphi_l} \right)^k. \quad (13)$$

Температура в процесі розширення змінюється за законом:

$$T_{34'}(\alpha) = T_3 \left(\frac{2b - \varphi_n}{2a \cos 2\alpha + 2b - \varphi_n} \right)^{k-1}. \quad (14)$$

У момент відкриття вікон, що сполучають робочий блок із рефрижератором, починається процес передачі через нього робочого тіла з одного робочого блоку в інший з підведенням тепла. У процесі підведення тепла відбувається збільшення тиску і температури. Остання приймає середньопланіметричне значення $\overline{T_E}$.

Аналогічно процесу розширення представлені співвідношення для процесу адіабатного стиснення:

$$p_{12'}(\alpha) = p_1 \left(\frac{2a + 2b - \varphi_n}{2a \cos 2\alpha + 2b - \varphi_n} \right)^k; \quad (15)$$

$$T_{12'}(\alpha) = T_1 \left(\frac{2a + 2b - \varphi_n}{2a \cos 2\alpha + 2b - \varphi_n} \right)^{k-1}. \quad (16)$$

Конструкція холодильника забезпечує відведення тепла в навколишнє середовище, при якому температура газу знижується до температури $\overline{T_C}$.

Роботи, необхідні для стиснення робочого тіла і одержувані при його розширенні, можна представити визначеними інтегралами:

$$A_{cm} = \int_0^{\pi/4} p_{12'}(\alpha) \frac{dV(\alpha)}{d\alpha} d\alpha; \quad (17)$$

$$A_{pu} = \int_{3\pi/4}^{\pi} p_{34'}(\alpha) \frac{dV(\alpha)}{d\alpha} d\alpha. \quad (18)$$

В результаті робота термодинамічного циклу

$$A_i = A_{cm} - A_{pu}. \quad (19)$$

Споживана потужність при частоті обертання валу n становитиме:

$$W = 4A_i \frac{n}{60}. \quad (20)$$

де 4 – кількість парних порожнин у двох блоках холодильної машини, що реалізують термодинамічний цикл за один оберт валу.

Інтеграли (17) і (18) не вдається визначити аналітично. Для їх визначення використовувалося чисельне моделювання.

Зупинимося на більш детальному розгляді деяких характеристик процесів, що відбуваються в роторно-лопатевій газовій холодильній машині.

На початку пояснимо, яким чином здійснюється регенерація тепла в РЛГХМ. У циклі Стірлінга, як показано на рис. 6, регенерація тепла відбувається в ізохоричних процесах 2–3 і 4–1. Ці процеси реалізуються в регенераторі з теплоємною насадкою. У конструкції РЛГХМ такий регенератор відсутній. Тому регенеративний теплообмін в машині організовується по-іншому. У порожнинах 9 і 15 (див. рис. 1 і 2) регенерація тепла організовується наступним чином. Охолодження газу, що надходить у порожнину 9 виконується в результаті його теплообміну з лопатями 4 і 5, що утворюють порожнину, яку перед цим покинув газ із

температурою T'_E . Охолоджені до цього лопаті в процесі 3–4' передають газу таку кількість акумульованого їх масою холоду:

$$Q_1 = M_{\text{л}} \cdot c_{\text{л}} \cdot (T_3 - T_{4'}), \quad (21)$$

де $M_{\text{л}}$ і $c_{\text{л}}$ – маса лопатей і питома теплоємність їх матеріалу.

Для охолодження ж газу, що надходить в порожнину, потрібен холод

$$Q_2 = G \cdot c_v \cdot (T_2 - T_3) \cdot \tau, \quad (22)$$

де G – витрата робочого тіла в циклі машини; τ – тривалість процесу.

Наведемо приклад. Використано наступні дані: показник адіабати робочого тіла $k = 1,66$; газова стала $R = 2078$ Дж/кг·К; ізохорна теплоємність гелію $c_v = 3126$ Дж/кг·К; $T_3 = 173$ К; $T_{4'} = 99,4$ К; $M_{\text{л}} = 500$ г; $c_{\text{л}} = 0,888$ Дж/г·К; $G = 0,036$ кг/с. Розрахунки дозволили отримати на основі (21) кількість акумульованого холоду $Q_1 = 32856$ Дж, згідно (22), і необхідну для охолодження робочого тіла в процесі 2–3 холодопродуктивність $Q_2/\tau = 14630$ Вт.

Значення Q_1 і Q_2/τ порівнюються при $\tau = 2,3$ с. Чи достатньо буде часу для теплообміну? Врахуємо частоту обертання валу машини 1450 хв⁻¹ (24 с⁻¹) і тривалість в 45° розглянутого процесу розширення. На підставі цього приходимо до висновку, що в цілому цей процес триває 3 с. Це вказує на те, що розпочате після всмоктування в порожнину 9 охолодження газу з використанням холоду Q_1 завершується в процесі адіабатного розширення 3–4'.

Подібним чином організовується регенеративний теплообмін і в порожнині 15, що знаходиться в РБ 2. Тут процес регенерації 4–1 проводиться за рахунок тепла, акумульованого теплоємною масою двох лопатей в попередньому процесі 1–2', і потім використаного для нагріву робочого тіла.

Аналіз умов, при яких в машині вдається здійснити процеси регенеративного теплообміну, показує, що в кожній з восьми порожнин відбуваються не всі процеси, що формують повний термодинамічний цикл (див. рис. 1, 2 і 6).

Насправді, в чотирьох порожнинах реалізуються такі процеси, як у порожнині 9, що складаються з процесів 2–3, 3–4' і 4'–4. В інших чотирьох порожнинах, подібних порожнині 15, виконуються процеси 4–1, 1–2' и 2'–2. Це дозволяє забезпечити безперервний рух потоків робочого тіла назустріч один одному в холодильнику і рефрижераторі.

Відзначено, що регенеративний теплообмін з використанням теплоємної маси теплообмінних апаратів успішно використовується у великотоннажних кріогенних повітророзподільних установках. У них, замість регенераторів з базальтовою насадкою або алюмінієвими галетами, застосовуються пластинчасто-ребристі теплообмінники, що перемикаються.

Для розрахунку параметрів РЛГХМ і побудови графіків робочих процесів була розроблена уточнена методика. Розрахунки починаються з завдання геометричних параметрів робочої зони холодильної машини, розмірів і розташування всмоктувальних і нагнітальних вікон, виду робочого тіла і його параметрів, тиску і температури робочого тіла у всмоктувальних і нагнітальних трубопроводах та ін.

У четвертому розділі «Теоретичне дослідження показників ефективності роторно-лопатевої газової холодильної машини» приводяться результати чисельного моделювання робочого процесу досліджуваної двохблочної РЛГХМ.

Наведемо деякі з отриманих результатів, використовуючи формули (15)-(18). Процес розширення в РЛГХМ відбувається при куті оберту приводного вала $135^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$.

Із рис. 7 випливає, що тиск у порожнині в процесі розширення змінюється від $p_3(135^\circ) = 12$ до $p_4(180^\circ) = 2,85$ бар, а температура – від $T_3(135^\circ) = 173$ до $T_4(180^\circ) = 99,4$ К.

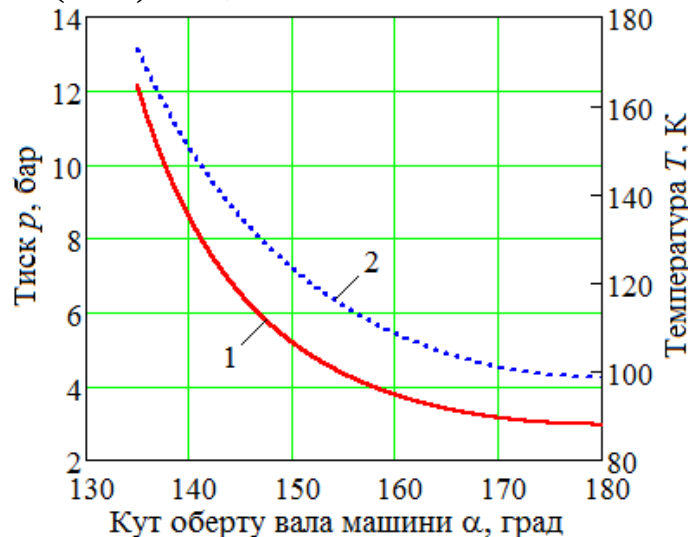


Рис. 7. Зміни тиску (1) і температури (2) в процесі розширення в залежності від кута α

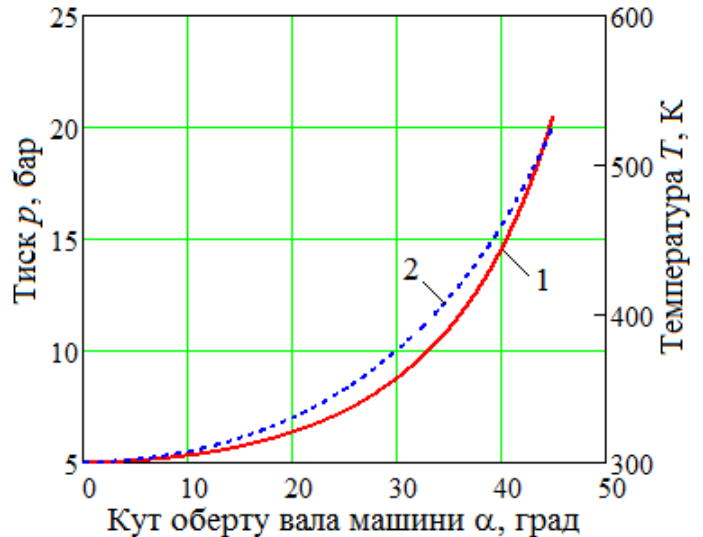


Рис. 8. Зміни тиску (1) і температури (2) в процесі стиснення в залежності від кута α

Процес стиснення в РЛГХМ відбувається при куті оберту приводного вала $0^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$. Тиск і температура на початку процесу стиснення рівні $p_1 = 5$ бар і $T_1 = 300$ К. Графік зміни тисків і температур у робочій порожнині в процесі стиснення наведено на рис. 8. З нього видно, що тиск у порожнині в процесі стиснення змінюється від $p_1(0^\circ) = 5$ до $p_2(45^\circ) = 20,5$ бар, а температура – від $T_1(0^\circ) = 300$ до $T_2(45^\circ) = 525$ К.

Виконані розрахунки характеристик циклу РЛГХМ показали, що при врахуванні адіабатних процесів стиснення і розширення ступінь термодинамічної досконалості може знизитися до

$$\eta_s = \varepsilon_A / \varepsilon_s = 0,49 / 1,36 = 0,36. \quad (23)$$

де ε_A – холодильний коефіцієнт машини з адіабатними процесами. Приведені характеристики циклу РЛГХМ в табл. 1.

У табл. 1 вказані показники робочого процесу РЛГХМ, отримані в результаті математичного моделювання.

Розроблена роторно-лопатева газова холодильна машина, як зазначалося, має низку переваг. Основні - це висока ефективність при виробництві помірного холоду.

Проведено порівняння параметрів газових холодильних машин Стірлінга з РЛГХМ. У табл. 2 наведені результати порівняння параметрів ГХМ Стірлінга, що серійно випускаються, з РЛГХМ.

Таблиця 1. Результати математичного моделювання циклу РЛГХМ

Величина	Значення
Середньопланіметрична температура в об'ємі рефрижератора $\overline{T_E}$, К	133
Середньопланіметрична температура в об'ємі холодильника $\overline{T_C}$, К	402
Максимальний тиск p_{max} , бар	20,5
Холодопродуктивність Q_E , кВт	12
Теплове навантаження на холодильник Q_C , кВт	36,5
Споживана потужність W , кВт	24,5
Холодильний коефіцієнт ε_A	0,49
Ступінь термодинамічної досконалості η_s	0,36

Таблиця 2. Результати порівняння параметрів ГХМ Стірлінга з РЛГХМ

Параметр	SPC-1	КГМ-9000/80	РЛГХМ
Холодопродуктивність Q_E , кВт	12	12	12
Частота обертання валу n , хв ⁻¹	1450	1450	1200
Ступінь термодинамічної досконалості η_s	0.31	0.3	0.36
Температура охолодження T_E , К	173	173	173
Робоче тіло	Гелій	Гелій	Гелій
Максимальний тиск p_{max} , МПа	5	5	2
Кількість циліндрів	4	4	2
Об'єм порожнини розширення V_e , см ³	1000	980	1003
Маса, кг	250	1500	100

При однаковій холодопродуктивності $Q_E = 12$ кВт ефективність РЛГХМ у порівнянні з поршневіми ГХМ Стірлінга, що серійно випускаються, вище на 15%. За масовими характеристиками РЛГХМ у порівнянні з SPC-1 "Stirling Cryogenics" менше в 2,5 рази, а в порівнянні з КГМ-9000/80 «Геліймаш» менше в 15 разів. РЛГХМ характеризується високою компактністю: 510мм×560мм×300мм (Д×Ш×В).

Виконано аналіз процесів роботи РЛГХМ при використанні різних робочих тіл (гелій, азот, метан) на температурному рівні 233 К. Показано, що для всіх робочих тіл холодопродуктивність збільшується із частотою обертання валу і підвищенням тиску заправки (див. рис. 9, 10).

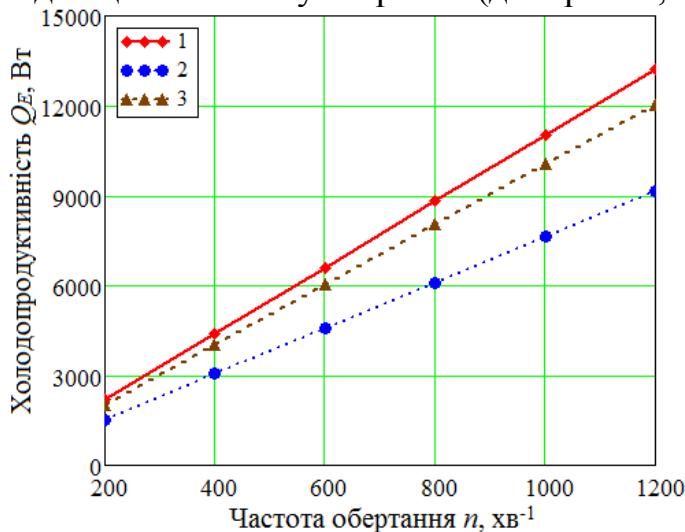


Рис.9. Порівняння показників холодопродуктивності Q_E від частоти обертання валу n для різних робочих тіл: 1 – гелій; 2 – азот; 3 – метан.

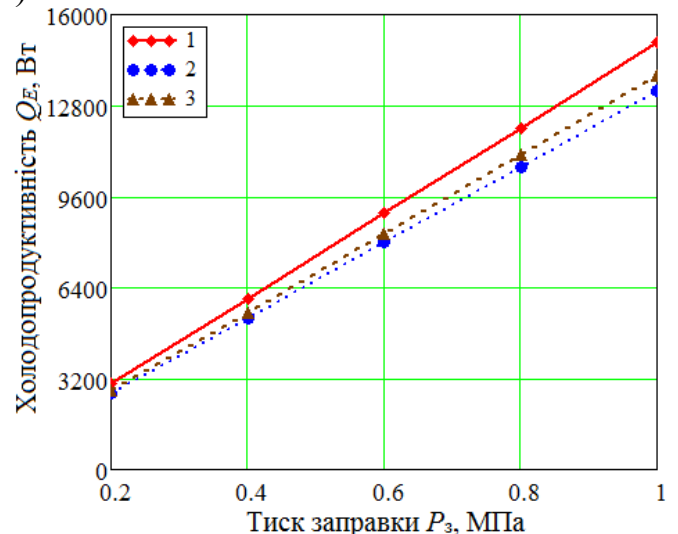


Рис.10. Порівняння показників холодопродуктивності Q_E від тиску заправки P_3 для різних робочих тіл: 1 – гелій; 2 – азот; 3 – метан.

При використанні гелію холодопродуктивність Q_E склала 13215 Вт, а холодильний коефіцієнт ε дорівнював 1,656. При використанні азоту холодопродуктивність знизилася до 9156 Вт, що менше на 30% у порівнянні з використанням гелію, а максимальне значення ε склало 1,54, що менше на 6% ніж для гелію.

У разі метану холодопродуктивність знизилася до 12050 Вт, що на 9% менше в порівнянні з використанням гелію. При цьому максимальне значення ε дорівнювало 1,45, що менше на 12% цього показника для гелію.

Різниця в показниках між азотом і гелієм обумовлена перепадом тиску в системі від порожнини стиснення до порожнини розширення і загальним значним падінням тиску азоту в порівнянні з гелієм.

Проведено порівняння ефективності РЛГХМ і парокомпресійної холодильної машини, яка використовується для конденсації газів на газозах. Розрахунок параметрів ПХМ виконаний за програмами Solkane і Coolpack. ПХМ представляє собою каскадну холодильну установку, що працює на R717 у верхньому каскаді і R1150 (етилен) у нижньому. Передбачена заміна робочого тіла верхнього каскаду на R290. Температура кипіння була прийнята рівною $T_E = 173$ К, а конденсації – температурі навколишнього середовища $T_C = 300$ К. Вважаємо що, в ПХМ реалізується ідеалізований каскадний цикл. Результати розрахунків представлені в табл. 3.

РЛГХМ при низьких температурах охолодження може стати альтернативою каскадним парокомпресійним холодильним машинам. Її використання при таких температурах охолодження доцільно з двох причин: частково висока термодинамічна ефективність; не потрібно використовувати двоступеневі компресори, які значно підвищують вартість ПХМ.

Таблиця 3. Порівняння параметрів РЛГХМ і ПХМ

Параметр	РЛГХМ	ПХМ R717/R1150	ПХМ R290/R1150
Температура охолодження T_E , К	173	173	173
Температура середовища T_C , К	300	300	300
Холодопродуктивність Q_E , кВт	12	12	12
Ступінь термодинамічної досконалості η_s	0,36	0,38	0,36

Ступінь термодинамічної досконалості РЛГХМ, як впливає з таблиці 3, при температурі охолодження 173 К дорівнює η_s каскадної ПХМ. Однак потрібно враховувати, що РЛГХМ має низку переваг у порівнянні з ПХМ.

Також у даному розділі проведено чисельне дослідження компактного пластинчасто-ребристого теплообмінного обладнання для роторно-лопатевої газової холодильної машини (див. рис. 11). Запропоновано методику аналізу графічним методом пластинчасто - ребристого теплообмінника. Модель описує ефект вторинних параметрів, таких як осьова теплопровідність через металеву матрицю теплообмінника. Вивчено вплив геометричних параметрів і коефіцієнта теплопередачі. Отримано графік залежностей довжини, ефективності ребра і падіння тиску в теплообміннику в залежності від товщини ребра і щільності оребрення (рис. 11).

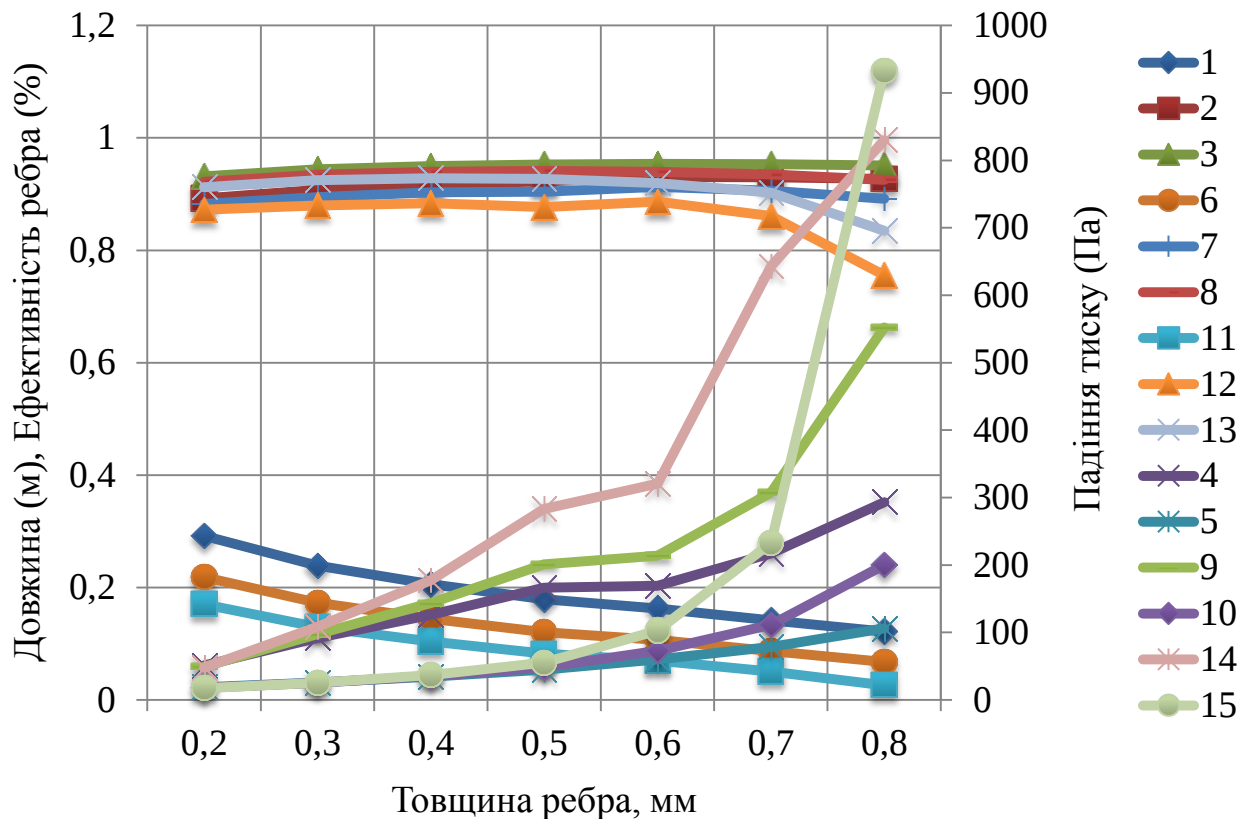


Рис. 11. Залежності параметрів теплообмінника від товщини і щільності оребрення:

- 1, 6, 11 – довжина теплообмінника, відповідно при 400, 500, 600 ребер / м;
- 2, 7, 12 – ефективність ребра гарячого потоку, відповідно;
- 3, 8, 13 – ефективність ребра холодного потоку, відповідно;
- 4, 5, 9, 10, 14, 15 – падіння тиску гарячого і холодного потоку.

Для аналізу результатів чисельного моделювання теплообмінник був спроектований в програмі Aspen HYSYS. Результати моделювання показують, що загальні відхилення від запропонованої чисельної моделі становить не більше ніж 5%. З рис. 11 можна зробити ряд висновків про наступне:

1. Падіння тиску гарячих потоків 1, 2 і холодного потоку 3 зменшується зі зменшенням щільності оребрення і зменшенням товщини ребер.

2. Об'єми всіх потоків зростають зі зменшенням щільності оребрення і зменшенням товщини ребер.

3. Ефективність ребер збільшується зі збільшенням товщини ребра і збільшенням щільності оребрення для 400, 500, 600 ребер/м.

4. Мінімум температурних напорів і гідравлічних опорів досягається при значенні щільності 500 ребер/м і при товщині ребра 0,2 мм.

Четвертий розділ завершується рекомендаціями щодо опису конструкції РЛГХМ створеної при виконанні дисертації.

У РЛГХМ для збільшення плавності руху лопаток застосовується кулачковий механізм перетворення руху. У механізмі відсутні складні зубчасті передачі. Конструкція РЛГХМ така, що дозволяє забезпечити порівняно хорошу ефективність за рахунок компактності виконання робочих порожнин і зменшення довжини трубопроводів. У машині є можливість регулювати холодопродуктивність шляхом зміни тиску і температури газу в робочому об'ємі холодильної машини. Це досягається введенням таких конструктивних елементів як ресивер, компресор і

керований клапан. На рис. 12 показана загальна конструкція двохблочної роторно-лопатевої газової холодильної машини.

РЛГХМ складається з двох робочих вузлів – блоків. Кожен блок містить

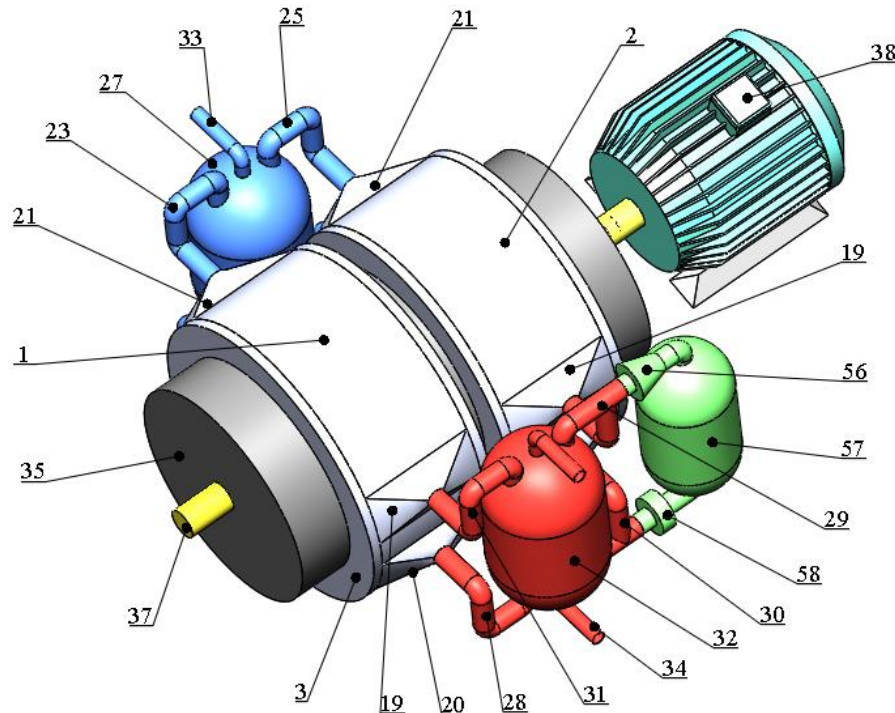


Рис. 12. Конструкція двохблочної РЛГХМ

циліндри 1 і 2, дві бічні кришки 3 і 4, коаксіальні вали 5 і 6, ротори 7 і 8, виконані заодно із зазначеними валами. Лопаті 9 і 10 встановлені на роторах 7 і 8 і розміщені в циліндрі 1. Циліндри 1 і 2, бічні кришки 3 і 4, ротори 7, 8 і лопаті 9 і 10 утворюють чотири робочі порожнини 11, 12, 13, 14 (15, 16, 17, 18) в кожному циліндрі (див. рис. 2). У циліндрах передбачені вікна 19-22, які пов'язані магістралями холодного робочого тіла

23-26 з теплообмінником навантаження 27, а так само магістралями стисненого робочого тіла 28-31 – з холодильником 32. При цьому вікна 21 і 22 циліндра 1 з'єднані магістралями 23-26 із такими ж вікнами 21 і 22 в циліндрі 2 для створення протитоку через теплообмінник навантаження 27 (див. рис. 12 і 13).

Вікна 19 і 20 циліндру 1 пов'язані перехресно магістралями 28-31 з такими ж вікнами 19 і 20 циліндра 2 з утворенням протитоку через холодильник 32. Робочі порожнини циліндрів 1 і 2, магістралі холодильника 32 і теплообмінника навантаження 27 герметизовані і заповнені під надлишковим тиском газоподібним робочим тілом, наприклад, гелієм. Підведення тепла від охолоджуваного об'єкта до робочого тіла здійснюється через магістраль 33, яка підключена до теплообмінника навантаження 27, а відведення тепла від робочого тіла відбувається через магістраль 34, яка підключена до холодильника 32. З двох боків від робочих блоків 1 і 2 встановлені механізми перетворення руху 35 і 36, які жорстко з'єднані один з одним єдиним загальним приводним валом 37, пов'язаним з електродвигуном 38.

МПР 35 здійснює перетворення рівномірного обертального руху приводного валу 37 у обертально - коливальний рух роторів 7 і 8 з лопатями 9 і 10. При цьому забезпечується плавність і безударність роботи холодильної машини. МПР містить корпус 39, на стінці якого жорстко закріплений диск 40. У центрі диска виконаний профільований контур 41 (див. рис.13).

На приводному валі 37 холодильної машини жорстко закріплена маточина 42 із чотирма парами напрямних 43 і маховиком 44. Між напрямними 43 знаходяться повзунки 45 з пальцями, які переміщуються уздовж напрямних 43. Наближаючись до центру маточини 42, вони сповільнюють свій рух, а віддаляючись від центру маточини 42 - прискорюють його. На одному кінці пальців повзунів 45 закріплені катки 46, які контактують із профільованим контуром 41.

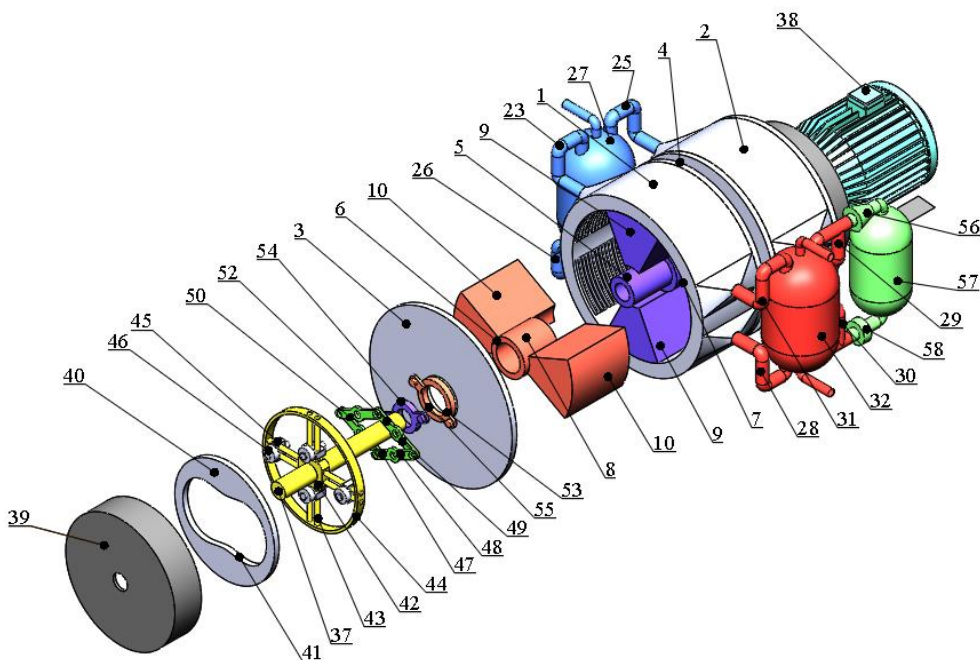


Рис. 13. РЛГХМ з рознесеними деталями конструкції

коаксіальними валами 5 і 6 циліндру 1. Для регулювання холодопродуктивності машини до магістралі 29 підключений робочий компресор 56, з'єднаний з прийомним ресивером 57, який керований клапаном 58 пов'язаний з магістраллю 30.

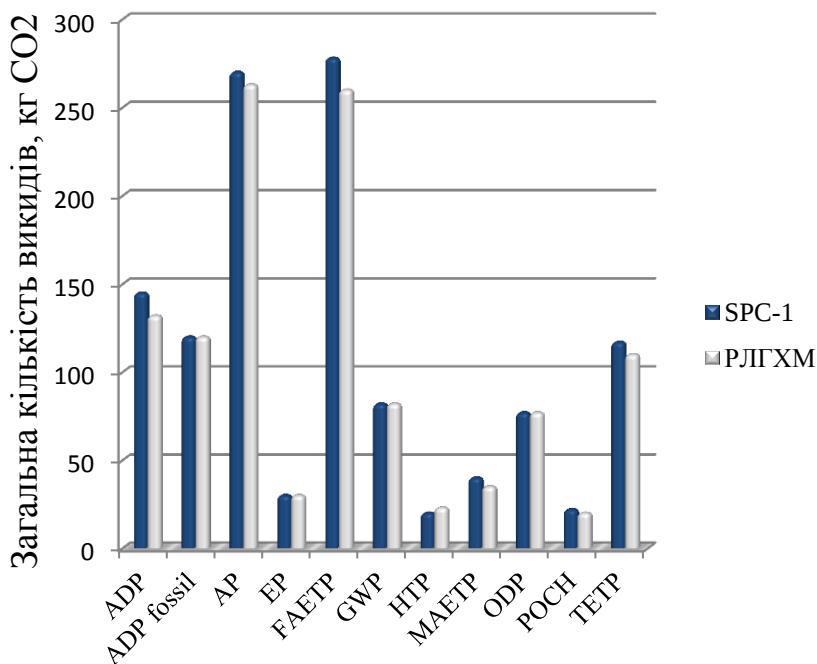


Рис. 14. Оцінка життєвого циклу РЛГХМ

загального обсягу через виснаження запасів міді в життєвому циклі електроенергії. Етап виробництва становить близько 23% від використання ресурсів для трубопроводів, теплообмінних апаратів і т. п. Була проведена оцінка життєвого циклу для ГХМ Стірлінга SPC-1 і РЛГХМ (рис. 14). Оцінені фактори впливу на навколишнє середовище: ADP – потенціал виснаження; ADP fossil – потенціал виснаження копалин; AP – підкислення; EP – Евтрофікація, FAETP – Потенціал водної екотоксичності прісної води; GWP – Потенціал глобального потепління; HTP – антропогенний потенціал; MAETP – Морський водний потенціал екотоксичності;

3 протилежного боку пальців повзунів 45 розташовуються шарніри вершин основної веденої ромбовидної ланки 47, яка складається з чотирьох ланок однакової довжини 48-51. Ромбoid 47 центрами ланок шарнірно пов'язаний з важелями 52 і 53 коаксіальних валів 54 і 55. Ці вали жорстко пов'язані з

У п'ятому розділі
«Оцінка життєвого циклу» об'єктом дослідження оцінки життєвого циклу є роторно-лопатева газова холодильна машина. Мета оцінки життєвого циклу полягає в тому, щоб оцінити вплив технологій РЛГХМ від їх виробництва до кінця терміну служби і потім порівняти їх з реальним аналогом (рис. 14). Значення для зносу елементів РЛГХМ становить 5,81 кг Sb екв. Основним джерелом цього впливу є етап експлуатації, який становить 77% від

ODP – руйнування озонового шару; POCH – потенціал створення фотохімічного оксиданта; TETR – потенціал наземної екотоксичності.

Виходячи з проведеного аналізу було визначено, що виробництво, монтаж, експлуатація і утилізація РЛГХМ завдає на 37% менший шкідливий вплив на навколишнє середовище у порівнянні з газовою холодильною машиною Стірлінга SPC-1.

РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ

Проведені дослідження дали можливість розробити теоретичні основи розрахунку, проектування і створення роторно-лопатевих газових холодильних машин, призначених для виробництва помірного холоду в діапазоні температур охолодження від 0°C до -100°C. На основі цього вирішено комплекс актуальних для холодильної техніки науково-прикладних задач, що дозволяють проводити подальше вдосконалення конструктивних характеристик машин цього типу, обґрунтовано вибирати і реалізовувати оптимальні режими їх роботи.

Розробка методик проектування і проведення додаткових досліджень – все це є необхідним комплексом і основою при удосконаленні нової роторно-лопатевої газової холодильної машини.

Основні результати, отримані в ході виконання даної дисертації, можна сформулювати в наступному вигляді:

1. Газові холодильні машини Стірлінга, що створюються низкою компаній для виробництва помірного холоду, володіють задовільними характеристиками. Разом з тим подальше їх поліпшення стримується недоліками, зумовленими використанням у цих машинах кривошипно-шатунного механізму. Орієнтація на ГХМ роторно-лопатевої конструкції дозволяє усунути недоліки, властиві традиційним машинам Стірлінга. Крім цього, роторно-лопатева машина володіє істотними резервами для їх подальшого вдосконалення з метою створення покоління нових ефективних і надійних холодильних машин.

2. Використаний в дослідженій холодильній машині механізм перетворення обертання ромбоїда в обертально-коливальний рух роторів із лопатями забезпечує гармонійний характер плавного руху без вібрацій, зміни об'ємів порожнин у двох пов'язаних один з одним робочих блоках. Оптимальний зсув експериментальних значень об'ємів у блоках, що є функціями кута оберту приводного вала, дорівнював $\pi/4$.

3. Робочі процеси в РЛГХМ описуються системою диференціальних рівнянь, які не допускають їх аналітичне рішення. Для визначення енергетичних характеристик холодильної машини побудована і реалізована математична модель опису робочих процесів, що враховує змінність маси газу в парних порожнинах, а також зміни в залежності від кута оберту приводного вала, тисків і температур робочого тіла.

4. Для забезпечення конструкторської та технологічної уніфікації деталей і вузлів роторно-лопатевих холодильних машин різної холодопродуктивності, створені їх твердотільні моделі. Це дозволяє при розробці РЛГХМ кількість деталей, що сполучаються і вузлів залишити незмінним. Відношення еквівалентного робочого об'єму до об'єму машини (коефіцієнт компактності основного об'єму) РЛГХМ, у порівнянні з традиційними ГХМ Стірлінга, буде на рівні 15-20%.

5. Аналіз втрат від термодинамічної незворотності в РЛГХМ показує, що необхідно для їх зниження забезпечити гранично високу інтенсивність теплообміну робочого тіла машини з верхнім і нижнім тепловими джерелами. З цією метою холодильник і рефрижератор холодильної машини повинні бути виконані у вигляді трьохпоточних пластинчасто-ребристих теплообмінників. Створено їх математичні моделі, що дозволяють при заданих теплових навантаженнях визначати оптимальну товщину і щільність ребрення, відповідних мінімуму температурних напорів і гідравлічних опорів у цих апаратах.

6. Енергетичні характеристики роторно-лопатевих газових холодильних машин визначалися з використанням трьох робочих тіл: гелій, азот, метан. Порівняння машин за основними характеристиками показало, що гелію немає альтернативи. Так, при переведенні машини з гелію на азот її холодопродуктивність знижується на 30%, а максимальне значення холодильного коефіцієнта – на 6%; при використанні метану холодопродуктивність на 9% менше, ніж у РЛГХМ, що працює на гелії.

7. У ГХМ Стірлінга регенерація тепла організується в ізохоричному процесі. Цей процес реалізується в регенераторі машини, що має високотеплоємну насадку. У конструкції РЛГХМ квазіізохоричний процес регенерації тепла здійснюється з використанням теплоємної маси двох лопатей машини. Це дозволяє створювати безперервний рух потоків робочого тіла назустріч один одному в холодильнику і рефрижераторі.

8. Для оцінки життєвого циклу РЛГХМ проаналізовано вплив на навколишнє середовище основних етапів життя виробу, включаючи придбання сировини, виробництво, експлуатацію системи, технічне обслуговування та ін. Виходячи з проведеного аналізу було визначено, що виробництво, монтаж, експлуатація та утилізація РЛГХМ завдає на 37% менший шкідливий вплив на навколишнє середовище в порівнянні з газовою холодильною машиною Стірлінга SPC-1.

ОСНОВНІ ПУБЛІКАЦІЇ ПО ТЕМІ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Трандафілов В.В. Перспективы развития газовых холодильных машин Стирлинга умеренного холода [Текст] / В.В. Трандафилов, О.Ю. Яковлева, М.Г. Хмельнюк // Холодильна техніка та технологія. – 2015. – №3 (51). – С. 26-33.

Особистий внесок: проаналізовано характерні особливості конструктивного виконання газової холодильної машини Стірлінга.

2. Trandafilov V. V. Computer simulation of a Stirling refrigerating machine [Text] / Trandafilov V.V., Khmelniuk M. G. // Холодильна техніка та технологія. – 2015. – №5 (51). – С. 92-98.

Особистий внесок: розроблена повна нелінійна математична модель машини.

3. Trandafilov V. V. The Stirling Gas Refrigerating Machine Mechanical Design Improving [Text] / Trandafilov V. V., Khmelniuk M.G., Yakovleva O. Y., Ostapenko A. V. // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – №1 (52). – С. 18-22.

Особистий внесок: показані перспективи використання роторно-лопатевої машини для холодильної техніки.

4. Trandafilov V. V. Mathematical model for study and design of a rotary-vane gas refrigerating machine [Text] / Trandafilov V. V., Khmelniuk M.G., Yakovleva O. Y. // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – №3 (52). – С. 4-8.

Особистий внесок: розроблена математична модель розрахунку основних параметрів робочого циклу роторно-лопатевої газової холодильної машини.

5. Trandafilov V. V. Numerical study of compact plate-fin heat exchanger for rotary-vane gas refrigeration machine [Text] / Trandafilov V.V., Khmelniuk M.G. // Холодильна техніка та технологія. – 2017. – №2 (53). – С. 14-18.

Особистий внесок: розроблена математична модель для розрахунку, проектування і оптимізації пластинчато-ребристого теплообмінника для газової холодильної машини.

Опубліковані роботи апробаційного характеру

1. Трандафілов В.В. Математическое моделирование цикла газовой холодильной машины Стирлинга. [Текст] / В.В. Трандафилов, А.В. Остапенко // X Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». – 11-12 вересня 2015 року м. Одеса. – С.123-124.

Особистий внесок: представлені результати математичного моделювання газової холодильної машини Стірлінга.

2. Trandafilov V.V. Effects of working fluid parameters on expansion process of a rotary-vane refrigeration machine.[Текст] / Trandafilov V.V., Khmelniuk M.G. // VIII Міжнародна науково-технічна конференція «Казахстан – Холод 2017», 15-16 березня 2017 року в м. Алмати. – С. 234-235.

Особистий внесок: проведено аналіз впливу параметрів робочого тіла на процес розширення роторно-лопатевої холодильної машини.

3. Trandafilov V. Numerical investigation of working fluid influence on Stirling refrigeration machine performance [Text] / Trandafilov V., Khmelniuk M., Ostapenko O., Baidak Y. // IX Міжнародна конференція «Compressors Conferences», м. Братислава, 2017р. DOI: 10.18462/iir.compr.2017.0211;

Особистий внесок: проведено аналіз впливу параметрів робочого тіла на енергетичні параметри роторно-лопатевої холодильної машини.

АНОТАЦІЯ

Трандафілов В.В. Удосконалення газової холодильної машини Стірлінга для одержання помірного холоду. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.14 – «Холодильна, вакуумна та компресорна техніка, системи кондиціювання». – Одеська національна академія харчових технологій. МОН України, Одеса, 2018.

Дисертація присвячена удосконаленню газової холодильної машини Стірлінга призначеної для одержання холоду в діапазоні помірних температур від 0° до -100°С за рахунок структурної оптимізації. Запропоновано принципово нову роторно-лопатевою конструкцію газової холодильної машини. Розроблена і представлена модель роторно-лопатевої газової холодильної машини з використанням комп'ютерного моделювання. Розроблено математичну модель робочого процесу в РЛГХМ у вигляді диференціальних рівнянь. Розбіжності в отриманих результатах теоретичних і комп'ютерних даних не більше 5%, що свідчить не тільки про якісну збіжність даних, але і про кількісну. Проведено дослідження впливу режимних і конструктивних параметрів на характеристики РЛГХМ в діапазоні помірних температур охолодження. Показано, що при однаковій холодопродуктивності 12 кВт, ефективність РЛГХМ у порівнянні

з поршневыми ГХМ Стірлінга, що серійно випускаються вище на 15%. За масовими характеристиками РЛГХМ менше в 2,5 рази. Такі добрі показники можна підтвердити габаритними характеристиками РЛГХМ, які складають 510мм×560мм×300мм (Д×Ш×В). Виконаний аналіз процесів роботи РЛГХМ при використанні різних робочих тіл (гелій, азот, метан) показав, що при заміні гелію в РЛГХМ азотом холодопродуктивність стала менше на 30%, а максимальне значення ε – менше на 6% ніж для гелію. При використанні метану холодопродуктивність знизилась більш, ніж на 9% у порівнянні з гелієм. Розроблено, досліджено та оптимізовано теплообмінне обладнання для РЛГХМ. Виконано оцінку життєвого циклу РЛГХМ. Проаналізовано вплив на навколишнє середовище. Було визначено, що виробництво монтаж і експлуатація, а також утилізація РЛГХМ завдає на 37% менше шкоди навколишньому середовищу в порівнянні з ГХМ Стірлінга SPC-1.

Ключові слова: Екологічна безпека – Енергетична ефективність – Газова холодильна машина Стірлінга – Роторно-лопатова газова холодильна машина – Масогабаритні характеристики – Математична модель – Життєвий цикл.

ABSTRACT

Trandafilov V. Improvement of the Stirling gas refrigerating machine for obtaining moderate cold. – The manuscript.

The thesis for candidate of science degree by specialty 05.05.14 – «Refrigerating, vacuum and compressor technique, air conditioning systems». – Odessa National Academy of Food Technologies, Ministry of Education and Science of Ukraine, Odessa, 2018.

The dissertation is devoted to the improvement of the Stirling gas refrigerating machine designed for obtaining moderate cold in the range at moderate temperatures from 0° to -100°C due to structural optimization. A fundamentally new rotary-vane design of a gas refrigerating machine is proposed. The model of rotary-vane gas refrigerating machine with the use of computer simulation is developed and presented. The mathematical model of the working process in the RVGRM in the form of differential equations is developed. Differences in the results of theoretical and computer data are not more than 5%, which indicates not only the qualitative convergence of data, but also the quantitative. The study of the influence of regime and structural parameters on the characteristics of RVGRM in the range of moderate cooling temperatures was carried out. It has been shown that with the same cooling efficiency of 12 kW, the efficiency of RVGRM in comparison with the piston Stirling gas refrigerating machine, which is serially produced higher by 15%. By mass characteristics RVGRM is less than 2.5 times. Such good indexes can be confirmed by the dimensional characteristics of RVGRM, which make up 510mm×560mm×300mm (L×W×H). The analysis of the processes of RVGRM at the use of different working fluids (helium, nitrogen, methane) is carried out. It was shown that when replacing helium in RVGRM with nitrogen, the cooling capacity was less by 30%, and the maximum value ε – less by 6% than for helium. When using methane, cooling capacity decreased by more than 9% compared to helium. Heat-exchange equipment for RVGRM has been developed, investigated and optimized. An estimation of life cycle of RVGRM is carried out. The influence on the environment is analyzed. It was determined that the production of assembly and operation, as well as the utilization of RVGRM, caused 37% less damage to the environment compared to the Stirling gas refrigerating machine SPC-1.

Keywords: Ecological safety – Energy efficiency – Stirling gas refrigerating machine – Rotary - vane gas refrigerating machine – Mass-dimensional characteristics – Mathematical model – Life cycle.

Підписано до друку 15.05.2018 р.
Обсяг 0,9 авт. арк. Формат 60х84/16.
Тираж 100 прим. Папір офсетний. Зам. № 56

Надруковано у копіювальному центрі ФОП Яковлєв М.Ю.
Свідоцтво В02 № 447881 від 17.03.2003 р.
м. Одеса, вул. Пастера, 52
Тел./факс: 048 798 36 96