

В. О. ТАРАСОВА, М. О. КУЗНЕЦОВ**АНАЛІЗ ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНИХ ЦИКЛІВ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ВИЗНАЧАЛЬНИХ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РОБОЧИХ РЕЧОВИН**

Показано принципову можливість визначення термодинамічної ефективності циклів холодильних машин і теплових насосів за обмеженою кількістю даних про властивості робочих речовин. Проведено дослідження термодинамічної ефективності парокомпресійних одноступінчатих простих і регенеративних циклів холодильних машин на різних робочих речовинах, отримано узагальнені регресійні залежності. Запропоновано нове аналітичне рівняння для оцінки ефективності простого і регенеративного циклів на основі визначального модифікованого критерію Клаузіуса.

Ключові слова: термодинамічний аналіз; холодильний коефіцієнт; регенеративний цикл; холодоагент; критерій Клаузіуса.

В. А. ТАРАСОВА, М. А. КУЗНЕЦОВ**АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ХОЛОДИЛЬНЫХ ЦИКЛОВ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ РАБОЧИХ ВЕЩЕСТВ**

Показана принципиальная возможность определения термодинамической эффективности циклов холодильных машин и тепловых насосов по ограниченному количеству сведений о свойствах рабочих веществ. Проведено исследование термодинамической эффективности парокомпрессионных одноступенчатых простых и регенеративных циклов холодильных машин на различных рабочих веществах, получены обобщенные регрессионные зависимости. Предложено новое аналитическое уравнение для оценки эффективности простого и регенеративного циклов на основе определяющего модифицированного критерия Клаузиуса.

Ключевые слова: термодинамический анализ; холодильный коэффициент; регенеративный цикл; хладагент; критерий Клаузиуса.

V. TARASOVA, M. KUZNETSOV**ANALYZING THE THERMODYNAMIC EFFICIENCY OF COOLING CYCLES DEPENDING ON THE DETERMINANT THERMAL AND PHYSICAL PROPERTIES OF OPERATING MEDIA**

The goal of this research was to develop the methods used for the analysis of the thermodynamic efficiency of the ordinary single-stage and regenerative cooling cycles depending on the determinant thermal-&-physical properties of cooling agents. The thermodynamic efficiency of the steam –compressive single-stage ordinary and regenerative cycles of cooling machines operating on different cooling agents has been investigated. The dependence was established between the effectiveness value of the use of the regeneration for the cooling cycle and the modified Clausius criterion of the cooling agent. Generalized regressive dependences were obtained for the evaluation of the efficiency of the ordinary and regenerative cycles based on the determinant modified Clausius criterion and these give us an opportunity to establish the fields for the preferential use of the promising cooling agents for regenerative cycles and establish requirements to the properties of cooling agents during their choice. These contribute to the selection of the rational flowchart for the specified thermal and physical characteristics of the cooling agent and for the thermal behavior of the unit operation and form appropriate rational geometric characteristics for the heat exchangers and interconnecting piping. The suggested methods enable the determination of the expected characteristics of the unit and the boundary attainable values of its efficiency in the conditions of the limited information on the thermal-&-physical properties of new (by-way) cooling agents without waiting for the appearance of accurate state diagrams. Analytical equations used for the estimation of the cooling factor depending on the modified Clausius criterion allow us to perform the front-end project computations making use of only absolute values of evaporation and condensation temperatures. The effect of the steam depression, the dryness value and the efficiency factor of the regenerative heat exchanger on the cooling factor of the cycle has been studied. A practical value of the obtained data consists in the opportunity of the objective and operative estimation of the efficiency of the use of the cooling agent for the regenerative and steam compressing cycles of the cooling machine using no multiparameter optimization procedure.

Key words: thermodynamic analysis, cooling factor, regenerative cycle, cooling agent and Clausius criterion.

Вступ

Однією з важливих науково-технічних проблем в холодильній промисловості є оцінка якості наявних установок. Конкуренція між фірмами виробниками холодильної техніки вимагає закритості інформації щодо конструктивних і експлуатаційних характеристик установок, що є серйозним стримуючим фактором в оцінці якості техніки, що випускається. Предметом «ноу-хау» фірм-виробників, в тому числі, є і методики оцінки ефективності холодильних машин (ХМ) і теплових

насосів (ТН). Зрозуміло, що ці умови вимагають створення нових універсальних способів оцінки якості та ефективності ХМ і ТН.

Підвищення ефективності ХМ і ТН можна забезпечити за рахунок використання процесу внутрішньої регенерації в термодинамічному циклі [1]. Вивчення впливу перегріву всмоктуваної пари на роботу холодильного компресора було розпочато ще в роки створення перших аміачних холодильних машин. Було показано, що всмоктування вологої пари дозволяє наблизити дійсний цикл до оборотного циклу Карно. Однак практика показа-

ла, що аміачні холодильні машини з вологим ходом компресора мають низьку холодопродуктивність та великі енергетичні втрати. У зв'язку з цим постало питання про перехід до циклу зі всмоктуванням сухої насиченої або перегрітої пари.

Регенеративний теплообмін застосовують в дійсних циклах парокомпресійних холодильних машин малої та середньої продуктивності з конденсаторами повітряного охолодження, що працюють, як правило, при більш високій температурі конденсації, ніж машини з водяними конденсаторами. Значно рідше регенеративний теплообмін застосовують у циклах теплонасосних установок і автономних кондиціонерів. Слід зазначити, що теплообмін в регенеративному теплообміннику між рідким холодоагентом після конденсатора і пароподібним після випарника, з одного боку, призводить до збільшення холодопродуктивності в циклі (теплота, що підводиться від охолоджуваного середовища до робочого речовини у випарнику, кДж/кг), а, з іншого боку, – до зменшення кількості циркулюючої робочої речовини (кг/с). Таким чином, енергетична ефективність установки (холодильний коефіцієнт), а також її продуктивність (кВт) можуть як підвищуватися, так і знижуватися в залежності від температурних меж циклу і виду холодоагенту, що застосовується. Температурні межі циклу і вид холодоагенту можна вважати основними факторами, що впливають на результативність регенерації в циклі. Роль кожного з цих факторів необхідно оцінювати ще на етапі передпроектних розробок холодильних машин і теплових насосів.

У зв'язку з цим актуальним є розвиток нових методів аналізу термодинамічної ефективності простих одноступінчастих і регенеративних циклів. Крім термодинамічної оцінки ефективності циклу при роботі з тою чи іншою речовиною цей аналіз необхідний також для того, щоб недолати реальної холодильної машини або теплового насоса необґрунтовано не були віднесені на рахунок принципових особливостей конструктивного виконання окремих деталей і вузлів.

Мета роботи

Метою роботи є розробка методики аналізу термодинамічної ефективності простих одноступінчастих і регенеративних холодильних циклів в залежності від визначальних теплофізичних властивостей робочих речовин.

Аналіз літературних джерел і постановка задач дослідження

В роботі [1] автори досліджували вплив використання регенеративного теплообмінника (РТ) числовими методами. Ними встановлено, що ви-

користання РТ підвищує ефективність систем, що використовують холодоагенти R507A, R134a, R12, R404A, R290, R407C, R600 і R410A. В роботі запропоновано кореляційне рівняння, яке встановлює зв'язок між величиною охолодження рідини та теплофізичними властивостями холодоагентів. Слід зазначити, що для проектування ХМ з РТ важливо мати кореляційну залежність між величиною результативності регенерації в циклі і теплофізичними властивостями робочої речовини.

Авторами роботи [2] для визначення оптимальної температури перегріву досліджено залежність коефіцієнта перетворення теплового насоса μ від температури випаровування при різних значеннях величини перегріву $\Delta T_{\text{пер}}$ і при фіксованому температурному напорі між випарником і конденсатором ($T_k - T_0 = 50^\circ\text{C}$). Встановлено, що максимальному значенню перегріву $\Delta T_{\text{пер}}$ відповідає максимальний коефіцієнт перетворення μ_{max} . Крім того, авторами знайдено оптимальне значення перегріву при нефіксованому температурному напорі $T_k - T_0$, якому відповідає μ_{max} . Однак, за результатами досліджень нами не встановлено існування оптимальної величини перегріву, що відповідає максимальному значенню коефіцієнта перетворення ТН. Максимальні значення μ_{max} , що отримані в роботі [2], слід пояснити наближенням температури конденсації до критичної температури робочої речовини при збереженні постійними температурних меж циклу ($T_k - T_0 = 50^\circ\text{C}$) і варіюванні величини перегріву пари. У даному випадку це призводить до зменшення прихованої теплоти пароутворення і зниження ефективності циклу. На противагу цьому, одночасне збільшення температури випаровування, що сприяє збільшенню ефективності циклу, призводить до виникнення μ_{max} . Таким чином, наявність μ_{max} визначається тут фіксованим температурним напором між випарником і конденсатором $T_k - T_0$, а не величиною перегріву пара в циклі, що варіюється.

Автори роботи [3] зосередилися на експериментальному дослідженні впливу РТ на ефективність систем, що використовують неазеотропні суміші холодоагентів. Аналіз отриманих результатів показав, що для таких систем РТ дає істотне збільшення холодопродуктивності в порівнянні з установками, які використовують як холодоагент однокомпонентні робочі речовини. Тим часом, авторами не досліджено вплив перегріву в різних режимах та при різних схемах підключення РТ і дросельного пристрою.

В роботі [4] автори використовують принцип відповідних станів робочої речовини для оцінки нових холодоагентів. Встановлено, що має місце зв'язок між молекулярною масою холодоагенту і ефективністю застосування регенерації в циклі холодильної машини та теплового насоса. Авторами введено, так званий, індекс молекулярної скла-

дності холодоагенту. Головним чином він залежить від теплоємності газу. Для холодоагентів, що мають високі значення даного індексу, застосування регенерації в циклі може бути тим рішенням, яке сприяє підвищенню загальної ефективності системи. Можна констатувати, що на питання про доцільність застосування регенерації в циклах холодильних машин і теплових насосів даний метод аналізу однозначної відповіді не дає.

Автори статті [5] провели оцінку суміші холодоагентів, що запропонована як замітник холодоагенту R22 в кондиціонерах і теплових насосах. Аналіз отриманих результатів показав збільшення ефективності установки на 6%–7% у разі її оснащення РТ. З метою отримання конкретних рекомендацій для проектування, доцільно було б встановити граничне значення величини перегріву, що дає позитивний вплив на підвищення ефективності системи.

В роботі [6] виконано аналіз регенеративних циклів холодильних машин і теплових насосів на основі створеної напівемпіричної математичної моделі циклу. За результатами моделювання характеристик циклу для різних робочих речовин авторами встановлено, що холодоагенти, які мають високу теплоємність пари, дозволяють досягти більш високої продуктивності і ефективності установки. До недоліків даної роботи можна віднести наступне. Вибираючи конструкцію регенеративного теплообмінника, необхідно враховувати поряд з видом робочої речовини також і вид технологічної схеми установки, тип компресора, конструктивне виконання конденсатора і випарника.

Авторами роботи [7] розроблено емпіричні математичні моделі оцінки ефективності холодильних регенеративних циклів. Емпіричні моделі містять кілька констант, які визначаються шляхом обробки експериментальних даних конкретної моделі холодильної машини або теплового насоса. Емпіричні моделі мають широке застосування в силу своєї простоти, проте вони не дають уявлення про основні термодинамічні процеси циклу. Це ускладнює їх аналіз. З іншого боку, холодильний коефіцієнт або коефіцієнт перетворення можуть бути розраховані за рівняннями ентальпійного балансу. Для цього необхідні точні діаграми властивостей робочих речовин або рівняння стану. Цей підхід досить трудомісткий і вимагає проведення великої кількості різноманітних розрахунків циклу з подальшим узагальненням отриманих результатів. Доцільніше розвивати інший підхід, який поєднує переваги двох зазначених вище підходів, і ґрунтується на спрощених припущеннях про теплофізичні властивості робочих речовин. В цьому випадку точність аналітичного виразу для оцінки ефективності циклу буде достатньою для проектних розрахунків і математичного моделювання. Обмеженням тут є неможливість прогнозування

ефективності циклів при відсутності експериментальних даних про властивості для нових холодоагентів.

У роботах [8, 9] також розвинений аналітичний підхід до оцінки термодинамічної ефективності ХМ. Хоча цей підхід і здатний дати досліднику аналітичне рівняння для холодильного коефіцієнта, він не враховує особливості термодинамічних властивостей робочої речовини. Це обумовлено тим, що в його основу покладено рівняння термодинаміки при кінцевому часі, яка вивчає цикли з зовнішньої необоротністю, що зумовлена впливом кінцевої різниці температур при теплообміні. При цьому використовуються тільки рівняння теплопереносу, крім того, вводиться припущення про внутрішню оборотність циклу, тобто про зневагу необоротністю процесів стиснення і дроселювання.

Щоб врахувати втрати від внутрішньої незворотності при розрахунку холодильного коефіцієнта, можна вдатися до фундаментальних термодинамічних співвідношень для ідеального газу [10]. Використовуючи співвідношення Другого Закону термодинаміки, неможливо врахувати всі втрати від незворотності в циклі. На такому підході заснована аналітична модель [11]. Однак її недоліком є те, що модель не враховує процеси перегріву і переохолодження. Це призводить до неможливості її застосування для аналізу регенеративних циклів ХМ і ТН.

Задачами дослідження, яке представлено в цій статті, є:

1 Отримання аналітичних співвідношень для оцінки термодинамічної ефективності простих одноступінчастих і регенеративних холодильних циклів.

2 Дослідження термодинамічної ефективності застосування регенерації в холодильному циклі з різними робочими речовинами і узагальнення результатів у вигляді регресійних і графічних залежностей.

Методика термодинамічного аналізу циклу холодильної машини з регенеративним теплообмінником

У даній роботі розглядаються тільки докритичні цикли ХМ. Термодинамічний аналіз позакритичних циклів ХМ представлений в роботі [12].

Оцінку ефективності термодинамічних циклів проводять з метою вибору схем холодильних машин або теплових насосів та їх робочої речовини для заданих робочих температур циклу. Найбільш часто різні холодоагенти порівнюють на основі їх теоретичної ефективності при роботі за стандартним циклом. Однак таке порівняння не зовсім коректно. Оскільки для підвищення ефективності установки набагато більш доцільним є пристосувати цикл до властивостей робочої речовини, ніж

забезпечити виконання вимоги повної відповідності вихідним процесам якогось стандартного циклу [13]. Зараз холодильною індустрією проводиться безліч робочих речовин, у яких характер правої граничної кривої має яскраво виражену увігнутість. У цьому випадку використання стандартного циклу і підтримання в ньому заданої постійної величини перегріву може привести до того, що параметри пари після стиснення в компресорі будуть перебувати в безпосередній близькості до правої граничної кривої, що неприпустимо з міркувань безпечної експлуатації ХМ. Оскільки на практиці така ситуація може стати причиною потрапляння крапель рідини в компресор.

Зіставлення робочих речовин можна проводити з використанням аналізу їх термодинамічних властивостей [14]. Визначення ефективності регенеративних циклів рекомендується виконувати за допомогою коефіцієнтів оборотності, відносної зміни холодопродуктивності і відносної зміни роботи циклу. Коефіцієнти являють собою безрозмірні величини. Однак визначення цих коефіцієнтів вимагає проведення складних розрахунків.

Запропонована методика аналізу ефективності циклів в залежності від визначальних термодинамічних властивостей робочих речовин дозволить визначити очікувані характеристики установки та гранично досяжні значення її ефективності. На цьому принципі, як відомо [15], заснований метод Планка, а також метод системного аналізу циклів з урахуванням структурно-топологічних особливостей схеми [12, 16, 17]. При такому аналізі використовуються лише ті властивості, які впливають на внутрішні незворотні втрати в циклі. До внутрішніх втрат в циклі відносяться втрати внаслідок дроселювання і втрати, що пов'язані з нагріванням пари при стисканні вище температури конденсації. Так, наприклад, втрати, що пов'язані з процесом дроселювання, залежать від середньої питомої теплоємності насиченої рідини (на лівій граничній кривій при ступені сухості $x = 0$ (рис. 1)) в інтервалі температур випаровування T_1 і конденсації T_3 , що дорівнює температурі в т. 6 циклу ХМ

$$\bar{c}'_p = \frac{i_3 - i_6}{T_3 - T_1}, \quad (1)$$

де i_3 – ентальпія рідини на лінії насичення при T_3 , кДж/кг; i_6 – ентальпія рідини на лінії насичення при $T_1 = T_6$, кДж/кг.

Робочі речовини, що мають велику теплоту пароутворення r_0 і малу середню питому теплоємність насиченої рідини \bar{c}'_p , характерні низькими незворотними втратами в процесі дроселювання. При здійсненні циклу в області, що лежить ближче до критичної точки, втрати від незворотності в процесі дроселювання будуть збільшуватися, оскільки $r_0 \rightarrow 0$, а $\bar{c}'_p \rightarrow \infty$.

Необоротні втрати, що зумовлені нагріванням пари при стисканні в компресорі вище температури конденсації, залежать від середньої питомої теплоємності сухої насиченої пари \bar{c}''_p (на правій граничній кривій) в інтервалі температур $T_1 \dots T_3$, а також від теплоємності перегрітої пари c_p^{III} при тиску конденсації P_k поблизу граничної кривої. При малому значенні c_p^{III} нахил ізобар в області перегрітої пари досить крутий, тому температура пари в кінці процесу стиснення підвищується, що знижує ефективність цього процесу. Таким чином, для робочих речовин, що мають велику термодинамічну ефективність процесу стиснення, але в той же час, малу ефективність процесу дроселювання, слід включати в цикл процеси, що знижують дросельні втрати.

Ефективність холодоагенту стосовно до робочих процесів термодинамічного циклу ХМ характеризується також критичним тиском, критичною температурою, критичним питомим об'ємом, молекулярною масою, показником адиабати і тепловою пароутворення. Так, наприклад [13], молекулярна маса холодоагенту робить дуже великий вплив на характеристики ХМ або ТН. Маса холодоагенту, який заправляється в систему для забезпечення необхідної продуктивності, прямо пропорційна молекулярній масі. Для того щоб залишатися в розумних межах гідравлічних втрат, діаметри трубопроводів, клапанів, вентилів необхідно розраховувати виходячи з цього правила.

Зниження втрат в процесі дроселювання залежить від співвідношення між критичною температурою T_{kp} та температурами випаровування T_1 і конденсації T_3 . Для мінімізації цих втрат співвідношення $T_{kp}/T_1 = 1,5$.

Розглянемо методику визначення холодильного коефіцієнта в залежності від визначальних термодинамічних властивостей холодоагентів. Для цього спочатку зробимо графо-аналітичні побудови на T, s -діаграмі одноступінчастого і регенеративного циклів ХМ (рис. 1).

Для зіставлення, регенеративний і одноступінчастий цикли на рис. 1 як би накладені один на інший. Таким чином, можна показати відмінні процеси регенеративного циклу (на рис. 1 показані пунктиром) від процесів простого одноступінчастого циклу.

Як відомо [18], в циклі з регенерацією відбувається обмін теплотою між рідким холодоагентом на ділянці високого тиску і паром, що всмоктується на ділянці низького тиску. Гранична регенерація може бути досягнута тільки при повній еквідивалентності в T, s -діаграмі ізобар регенеративного теплообміну, що можливо тільки при рівності теплоємностей грюючого та нагріваемого потоків. Для реальних речовин теплоємності потоків знаходять-

ся в великій залежності від параметрів стану, особливо поблизу критичної області та поблизу кривої насичення. У зв'язку з цим гранична регенерація неможлива навіть при нульових значеннях температурних напорів в регенеративному теплообміннику.

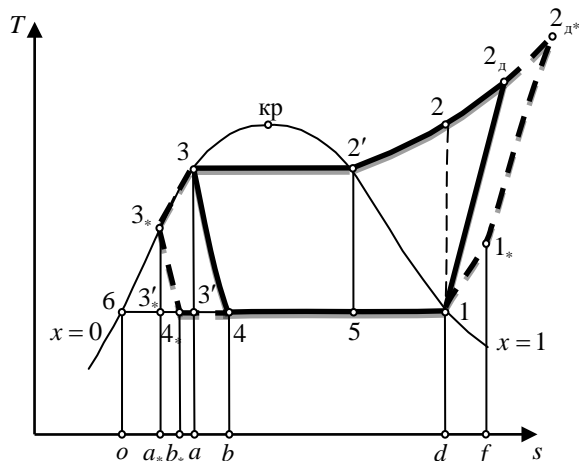


Рис. 1 – Побудова процесів дійсного циклу ХМ на T, s -діаграмі

Холодопродуктивність простого циклу ХМ з дросельним вентилем еквівалентна площі фігури під процесом $4-1$ пл. $(1-4-b-d)$ в T, s -діаграмі. Робота, що витрачається в дійсному циклі $(1-2_d-2'-3-4)$ та дорівнює роботі компресора, зображується площею пл. $(1-2_d-2'-3-6)$. Площа фігури пл. $(4-3'-a-b)$ являє собою втрату холодопродуктивності і, відповідно, втрату роботи в дросельному вентилі. Робоча речовина в т. 3 має запас потенційної енергії, що еквівалентна площі пл. $(3-6-3')$. В процесі дроселювання ця енергія переходить в енергію рухомого струменя робочої речовини. За дроселем кінетична енергія перетворюється при гальмуванні потоку робочої речовини в теплоту тертя і підводиться до самої робочої речовини. Ця теплота еквівалентна площі пл. $(4-3'-a-b)$. Відповідно до закону збереження енергії пл. $(3-6-3') = пл. (4-3'-a-b)$.

Холодильний коефіцієнт простого одноступінчастого циклу ХМ в графічній інтерпретації на T, s -діаграмі зображується у вигляді співвідношення наступних площ:

$$\varepsilon = \frac{пл.(d-1-4-b)}{пл.(1-2-2'-3-6) + пл.(1-2_d-2-1)}. \quad (2)$$

Нижче проведено чисельно-аналітичне дослідження термодинамічної ефективності простого одноступінчастого циклу ХМ і циклу з регенеративним теплообмінником.

Теоретичний холодильний коефіцієнт простого циклу ХМ з процесом розширення в «віртуаль-

ному» детандері можна представити у вигляді співвідношення

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_4}{(i_2 - i_1) - (i_3 - i_4)}. \quad (3)$$

Різницю ентальпій в точках 1 і 4 можна представити у вигляді наступного виразу $(1-x_4)r_0$. Для знаходження x_4 використовуємо загальне рівняння [19]

$$ds + d \frac{xr}{T} = 0. \quad (4)$$

Після інтегрування (4) отримаємо

$$s_4 - s_6 = \frac{x_4 r_0}{T_1}. \quad (5)$$

Також можна записати наступні залежності для визначення ентропії в точках простого циклу як

$$s_3 = s_{2'} - \frac{r_k}{T_3}, \quad (6)$$

де r_k – теплота конденсації,

$$s_{2'} = s_1 - \int_{T_1}^{T_3} \frac{\bar{c}_p''}{T} dT, \quad (7)$$

$$s_{2'} = s_{2_d} - \int_{T_{2'}}^{T_{2_d}} \frac{\bar{c}_p^{mn}}{T} dT. \quad (8)$$

При цьому середні питомі теплоємності пара у виразах (7) і (8) визначаються як

$$\bar{c}_p'' = \frac{i_2' - i_1}{T_3 - T_1}, \quad (9)$$

$$\bar{c}_p^{mn} = \frac{i_{2_d} - i_{2'}}{T_{2_d} - T_3}. \quad (10)$$

Різницю ентропій $(s_4 - s_3)$ можна знайти з припущення про еквівалентність площ пл. $(3-6-3')$ та пл. $(4-3'-a-b)$:

$$\begin{aligned} пл.(4-3'-a-b) &= пл.(3-6-3') = \\ &= \int_{T_1}^{T_3} \bar{c}_p' dT - T_1(s_3 - s_6) = \int_{T_1}^{T_3} \bar{c}_p' dT - T_1 \left(\frac{r_0}{T_1} - \frac{r_k}{T_3} \right). \end{aligned}$$

Тоді

$$\begin{aligned} (s_4 - s_3) &= \frac{1}{T_1} пл.(4-3'-a-b) = \\ &= \frac{1}{T_1} \int_{T_1}^{T_3} \bar{c}_p' dT - T_1(s_3 - s_6) = \int_{T_1}^{T_3} \bar{c}_p' dT - T_1 \left(\frac{r_0}{T_1} - \frac{r_k}{T_3} \right). \end{aligned} \quad (11)$$

З рівняння (5) шляхом підстановки рівнянь (6)–(11) отримаємо

$$x_4 = \frac{T_1}{r_0} (s_4 - s_6) = \frac{\bar{c}_p'}{r_0} (T_3 - T_1). \quad (12)$$

Таким чином

$$i_1 - i_4 = (1 - x_4)r_0 = r_0 - \bar{c}_p'(T_3 - T_1). \quad (13)$$

З іншого боку –

$$\begin{aligned} (i_{2d} - i_1) - (i_3 - i_4) &= (i_2 - i_3) - (i_1 - i_4) = \\ &= r_k + \int_{T_2}^{T_{2d}} \bar{c}_p^{nn} dT - (i_1 - i_4). \end{aligned} \quad (14)$$

Підставивши в (14) вираз для $(i_1 - i_4)$ (13), отримаємо

$$\begin{aligned} (i_{2d} - i_1) - (i_3 - i_4) &= \\ &= r_k + \int_{T_2}^{T_{2d}} \bar{c}_p^{nn} dT - (i_1 - i_4) - r_0 + \bar{c}'_p (T_3 - T_1). \end{aligned} \quad (15)$$

А підставивши у вираз (3) залежності (13) і (15), враховуючи при цьому, що $T_2 = T_3$, отримаємо

$$\varepsilon = \frac{r_0 - \bar{c}'_p (T_3 - T_1)}{r_k + \int_{T_3}^{T_{2d}} \bar{c}_p^{nn} dT - (i_1 - i_4) - r_0 + \bar{c}'_p (T_3 - T_1)}. \quad (16)$$

Вираз для холодильного коефіцієнта можна привести до наступного вигляду:

$$\varepsilon = \frac{Kl - 1}{Kl \left(\frac{r_k}{r_0} - 1 \right) + 1 + \frac{\bar{c}_p^{nn} (T_{2d} - T_3)}{\bar{c}'_p (T_3 - T_1)}}, \quad (17)$$

де Kl – критерій Клаузіуса, $Kl = r_0 / (\bar{c}'_p (T_3 - T_1))$.

Для даного випадку цей критерій записується для рідини і має бути віднесений до різниці температур конденсації і випаровування робочої речовини.

Відносні похибки розрахунку для холодильного коефіцієнта за формулами (3) і (17) складають не більше 0,17 %.

На рис. 2 представлена залежність холодильного коефіцієнта простого циклу ХМ для різних робочих речовин від критерію Клаузіуса.

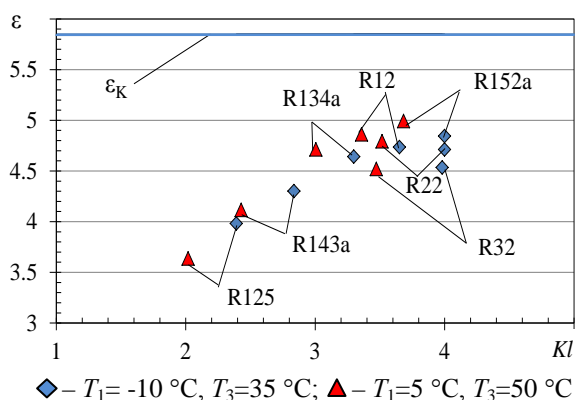


Рис. 2 – Залежність ε від Kl для різних робочих речовин

Як можна бачити з рис. 2, чим більше критерій Kl , тим більше ефективність теоретичного циклу наближається до ефективності циклу Карно, яка визначається як

$$\varepsilon_k = \frac{T_1}{T_3 - T_1}.$$

Також з рис. 2 видно, що для робочих речовин R125 і R143a холодильний коефіцієнт при $T_1 = -10$ °C і $T_3 = 35$ °C більше, ніж при $T_1 = 5$ °C і $T_3 = 50$ °C, в той час як для холодоагентів R134a, R152a, R22 і R12 навпаки – ε при більш високих температурах більше. Для R32 холодильний коефіцієнт практично не змінюється при різних температурах T_3 і T_1 .

Холодильний коефіцієнт циклу ХМ з регенеративним теплообмінником в графічній інтерпретації на T, s -діаграмі можна представити у вигляді співвідношення наступних площ (штрихпунктирна лінія на рис. 1):

$$\varepsilon_{рт} = \frac{\text{пл.}(d - l - 4_* - b_*)}{\text{пл.}(l - 2 - 2' - 3 - 6) + \text{пл.}(l_* - 2_{d*} - 2 - l)}. \quad (18)$$

Для перетворення формули (17) у вигляді залежності $\varepsilon_{рт}$ від критерію Kl слід записати систему рівнянь, за аналогією з системою рівнянь для простого циклу (5)–(8), в такий спосіб:

$$s_{4_*} - s_6 = \frac{x_{4_*} r_0}{T_1}; \quad (19)$$

$$s_{3_*} = s_3 - \int_{T_{3_*}}^{T_3} \frac{\bar{c}_p^{r3-3_*}}{T} dT; \quad (20)$$

$$s_{1_*} = s_1 - \int_{T_1}^{T_{1_*}} \frac{\bar{c}_p^{r1-1_*}}{T} dT; \quad (21)$$

$$s_{2'} = s_{2d*} - \int_{T_2}^{T_{2d*}} \frac{\bar{c}_p^{np}}{T} dT. \quad (22)$$

Середні питомі теплоємності рідини і пари визначаються за формулою (1) з урахуванням температурного діапазону.

Різниця ентропій $(s_{4_*} - s_{3_*})$ знаходиться за умови, що $\text{пл.}(4_* - 3_*' - a_* - b_*) = \text{пл.}(3_* - 6 - 3_*)$.

Далі, вирішуючи систему рівнянь (19)–(22) і включаючи в неї також рівняння (6) і (7), отримаємо

$$x_{4_*} = \frac{\bar{c}_p^{r3-1}}{r_0} (T_{3_*} - T_1). \quad (23)$$

Таким чином

$$i_1 - i_{4_*} = (1 - x_{4_*}) r_0 = r_0 - \bar{c}_p^{r3-1} (T_{3_*} - T_1). \quad (24)$$

Представивши (18) у вигляді співвідношення різниць ентальпій в точках циклу як

$$\begin{aligned} \varepsilon_{рт} &= \frac{(i_1 - i_{4_*})}{(i_{2d*} - i_{1*}) - (i_3 - i_{4_*})} = \\ &= \frac{(i_1 - i_{4_*})}{(i_{2d*} - i_{3*}) - (i_{1*} - i_1) - (i_1 - i_{4_*})}, \end{aligned} \quad (25)$$

де

$$(i_{2д*} - i_{3*}) - (i_{1*} - i_1) = r_k + \int_{T_2'}^{\overline{T}_{2д*}} \overline{c}_{p*}^{пп} dT + \int_{T_3*}^{\overline{T}_3} \overline{c}_p'^{3-3*} dT - \int_{T_1}^{\overline{T}_{1*}} \overline{c}_p'^{1-1*} dT, \quad (26)$$

отримаємо

$$\epsilon_{рт} = \frac{r_0 - \overline{c}_p'^{3*-1} (T_{3*} - T_1)}{r_k + \overline{c}_{p*}^{пп} (T_{2д*} - T_2') + \overline{c}_p'^{3-3*} (T_3 - T_{3*}) - \overline{c}_p'^{1-1*} (T_{1*} - T_1) - r_0 + \overline{c}_p'^{3*-1} (T_{3*} - T_1)}. \quad (27)$$

Вираз для холодильного коефіцієнта $\epsilon_{рт}$ можна представити у вигляді функції від критерію Kl як

$$\epsilon_{рт} = \frac{Kl - \frac{\overline{c}_p'^{3*-1} (T_{3*} - T_1)}{\overline{c}_p' (T_3 - T_1)}}{Kl \left(\frac{r_k}{r_0} - 1 \right) + \frac{\overline{c}_{p*}^{пп} (T_{2д*} - T_2') + \overline{c}_p'^{3-3*} (T_3 - T_{3*}) - \overline{c}_p'^{1-1*} (T_{1*} - T_1) + \overline{c}_p'^{3*-1} (T_{3*} - T_1)}{\overline{c}_p' (T_3 - T_1)}}. \quad (28)$$

Вираз (28) можна спростити, допустивши, що $\frac{\overline{c}_p'^{3*-1}}{\overline{c}_p'} \approx \frac{\overline{c}_p'^{3-3*}}{\overline{c}_p'} \approx 1$, а також записавши вирази для

величин переохолодження $\Delta T_{по} = T_3 - T_{3*}$ та перегріву холодоагенту в циклі $\Delta T_{пер} = T_{1*} - T_1$. Тоді $\epsilon_{рт}$ можна представити як

$$\epsilon_{рт} = \frac{Kl - \frac{\overline{c}_p'^{3-3*}}{\overline{c}_p'} \frac{\Delta T_{по}}{(T_3 - T_1)}}{Kl \left(\frac{r_k}{r_0} - 1 \right) + 1 + \frac{\overline{c}_{p*}^{пп} (T_{2д*} - T_3)}{\overline{c}_p' (T_3 - T_1)} - \frac{\overline{c}_p'^{1-1*}}{\overline{c}_p'} \frac{\Delta T_{пер}}{(T_3 - T_1)}}$$

або, записавши, що $\overline{c}_p'^{1-1*} \Delta T_{пер} = \overline{c}_p'^{3-3*} \Delta T_{по}$, тоді

$$\epsilon_{рт} = \frac{Kl (r_0 - \overline{c}_p'^{1-1*} \Delta T_{пер})}{Kl (r_k - r_0) + r_0 + Kl \left(\frac{\overline{c}_{p*}^{пп} (T_{2д*} - T_3) - \overline{c}_p'^{1-1*} \Delta T_{пер}}{\overline{c}_p' (T_3 - T_1)} \right)} \quad (29)$$

Відносна похибка визначення $\epsilon_{рт}$ за формулами (25) і (29) не перевищує 0,01 %.

З урахуванням рекомендацій роботи [20] для циклу з регенерацією, вираз для визначення холодильного коефіцієнта також можна представити в наступному вигляді

$$\epsilon_{рт} = \epsilon \frac{1 + \frac{\overline{c}_p'^{1-1*} (T_{1'} - T_1)}{r_0 - \overline{c}_p' (T_3 - T_1)}}{1 + \frac{v_{1'} - v_1}{v_1}}, \quad (30)$$

де $v_1, v_{1'}$ – питомі об'єми пара холодоагенту в т. I і т. I' .

Розрахунок $\epsilon_{рт}$ за формулами (29) і (30) показав, що відносна похибка між отриманими значеннями становить не більше 1 %. Таким чином, для визначення холодильного коефіцієнта $\epsilon_{рт}$ можна користуватися цими двома залежностями – (29) і (30).

Для оцінки ефективності регенерації в циклі скористаємося співвідношенням для ККД РТ [1]

$$\eta_{рт} = \frac{T_{1*} - T_1}{T_3 - T_{1*}} \cdot 100 \%$$

На рис. 3 представлено залежності холодильного коефіцієнта простого і регенеративного циклів від критерію Клаузіуса.

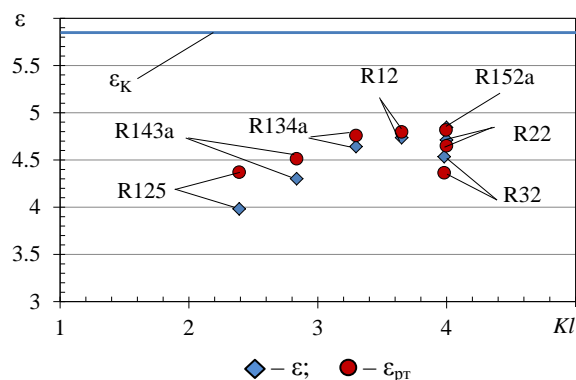


Рис. 3 – Залежність ϵ від Kl для різних холодоагентів при $T_1 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_3 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ і $\eta_{рт} = 0,56$

Видно, що для холодоагентів R125 і R143a $\epsilon_{рт}$ істотно вище ϵ , для R152a, R22 і R12 ці коефіцієнти практично однакові.

На рис. 4 показано залежність $\epsilon_{рт}/\epsilon$ від величини $\eta_{рт}$ в циклі.

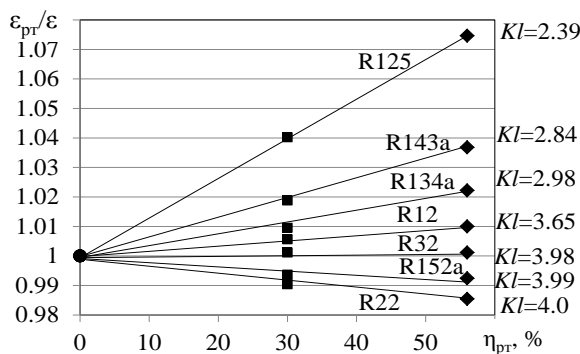


Рис. 4 – Залежність $\epsilon_{рт}/\epsilon$ від $\eta_{рт}$ для різних робочих речовин при $T_1 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_3 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

У ряді випадків при проведенні передпроектного аналізу більш обґрунтованим є визначення результативності регенерації $\varepsilon_{рт}/\varepsilon$ в залежності від ККД РТ $\eta_{рт}$ при варіативності температур випарування і конденсації. Тоді критерій Клаузіуса може бути представлений в наступному вигляді:

$$KL^* = \frac{r_k}{c'_p T_{кр}}$$

де KL^* – модифікований критерій Клаузіуса; c'_p – питома теплоємність рідини при T_3 ; r_k – питома теплота фазового переходу при температурі конденсації T_3 ; $T_{кр}$ – критична температура холодоагенту.

Доцільність використання у критерії Клаузіуса критичної температури холодоагенту показано за допомогою оцінки взаємовпливу повністю незалежних параметрів циклу, таких як: температури випарування і конденсації; гідравлічні опори; критерії, що характеризують властивості робочої речовини. За допомогою теорії планування експерименту отримано відповідні регресійні залежності та проведено аналіз ступеня впливу зазначених незалежних параметрів циклу на холодильний коефіцієнт ХМ, що працює на різних однокомпонентних холодоагентах.

Для аналізу були обрані однокомпонентні холодоагенти, значення модифікованого критерію Клаузіуса яких дорівнює: $KL^* = 0,371$ (R12), $KL^* = 0,404$ (R22), $KL^* = 0,342$ (R134a), $KL^* = 0,596$ (R717), $KL^* = 0,336$ (R290).

На рис. 5 наведено залежності величини $\varepsilon_{рт}/\varepsilon$, що представляє собою відношення холодильного коефіцієнта регенеративного циклу до холодильного коефіцієнту простого одноступінчастого циклу, від ККД РТ $\eta_{рт}$ при різних значеннях KL^* . Ці залежності отримані для різних температурних меж циклу і при постійних значеннях величини перегріву у випарнику $\Delta T_{пер} = 5^\circ\text{C}$ і переохолодження у конденсаторі $\Delta T_{по} = 2^\circ\text{C}$. Втрати тиску у всмоктувальній лінії $\Delta P_{вс}$ еквівалентні заданому зниженню температури випарування, рівному 0,5 К.

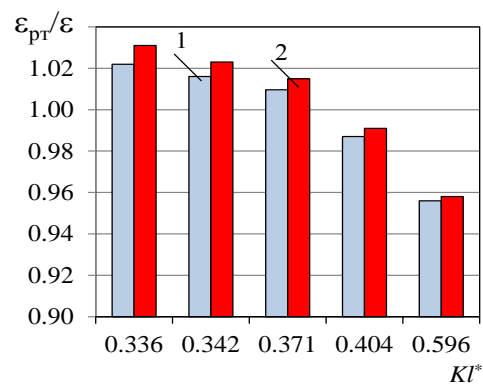
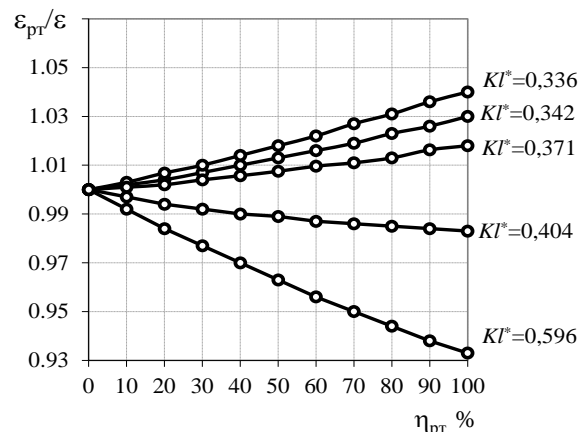
Аналіз залежностей, що представлені на рис. 5, показав, що при збільшенні KL^* для однокомпонентних холодоагентів величина $\varepsilon_{рт}/\varepsilon$, яка характеризує результативність регенерації, зменшується. При цьому, для холодоагентів з малими значеннями KL^* при збереженні постійної різниці між температурою випарування і конденсації в циклі ($T_3 - T_1 = 45^\circ\text{C}$) і одночасному збільшенні T_1 та T_3 , величина $\varepsilon_{рт}/\varepsilon$ зростає. В цілому характер зміни $\varepsilon_{рт}/\varepsilon$ від $\eta_{рт}$ для різних значень KL і KL^* носить лінійний характер.

Для детального аналізу нижче приведена узагальнена залежність для визначення холодильного коефіцієнта. Тут до числа незалежних факторів також відносяться T_3 , T_1 , $\Delta P_{в}$, $\Delta P_{к}$ і $\Delta P_{вс}$.

$$\varepsilon = 6,3129 + 1,6636KL^* - 0,0683T_3 + 0,0807T_1 - 0,0025\Delta P_{в} - 0,0004\Delta P_{к} - 0,0071\Delta P_{вс} \quad (31)$$

Рівняння (31) справедливо в наступному діапазоні зміни факторів: модифікований критерій Клаузіуса $KL^* = 0,271-0,596$; втрати тиску у випарнику $\Delta P_{в} = 20-60$ кПа; падіння тиску у конденсаторі $\Delta P_{к} = 10-40$ кПа; гідравлічний опір лінії всмоктування $\Delta P_{вс} = 20-50$ кПа; температури конденсації $T_3 = 30^\circ\text{C} \dots 65^\circ\text{C}$ і випарування $T_1 = -30^\circ\text{C} \dots 10^\circ\text{C}$.

В цілому можна відзначити, що перегрів без переохолодження або ж при малій величині переохолодження рідини (до 5°C) для більшості однокомпонентних холодоагентів (R290, R134a, R600, R124) не призводить до збільшення енергетичної ефективності. Для R717 перегрів пари взагалі не доцільний, оскільки призводить до зниження холодильного коефіцієнта. З іншого боку, збільшення величини переохолодження рідини до 10°C при будь-якому значенні перегріву пари завжди підвищує холодильний коефіцієнт на 6%–8%. Залежність $\varepsilon_{рт} = f(\Delta T_{пер}, \Delta T_{по})$ – лінійна.



1 – $T_1 = -10^\circ\text{C}$, $T_3 = 35^\circ\text{C}$;

2 – $T_1 = 10^\circ\text{C}$, $T_3 = 55^\circ\text{C}$

б

Рис. 5 – Залежність показника $\varepsilon_{рт}/\varepsilon$: а – від $\eta_{рт}$ для різних KL^* ; б – від KL^* при $\eta_{рт} = 60\%$

Проаналізуємо ефективність регенерації в разі віднесення крапель рідини з випарника і, відповідно, надходження в регенеративний теплообмінник не сухої насиченої пари ($x_{рт} = 1$), а вологої пари зі ступенем сухості $x_{рт} = 0,9-0,98$.

У табл. 1 і 2 наведені розрахунки параметрів і характеристик докритичного регенеративного циклу з холодоагентом R744 при зміні ефективності регенерації $\eta_{рт}$ і ступеня сухості пара на вході в регенеративний теплообмінник $x_{рт}$. Ізоентропний ККД компресора в розрахунках приймався $\eta_{is} = 80\%$.

Встановлено, що регенеративний теплообмін між парою зі $x_{рт} < 1$ і рідиною не призводить до збільшення холодильного коефіцієнта $\epsilon_{рт}$. При варіюванні $\eta_{рт}$ і $x_{рт}$ для наведених в табл. 1 температур випаровування і конденсації (точки 1 і 3) значення холодильного коефіцієнта залишалися постійним $\epsilon_{рт} = 1,51$. Змінювалися лише питомою холодопродуктивністю q_0 , теплопродуктивністю q_k і робота l (табл. 2).

Установка регенеративного теплообмінника в цьому випадку доцільна, якщо збільшення питомою холодопродуктивності перевищує приріст питомою роботи. В цілому можна відзначити, що позитивний ефект від регенерації досягається при збільшенні температурних меж циклу ($T_3 - T_1$).

Слід також зазначити, що застосування РТ може бути ефективно до певного рівня втрат тиску пари в ньому [21]. В іншому випадку показники установки при використанні регенеративного теплообмінника можуть навіть погіршитися.

Розглянемо вплив депресії пари в регенеративному теплообміннику $\Delta P_{рт}$ на ефективність циклу. Для аналізу термодинамічної незворотності в циклі використовувалася методика, що запропонована в роботі [22]. Був обраний холодоагент R134a, який має досить високий рівень втрат тиску в циклі в порівнянні з іншими робочими речовинами.

В табл. 3 наведені результати розрахунку ефективності регенеративного циклу ХМ з холодоагентом R134a при варіативності $\Delta P_{рт}$ і $\eta_{рт}$. Розрахунки проведені при наступних вихідних даних: $T_3 = 35\text{ }^\circ\text{C}$; $T_1 = -10\text{ }^\circ\text{C}$; $\eta_{is} = 0,777$; холодопродуктивність $Q_0 = 10\text{ кВт}$. Значення гідравлічних опорів регенеративного теплообмінника задавалися виходячи з існуючого досвіду проектування і експлуатації реальних ХМ [21].

Як можна бачити з табл. 3, депресія холодоагенту в РТ майже не позначається на енергетичних характеристиках циклу. Потужність приводу компресора $N_{км}$ зростає в середньому на 3,1%, а холодильний коефіцієнт $\epsilon_{рт}$ знижується на 3%. Теплова потужність РТ $Q_{рт}$ фактично не змінюється.

Таблиця 1 – Параметри регенеративного циклу з холодоагентом R744 при зміні $\eta_{рт}$ і $x_{рт}$

| Точки циклу | Температура в точках регенеративного циклу, $^\circ\text{C}$ | | | | | |
|-------------|--|---------------|---------------|-------------------|---------------|---------------|
| | $\eta_{рт} = 0,6$ | | | $\eta_{рт} = 0,7$ | | |
| | $x_{рт}=0,9$ | $x_{рт}=0,95$ | $x_{рт}=0,98$ | $x_{рт}=0,9$ | $x_{рт}=0,95$ | $x_{рт}=0,98$ |
| 1* | -9,40 | -3,38 | 0,28 | -0,75 | 3,85 | 6,63 |
| 2' | 125,04 | 133,18 | 138,10 | 136,71 | 142,87 | 146,57 |
| 3 | 26,00 | 26,00 | 26,00 | 26,00 | 26,00 | 26,00 |
| 3* | 11,98 | 15,22 | 17,04 | 8,66 | 12,69 | 14,95 |
| 4* | -30,00 | -30,00 | -30,00 | -30,00 | -30,00 | -30,00 |
| 1 | -30,00 | -30,00 | -30,00 | -30,00 | -30,00 | -30,00 |

Таблиця 2 – Енергетичні характеристики регенеративного циклу з холодоагентом R744 при зміні $\eta_{рт}$ і $x_{рт}$

| Параметр, кДж/кг | Характеристики регенеративного циклу | | | | | |
|------------------|--------------------------------------|---------------|---------------|-------------------|---------------|---------------|
| | $\eta_{рт} = 0,6$ | | | $\eta_{рт} = 0,7$ | | |
| | $x_{рт}=0,9$ | $x_{рт}=0,95$ | $x_{рт}=0,98$ | $x_{рт}=0,9$ | $x_{рт}=0,95$ | $x_{рт}=0,98$ |
| q_0 | 179,51 | 185,57 | 189,20 | 188,18 | 192,72 | 195,45 |
| l | 118,91 | 122,88 | 125,23 | 124,57 | 127,50 | 129,24 |
| q_k | 280,58 | 290,01 | 295,65 | 294,06 | 301,09 | 305,30 |

Таблиця 3 – Енергетичні характеристики регенеративного циклу з холодоагентом R134a при зміні $\eta_{рт}$ і $\Delta P_{рт}$

| Параметр | Характеристики регенеративного циклу з холодоагентом R134a | | | | | |
|-----------------|--|---------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|--------------------------------|
| | $\eta_{рт} = 0,35$ | | | $\eta_{рт} = 0,65$ | | |
| | $\Delta P_{рт}=0,02\text{ бар}$ | $\Delta P_{рт}=0,06\text{ бар}$ | $\Delta P_{рт}=0,1\text{ бар}$ | $\Delta P_{рт}=0,02\text{ бар}$ | $\Delta P_{рт}=0,06\text{ бар}$ | $\Delta P_{рт}=0,1\text{ бар}$ |
| $Q_{рт}$, кВт | 0,69 | 0,7 | 0,7 | 1,26 | 1,26 | 1,26 |
| $N_{км}$, кВт | 2,77 | 2,8 | 2,86 | 2,74 | 2,78 | 2,83 |
| $\epsilon_{рт}$ | 3,61 | 3,55 | 3,50 | 3,65 | 3,59 | 3,54 |

Обговорення результатів

Таким чином, створена універсальна аналітична методика оцінки ефективності простих одноступінчастих і регенеративних холодильних циклів на основі визначальних термодинамічних критеріїв в умовах обмеженої інформації про теплофізичні властивості робочих речовин. Методика дозволяє оцінювати ефективність циклів на нових (маловивчених) речовинах, не чекаючи появи точних діаграм стану. Отримані узагальнені залежності дають можливість виявити області пріоритетного використання перспективних робочих речовин в регенеративних циклах і висувати вимоги до властивостей холодоагентів при їх відборі. З їх допомогою для заданих теплофізичних характеристик робочої речовини і температурного режиму роботи установки можна вибрати раціональну технологіч-

ну схему і сформувати відповідні раціональні геометричні характеристики теплообмінних апаратів та трубно-обв'язки. Запропоновані аналітичні рівняння для оцінки холодильного коефіцієнта в залежності від критерію Клаузіуса представляються більш зручними для передпроектних розрахунків, ніж відомі рівняння, що отримані в [23], оскільки в них використовується не середня температура в холодильному циклі, а абсолютні значення температур випаровування і конденсації.

Висновки

Встановлено, що вплив зони переохолодження рідини в регенеративному теплообміннику на холодильний коефіцієнт набагато більше, ніж вплив зони перегріву пари. Вплив депресії холодоагенту в паровій зоні РТ на холодильний коефіцієнт мізерно для більшості однокомпонентних робочих речовин. Виняток становить холодоагент R134a. За результатами численних досліджень термодинамічних циклів з холодоагентом R744 не встановлено істотного впливу на холодильний коефіцієнт ступені сухості пари на вході в регенеративний теплообмінник. Зі збільшенням значення модифікованого критерію Клаузіуса Kl^* результативність застосування регенерації в холодильному циклі $\varepsilon_{pr}/\varepsilon$ знижується. Причому характер цієї залежності не змінюється навіть при високих значеннях ККД регенеративного теплообмінника η_{pr} .

Перспективи подальших досліджень у даному напрямку полягають у використанні запропонованої методики в поєднанні з термоекономічними методами [24–26] для оптимального проектування різних схемних рішень термотрансформаторів.

Список літератури

- Klein S. A., Reindl D. T., Brownell K. Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*. 2000. Vol. 23, Issue 8. P. 588–596. doi: 10.1016/S0140-7007(00)00008-6.
- Чайченец Н. С. Способы повышения эффективности теплонасосных сушильных установок. *Холодильная техника*. 1987. № 7. С. 15–20.
- Stoecker W. F., Walukas D. J. Conserving energy in domestic refrigerators through the use of refrigerant mixtures. *International Journal of Refrigeration*. 1981. Vol. 4, Issue 4. P. 201–208. doi: 10.1016/0140-7007(81)90051-7.
- McLinden M. O. Optimum refrigerants for non-ideal cycles: an analysis employing corresponding states. *1990 USNC/IR Purdue Refrigeration Conference and 1990 ASHRAE Purdue CFC Conference, July 17–20, 1990*. West Lafayette, Indiana: Purdue University. 1990. P. 69–79.
- Bivens D. B., Allgood C. C., Rizzo J. J., Shiflett M. B., Patron D. M., Chisolm T. E. C., Shealy G. S., Yokozeki A., Wells W. D., Geiger K. A. HCFC-22 alternative for air conditioners and heat pumps. *ASHRAE transactions 1994: Technical and symposium papers*. 1994. Vol. 100, Pt. 2. P. 566–572.
- Domanski P. A., McLinden M. O. A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures. *International Journal of Refrigeration*. 1992. Vol. 15, Issue 2. P. 81–88. doi: 10.1016/0140-7007(92)90031-O.
- Man Y., Yang H., Fang Z. Study on hybrid ground-coupled heat pump systems. *Energy and Buildings*. 2008. Vol. 40, Issue 11. P. 2028–2036. doi:10.1016/J.ENBUILD.2008.05.010.
- Agrawal D. C., Menon V. J. Finite-time Carnot refrigerators with wall gain and product loads. *Journal of Applied Physics*. 1993. Vol. 74, Issue 4. P. 2153–2158. doi: 10.1063/1.354748.
- Feidt M. Thermodynamics applied to reverse cycle machines, a review. *International Journal of Refrigeration*. 2010. Vol. 33, Issue 7. P. 1327–1342. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.07.016.
- Shelton M. R., Grossmann I. E. A shortcut procedure for refrigeration systems. *Computers & Chemical Engineering*. 1985. Vol. 9, Issue 6. P. 615–619. doi: 10.1016/0098-1354(85)87017-4.
- Alefeld G. Efficiency of compressor heat pumps and refrigerators derived from the second law of thermodynamics. *International Journal of Refrigeration*. 1987. Vol. 10, Issue 6. P. 331–341. doi: 10.1016/0140-7007(87)90119-8.
- Мацевитый Ю. М., Братута Э. Г., Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. *Системно-структурный анализ пароконденсаторных термотрансформаторов*. Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2014. 269 с.
- Лоренцен Г. Холод, энергия и окружающая среда. *Холодильная техника*. 1991. № 5. С. 3–6.
- Калнинь И. М., Фадеев К. Н. Оценка эффективности термодинамических циклов пароконденсаторных холодильных машин и тепловых насосов. *Холодильная техника*. 2006. № 3. С. 16–25.
- Морозюк Т. В. *Теория холодильных машин и тепловых насосов*. Одесса: Негоциант, 2006. 721 с.
- Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А. Современные методы термозкономического анализа и оптимизации холодильных установок. *Технические газы*. 2015. № 6. С. 55–64. doi: 10.18198/j.ind.gases.2015.0802.
- Kharlampidi D., Tarasova V., Kuznetsov M., Omelichkin S. Application of graphic apparatus of C-curves for the analysis and optimization of supercritical cycles of thermotransformers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Vol. 5, No. 8(83). P. 20–25. doi: 10.15587/1729-4061.2016.79988.
- Андрющенко А. И., Дубинин А. Б., Крылов Е. Е. Зависимость оптимальной конфигурации циклов газотурбинных установок от термодинамических свойств рабочих тел. *Известия вузов. Энергетика*. 1988. № 6. С. 50–55.
- Андрющенко А. И. *Основы технической термодинамики реальных процессов*. Москва: Высшая школа, 1975. 264 с.
- Domanski P. A., Didion D. A., Doyle J. P. Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration*. 1994. Vol. 17, Issue 7. P. 487–493. doi: 10.1016/0140-7007(94)90010-8.
- Крузе А. С. Теплопередача и гидродинамика в регенеративных теплообменниках малых холодильных машин. *Холодильная техника*. 1973. № 9. С. 46–49.
- Якобсон В. Б. Исследование влияния перегрева всасываемого пара на работу холодильной машины. *Холодильная техника*. 1964. № 2. С. 22–29.
- Розенфельд Л. М., Ткачев А. Г. *Холодильные машины и аппараты*. Москва: Госторгиздат, 1960. 656 с.
- Мацевитый Ю. М., Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А. *Термозкономическая диагностика и оптимизация пароконденсаторных термотрансформаторов*. Харьков: Технологический Центр, 2016. 160 с.
- Kuznetsov M. A., Tarasova V. A., Kharlampidi D. Kh. Method for the Optimal Design of Vacuum-Evaporative Heat Pumps. *Journal of Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 22, No. 2 (June). P. 21–31. doi: 10.15407/pmach2019.02.021.
- Kuznetsov M., Kharlampidi D., Tarasova V., Voytenko E. Thermoeconomic optimization of supercritical refrigeration system with the refrigerant R744 (CO₂). *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Vol. 6, No. 8(84). P. 24–32. doi: 10.15587/1729-4061.2016.85397.

References (transliterated)

- Klein S. A., Reindl D. T. and Brownell K. (2000), "Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers", *Int. J. Refrigeration*, vol. 23(8), pp. 588–596, doi: 10.1016/S0140-7007(00)00008-6.
- Chajchenec N. S. (1987), "Sposoby povysheniya jeffektivnosti teplonosnyh sushil'nyh ustanovok [Ways to improve the efficiency of heat pump drying plants]", *Holodil'naja tehnika [Refrigeration technique]*, no. 7, pp. 15–20.
- Stoecker W. F. and Walukas D. J. (1981), "Conserving energy in domestic refrigerators through the use of refrigerant mixtures", *Int. J. Refrigeration*, vol. 4(4), pp. 201–208, doi: 10.1016/0140-7007(81)90051-7.
- McLinden M. O. (1990), "Optimum refrigerants for non-ideal cycles: an analysis employing corresponding states", *1990 USNC/IR Purdue Refrigeration Conference and 1990 ASHRAE Purdue CFC Conference*, July 17–20, Purdue University, West Lafayette, Indiana, pp. 69–79.
- Bivens D. B., Allgood C. C., Rizzo J. J., Shiflett M. B., Patron D. M., Chisolm T. E. C., Shealy G. S., Yokozeki A., Wells W. D. and Geiger K. A. (1994), "HCFC-22 alternative for air conditioners and heat pumps", *ASHRAE transactions 1994: Technical and symposium papers*, vol. 100(2), pp. 566–572.
- Domanski P. A. and McLinden M. O. (1992), "A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures", *Int. J. Refrigeration*, vol. 15(2), pp. 81–88, doi: 10.1016/0140-7007(92)90031-O.
- Man Y., Yang H. and Fang Z. (2008), "Study on hybrid ground-coupled heat pump systems", *Energy Build.*, vol. 40(11), pp. 2028–2036, doi: 10.1016/j.enbuild.2008.05.010.
- Agrawal D. C. and Menon V. J. (1993), "Finite-time Carnot refrigerators with wall gain and product loads", *J. Appl. Phys.*, vol. 74(4), pp. 2153–2158, doi: 10.1063/1.354748.
- Feidt M. (2010), "Thermodynamics applied to reverse cycle machines, a review", *Int. J. Refrigeration*, vol. 33(7), pp. 1327–1342, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.07.016.
- Shelton M. R. and Grossmann I. E. (1985), "A shortcut procedure for refrigeration systems", *Comput. Chem. Eng.*, vol. 9(6), pp. 615–619, doi: 10.1016/0098-1354(85)87017-4.
- Alefeld G. (1987), "Efficiency of compressor heat pumps and refrigerators derived from the second law of thermodynamics", *Int. J. Refrigeration*, vol. 10(6), pp. 331–341, doi: 10.1016/0140-7007(87)90119-8.
- Matsevityi Ju. M., Bratuta Je. G., Kharlampidi D. Kh. and Tarasova V. A. (2014), *Sistemno-strukturnyj analiz parokompressornyh termostransformatorov [System-structural analysis of steam compressor thermostransformers]*, IPMash NAN Ukrainy [IPMash of NAS of Ukraine], Kharkov, Ukraine, 269 p.
- Lorenzen G. (1991), "Holod, jenergija i okruzhajushhaja sreda [Cold, energy and the environment]", *Holodil'naja tehnika [Refrigeration technique]*, no. 5, pp. 3–6.
- Kalnin' I. M. and Fadekov K. N. (2006), "Ocenka jeffektivnosti termodinamicheskikh ciklov parokompressionnyh holodil'nyh mashin i teplovyh nasosov [Evaluation of the efficiency of thermodynamic cycles of vapor compression refrigerating machines and heat pumps]", *Holodil'naja tehnika [Refrigeration technique]*, no. 3, pp. 16–25.
- Morozjuk T. V. (2006), *Teorija holodil'nyh mashin i teplovyh nasosov [Theory of refrigerating machines and heat pumps]*, Negociant [Negociant], Odessa, Ukraine, 721 p.
- Kharlampidi D. Kh., Tarasova V. A. and Kuznetsov M. A. (2015), "Sovremennye metody termoeconomicheskogo analiza i optimizacii holodil'nyh ustanovok [Modern methods of thermoeconomic analysis and optimization of refrigeration units]", *Tehnicheskie gazy [Industrial gases]*, no. 6, pp. 55–64, doi: 10.18198/j.ind.gases.2015.0802.
- Kharlampidi D., Tarasova V., Kuznetsov M. and Omelichkin S. (2016), "Application of graphic apparatus of C-curves for the analysis and optimization of supercritical cycles of thermostransformers", *Eastern-European J. Enterprise Technologies*, vol. 5, no. 8(83), pp. 20–25, doi: 10.15587/1729-4061.2016.79988.
- Andrjushhenko A. I., Dubinin A. B. and Krylov E. E. (1988), "Zavisimost' optimal'noj konfiguracii ciklov gazoturbinyh ustanovok ot termodinamicheskikh svoystv rabochih tel [Dependence of the optimal configuration of the cycles of gas turbine plants on the thermodynamic properties of working substances]", *Izvestija vuzov. Jenergetika [Proc. of universities. Energy]*, no. 6, pp. 50–55.
- Andrjushhenko A. I. (1975), *Osnovy tehnicheckoj termodinamiki real'nyh processov [Fundamentals of technical thermodynamics of real processes]*, Vysshaja shkola [High school], Moscow, Russia, 264 p.
- Domanski P. A., Didion D. A. and Doyle J. P. (1994), "Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle", *Int. J. Refrigeration*, vol. 17(7), pp. 487–493, doi: 10.1016/0140-7007(94)90010-8.
- Kruze A. S. (1973), "Teploperedacha i gidrodinamika v regenerativnyh teploobmennikah malyh holodil'nyh mashin [Heat transfer and hydrodynamics in regenerative heat exchangers of small refrigeration machines]", *Holodil'naja tehnika [Refrigeration technique]*, no. 9, pp. 46–49.
- Jakobson V. B. (1964), "Issledovanie vlijaniya peregreva vsasyvaemogo para na rabotu holodil'noj mashiny [Investigation of the influence of suction steam overheating on the operation of the refrigerating machine]", *Holodil'naja tehnika [Refrigeration technique]*, no. 2, pp. 22–29.
- Rozenfel'd L. M. and Tkachev A. G. (1960), *Holodil'nye mashiny i apparaty [Refrigerating machines and apparatus]*, Gostorgizdat [Gostorgizdat], Moscow, Russia, 656 p.
- Matsevityi Ju. M., Kharlampidi D. Kh., Tarasova V. A. and Kuznetsov M. A. (2016), *Termoeconomicheskaja diagnostika i optimizacija parokompressornyh termostransformatorov [Thermoeconomic diagnostics and optimization of steam compressor thermostransformers]*, ChP "Tehnologicheskij Centr" [PE "Technological Center"], Kharkov, Ukraine, 160 p.
- Kuznetsov M. A., Tarasova V. A. and Kharlampidi D. Kh. (2019), "Method for the Optimal Design of Vacuum-Evaporative Heat Pumps", *J. Mechanical Engineering*, vol. 22(2), pp. 21–31, doi: 10.15407/pmash2019.02.021.
- Kuznetsov M., Kharlampidi D., Tarasova V. and Voytenko E. (2016), "Thermoeconomic optimization of supercritical refrigeration system with the refrigerant R744 (CO₂)", *Eastern-European J. Enterprise Technologies*, vol. 6, no. 8(84), pp. 24–32, doi: 10.15587/1729-4061.2016.85397.

Hadziusha (received) 07.02.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Тарасова Вікторія Олександрівна (Tarasova Viktorija Aleksandrovna) – доктор технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів; м. Харків; тел.: (068) 888–34–59; e-mail: vat523710@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3252-7619>.

Кузнецов Михайло Олександрович (Kuznetsov Mikhail Aleksandrovych) – кандидат технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, науковий співробітник відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів; м. Харків; тел.: (067) 359–24–52; e-mail: childeric1975@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5180-8830>.