Інститут проблем машинобудування імені А.М. Підгорного Національна академія наук України

Кваліфікаційна наукова

праця на правах рукопису

ТАРАСОВА ВІКТОРІЯ ОЛЕКСАНДРІВНА

УДК 621.577

ДИСЕРТАЦІЯ

РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ТА МЕТОДІВ ТЕРМОЕКОНОМІЧНОГО АНАЛІЗУ, СИНТЕЗУ, ОПТИМІЗАЦІЇ ІННОВАЦІЙНИХ СИСТЕМ ТЕРМОТРАНСФОРМАЦІЇ

спеціальність 05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

В. О. Тарасова

Науковий консультант Мацевитий Юрій Михайлович, доктор технічних наук, професор, академік НАН України

Харків – 2019

АНОТАЦІЯ

Тарасова В. О. Розвиток теорії та методів термоекономічного аналізу, синтезу, оптимізації інноваційних систем термотрансформації. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика (144 – Теплоенергетика). – Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України, Харків, 2019.

Подальший розвиток малої енергетики в цілому і сфери житловокомунального сектора вимагають розробки і реалізації формалізованих методів комплексної оцінки енергетичної та економічної ефективності теплотехнічних систем. Без урахування якості енергії, оперуючи тільки кількісною її оцінкою, забезпечити прийняття нових концептуальних рішень в процесах перетворення енергії неможливо. В умовах стрімкого розвитку світової економіки істотно зростають вимоги до якості устаткування, що виробляється. У різних технологічних процесах використовуються інноваційні технології, щоб забезпечити значне підвищення якості виробленої продукції, яку потребує ринок. Системи термотрансформації в цьому сенсі не є винятком. Для задоволення високих якісних показників системи термотрансформації мають бути спроектовані на основі сучасних методів прикладної термодинаміки.

У дисертаційній роботі запропоновано новий методологічний підхід до вирішення науково-прикладної проблеми удосконалення методів аналізу, синтезу та оптимізації для підвищення термодинамічних і техніко-економічних показників систем термотрансформації при проектуванні та експлуатації.

Перший розділ дисертації присвячено аналітичному огляду існуючих методів і підходів, які складають теоретичну основу дисциплін, об'єднаних під загальною назвою «Сучасна прикладна термодинаміка».

Науковою основою цих методів є поняття ексергії системи, тобто здатності даної системи виробляти роботу в умовах певного термічного стану навколишнього середовища. Ексергія, як міра практичної придатності енергії, служить єдиною основою для оцінки впливу на економічні показники термодинамічних параметрів енергоперетворюючих систем, які характеризують неефективність термодинамічних процесів додатковими фінансовими витратами.

Термоекономіка є найвищою дисципліною в ієрархії дисциплін сучасної прикладної термодинаміки, яка поєднує в собі безпосередньо технічну термодинаміку, теорію теплообміну і економічну теорію. Концепцію «внутрішньої економії» застосовано як засіб оцінки економічної вартості ексергії.

У першому розділі не тільки проведено аналіз існуючих методів термоекономічного аналізу і діагностики, а й розв'язано деякі практичні задачі. Зокрема розглянуто задачу модернізації існуючого обладнання холодильної машини (XM), а також задачі оптимального проектування парокомпресійних XM і теплових насосів (TH). Для задач оптимального проектування обрано автономний метод термоекономічної оптимізації. Що стосується задачі модернізації, показано, що найбільш доцільно використовувати метод структурно-варіантної термоекономічної оптимізації, оскільки він дозволяє здійснити «розрив» технологічної схеми установки і провести оптимізацію елемента у відриві від всієї схеми, в якій він розташований. Для демонстрації можливостей сучасних методів термодинаміки при кінцевому часі розглянуто задачу пошуку умов енергоефективної експлуатації повітряної теплонасосної установки (ПТНУ).

У висновках по першому розділу запропоновано рекомендації щодо області доцільного застосування кожного з розглянутих методів.

У другому розділі дисертації наводяться методологічні підходи до проведення функціонального термоекономічного аналізу та побудови моделей формування монетарної вартості виробленого холоду і теплоти термотрансформаторами з урахуванням термодинамічної досконалості установки.

Задача формування монетарної вартості цільового продукту енергоперетворюючої системи з урахуванням ступеня термодинамічної досконалості її елементів є однією із складних задач термоекономіки. Вона тісно переплітається із завданням визначення «природної», або, як її ще називають, «рівноважної» ціни продукту, вільної від кон'юнктури ринку. Як відомо, використовуючи тільки ринковий механізм визначення вартості, неможливо прогнозувати економічний розвиток будь-якої галузі (промисловість, комунальний сектор, транспорт), стимулювати виробництво і впровадження дорогих енергозберігаючих технологій. Таким чином, рішення цього завдання фактично дозволяє закласти основи для формування тарифів на вироблену теплову та електричну енергії, а також холод в залежності від виду і, головне, «якості» генеруючої установки.

У дисертаційній роботі вперше створено класифікацію термоекономічних моделей формування монетарної вартості холоду і теплоти. Для проведення порівняльного аналізу різних за принципом декомпозиції ексергетичної потоків термоекономічних моделей запропоновано єдиний методологічний підхід до визначення монетарної вартості потоків, в основі якого лежить запис вартісних балансів для ексергетичних потоків, з поділом їх за функціональною ознакою «продукт» і «паливо» елемента. Це дозволило для опису процесу формування вартості цільового продукту термотрансформатору визначити вартість деструкції ексергії з рішення рівнянь вартісних балансів.

Важливим питанням при побудові термоекономічних моделей є формулювання більш простих і чітких правил поділу потоків безвідносно до функціонального призначення термотрансформатора, що в цілому сприяє створенню універсальної термоекономічної моделі будь яких енергоперетворюючих систем. В роботі вперше розроблено універсальну термоекономічну модель парокомпресорних термотрансформаторів, яка відрізняється від відомих моделей тим, що схема розподілу ексергетичних потоків в елементах установки за функціональною ознакою «паливо» і «продукт» не залежить від її цільового призначення, а залежить тільки від параметрів навколишнього середовища, що дозволяє спростити алгоритмізацію моделі та автоматизувати обчислення термодинамічної ефективності термотрансформаторів. При цьому, вперше застосовано новий підхід до складання схеми декомпозиції ексергетичних потоків, який передбачає виділення механічної ентальпійної та ентропійної та термічної ентальпійної та ентропійної складових ексергії, що дозволяє окремо розраховувати вартість втрат від незворотності теплових процесів та незворотності від гідравлічних опорів по контуру холодоагенту в залежності від параметрів навколишнього середовища.

Запропоновано концепцію створення віртуальної XM з «ідеальним» компресором, що дозволило встановити максимально можливий «продукт» холодильної установки при усунених технічних втрати в циклі. Такий підхід дозволяє проводити коректне зіставлення конкуруючих варіантів компресорного та теплообмінного обладнання при вирішенні завдання термоекономічної модернізації холодильної установки.

У третьому розділі запропоновано методи і реалізація тополого- ексергетичних моделей на основі теорії ексергетичної вартості для різних систем термотрансформації.

Використання теорії ексергетичної вартості формалізує процес побудови тополого-ексергетичної моделі системи, що дозволяє будувати моделі окремих технологічних процесів зі складною топологією схеми установки. Це знижує можливу вірогідність суб'єктивних помилок при розробці системи.

Одним з невирішених питань теорії ексергетичної вартості є формалізація результатів поглибленого ексергетичного аналізу, а саме – переведення їх в «практичну площину». Сьогодні немає чітко вибудуваної процедури (механізму) для покрокового удосконалення установки на підставі отриманих даних цього аналізу. Постає питання: як поліпшити характеристики системи виходячи з конкретних значень втрат в елементах?

У дисертаційній роботі запропоновано комплексний підхід на основі побудови термоекономічних моделей й побудови регресійних моделей узагальнених ексергетичних характеристик установки від визначальних факторів процесу з використанням методів теорії планування експерименту. Це дозволило формалізувати результати поглибленого ексергетичного аналізу, виробити практичні рекомендації щодо зміни конструктивних характеристик елементів установки в залежності від значень складових деструкції ексергії. Для побудови тополого-ексергетичних моделей на основі методу графів запропоновано методики декомпозиції ексергетичних потоків для парокомпресійних, повітрянокомпресійних холодильних машин і теплових насосів, а також когенераційних установок.

Вперше дано термоекономічне обґрунтування вибору оптимальної температури охолодження в надкритичному циклі парокомпресорної XM. Вивчено ефект взаємодії складових ексергетичних втрат в елементах XM і його вплив на максимальну ексергетичну ефективність.

У четвертому розділі отримала розвиток методологія системноструктурного аналізу парокомпресорних термотрансформаторів в частині розробки універсального графічного інструментарію термоекономічної оптимізації. В роботі вперше запропоновано використовувати С-криві при аналізі та оптимізації технічних систем, зокрема технологічних схем систем термотрансформації. Запропоновано методику узагальненого аналізу і оптимізації позакритичних і докритичних парокомпресорних циклів термотрансформаторів, що дозволяє на етапі передпроектних розробок систем вирішити задачу спрямованого пошуку найбільш раціональних технологічних схем з урахуванням структурнотопологічних особливостей їх обладнання. Відзначається, що інноваційні системи термотрансформації відрізняються високими капітальними витратами на створення установки. Тому вартість споживаного палива тут завжди буде незрівнянно меншою величиною. Це призводить до того, що вибір при оптимізації буде зроблений тільки на користь більш дешевих установок. Для вибору ж більш ускладнених схем необхідно значне збільшення вартості палива, що не відповідає прогнозу її росту навіть у довгостроковій перспективі. Тому нами пропонується варіювати при оптимізації не вартістю палива, а періодом роботи установки (кількістю років). Оптимальний варіант схеми в цьому випадку буде відповідати мінімальним сумарним витратам за весь життєвий цикл при існуючих на сьогоднішній день тарифах на електроенергію і з урахуванням вкладених в її створення інвестицій. При реалізації методики в якості конкуруючих варіантів розглянуто технологічні схеми одноступеневих і двоступеневих вакуумно-випарних ТНУ з холодоагентом R718, що мають різний рівень складності,

а також надкритичні XM з холодоагентом R744. Аналіз С-кривих дозволяє отримати глобальний мінімум (максимум) як в задачах термоекономічної оптимізації при проектуванні, так і при пошуку енергоефективних умов експлуатації діючих установок. Для чого в роботі розглянуто питання пошуку оптимальних умов експлуатації теплонасосної установки за допомогою апарату С- кривих. Слід зазначити, що С-крива може бути побудована не тільки з урахуванням економічних чинників, а й з урахуванням екологічних показників впливу XM на навколишнє середовище. Для еколого-енергетичної оцінки холодоагенту в системі використовується загальний коефіцієнт еквівалентного потепління TEWI_N.

У п'ятому розділі запропоновано метод визначення реальних термодинамічних втрат парокомпресорних термотрансформаторів при роботі з повним і частковим навантаженням з урахуванням поділу втрат по виду незворотності. Метод дозволяє вирішити задачу ідентифікації параметрів циклу при обмеженому числі вихідної інформації. Удосконалено ентропійно-статистичний метод визначення реальних втрат від незворотності в установках термотрансформації, заснований на першому і другому законах термодинаміки. В результаті введення в розрахунок ряду покрокових процедур виявилося можливим при мінімумі даних визначити температури випаровування і конденсації у циклі, а отже і визначити величини деструкції ексергії в кожному елементі не прибігаючи до залучення баз даних теплофізичних властивостей холодоагентів. Даний підхід було використано при створенні методики обробки даних в режимі реального часу для системи моніторингу теплонасосної установки, яка експлуатується на адміністративному об'єкті м. Харкова.

Розроблено термодинамічні моделі прогнозування режимних параметрів парокомпресійних чилерів і теплових насосів, які засновані на використанні статистичної інформації про значення дисипативних втрат в реальних циклах. Отримано узагальнені залежності термічного опору теплообмінних апаратів сучасних моделей чилерів і теплових насосів різної холодопродуктивності (від 9 кВт до 150 кВт).

На основі чисельної реалізації запропонованих термодинамічних моделей виявлено умови, що дозволяють забезпечити зниження енергоспоживання чилерів і теплових насосів при роботі в режимі часткового навантаження за рахунок вибору оптимального співвідношення між витратою води у випарнику і конденсаторі. Встановлено, що для підвищення енергетичної ефективності чилера в режимі роботи з частковим навантаженням відношення витрати води через конденсатор до витрати води через випарник повинен бути не менше 2, при цьому ефективність збільшується на 5 %.

У шостому розділі роботи запропоновано методичні основи експреспроектування ґрунтових теплообмінників (ГТ) горизонтального типу для геотермальних теплонасосних систем. Досить ефективним є підхід, заснований на використанні аналітичного рішення задачі теплообміну в ґрунтовому масиві на основі модифікованої формули Форхгеймера. У поєднанні з ентропійностатистичним підходом до створення термодинамічної моделі ТНУ він дозволяє отримати швидке і точне рішення задачі прогнозування характеристик геотермальної ТНУ при варіативності глибини закладення ГТ і кроку паралельних ділянок труб. Визначено умови ефективного використання енергії приповерхневого ґрунту з урахуванням взаємного впливу режимів теплоспоживання об'єкта і відбору теплоти з ґрунтового масиву протягом усього періоду експлуатації ТНУ, а також розрахована вартість виробленої установкою теплоти.

Розвинені та вдосконалені наявні методи, практичні результати, методики та рекомендації використовувались в Інституті відновлюваної енергетики (м. Київ), ТОВ «Комфорт+Сервіс» (м. Харків), ПАТ Науково-виробниче підприємство «Холод» (м. Харків), Науково-технічному центрі Інженерної академії України (м. Харків) та громадських організаціях «Нова енергія» і «Агенція локальних ініціатив» (м. Харків), що підтверджується відповідними довідками та актами впровадження.

Ключові слова: термоекономічна модель, термотрансформатор, холодильна машина, тепловий насос, ентропійно–статистичний метод, геотермальна теплонасосна установка, ґрунтовий теплообмінник.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

1. Системно-структурный анализ парокомпрессорных термотрансформаторов/ Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова. Институт проблем машиностроения НАН Украины. Харьков. 2014. 269 с. (*монографія*).

2. Термоэкономическая диагностика и оптимизация парокомпрессорных термотрансформаторів/ Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов. ЧП «Технологический Центр». Харьков. 2016. 160 с. (*монографія*).

3. Инновационные системы термотрансформации. Анализ. Синтез. Оптимизация/ Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов. Харьков: ЧП «Технологический центр». 2018. 192 с. – ISBN: 978-617-7319-15-2. (монографія).

4. Впровадження енергозберігаючих і екологічно чистих технологій в виробництво теплоти в системах теплохладопостачання об'єктів ЖКХ/ Ю. М. Мацевитий, Д. Х. Харлампіді, М. Б. Чіркін, В. О. Тарасова, Є. П. Шерстов, М. О. Кузнєцов// Наука та інновації. 2010. № 6. С. 56 – 60. (*наукове фахове видання*).

5. Тарасова В.А., Тарасов А.И. Обоснование граничных условий теплообмена при моделировании грунтовых теплообменников [Текст]/ Восточноевропейский журнал передовых технологий. 2011. № 6/8 (54). С. 9 – 13.(*наукове фахове видання*).

6. Тарасова В. О. Тарасов О. І., Добрянська І. В. Вплив кроку між трубами колектора на ефективність горизонтального ґрунтового теплообмінника [Текст]/ Вестник НТУ "ХПИ". 2011. № 53 С. 133 – 138. (*наукове фахове видання*).

7. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Восстановление теплового потенциала грунта за счет реверсирования цикла теплового насоса [Текст]/ Холодильная техника и технология .2011. № 6. С. 66 – 72. (*наукове фахове видання*).

8. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Редько А. А. Комплексный подход к проектированию грунтового теплообменника теплонасосной установ [Текст]/ Нова тема. 2011. №3. С. 31 – 34. (*наукове фахове видання*).

9. Тарасова В. А., Харлампиди Д. Х., Шерстюк А. В. Моделирование тепловых режимов совместной работы грунтового теплообменника и теплонасосной установки [Текст]/ Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2011. № 5/8(53). С. 34 – 40. (*наукове фахове видання*).

10. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. К вопросу применения воздушного теплонасосного цикла Брайтона для систем теплохладоснабжения станций метрополитенов [Текст]/ Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2012. №4. С. 40 – 48. (наукове фахове видання).

 Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Структурный термодинамический анализ парокомпрессорной холодильной машины [Текст]/ Технические газы. 2012. №5.
С. 57 – 66. (наукове фахове видання).

12. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Термоэкономическая диагностика парокомпрессорной холодильной машины/ Технические газы. 2013. №1. С. 30 – 39. (*наукове фахове видання*).

13. Тарасова В. А., Харлампиди Д. Х. Сравнительный анализ термоэкономических моделей формирования эксергетической стоимости холода [Текст]/ Технические газы. 2013. №6. С. 55 – 63. (*наукове фахове видання*).

14. Шерстюк А. В., Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Модернизация холодильной машины на основе термоэкономического похода [Текст]/ Вісник НТУ «ХПІ». 2013. №12 (986) С. 145 – 150. (*наукове фахове видання*).

15. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Харлампиди Х. Э. Вопросы структурного термодинамического анализа парокомпрессионных термотрансформаторов [Текст]/ Вестник Казанского технологического университета. 2013. Т. 16, № 5. С. 82 – 88. (*іноземне видання*).

16. Термоэкономический подход к диагностике холодильных машин и тепловых насосов [Текст]/ Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, А. В. Шерстюк, В. А. Тарасова// Холодильная техника и технология. 2013. №5 (145). С. 39 – 44. (*наукове* фахове видання).

17. Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О. Аналіз еколого-енергетичних характеристик сучасних чилерів і теплових насосів при роботі з неповним навантаженням

11

[Текст]/ Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2013. №11 (117). С. 35 – 41. (*наукове фахове видання*).

18. Тарасова В. А., Харлампиди Д. Х., Харлампиди Х. Э. Оценка термодинамического совершенства современных чиллеров и тепловых насосов при работе в режиме с неполной нагрузкой [Текст]/ Вестник Казанского технологического университета. 2013. Т. 16. №19. С. 125 – 129 (*іноземне видання*).

19. Утилизация теплоты низкотемпературных альтернативных источников энергии с помощью теплотрансформаторов [Текст]/ Л. Л. Васильев, В. В. Соловей, Д. Х. Харлампиди, А. С. Журавлёв, Л. А. Драгун, В. А. Тарасова,

А. П. Цитович// Инженер-механик. Республиканский межотраслевой производственно практический журнал. 2014. №2(63). С. 21 – 26. (*іноземне видання*).

20. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Термоэкономическая модель теплонасосной установки на основе негэнтропийного подхода к формированию стоимости целевого продукта [Текст] / Проблемы машиностроения. 2014. Т. 17, №1. С. 10 – 16. (*наукове фахове видання*).

21. Клепанда А. С., Тарасова В. А., Бережко Ю. В. Методика мониторинга термодинамической эффективности теплового насоса [Текст]/ Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2014. № 2/8 (68). С. 3 – 8. (*наукове* фахове видання).

22. Application of graphic apparatus of C-curves for the analysis and optimization of supercritical cycles thermotransformers [Text]/ D. Kh. Kharlampidi, V. A. Tarasova, M. A. Kuznetsov, S. N. Omelichkin// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. № 5/8 (83). 2016. P. 20-25. (*SCOPUS Database*).

23. Thermoeconomic optimization of supercritical refrigeration system with the refrigerant R744 (CO_2) [Text]/ M. A. Kuznetsov, D. Kh. Kharlampidi, V.A. Tarasova, E. N. Voytenko// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. № 6/8 (94). 2016. P. 24 – 32. (*SCOPUS Database*).

24. Thermodynamic analysis of air-compression refrigerating machine based on the exergy cost theory [Text]/ D. Kharlampidi, V. Tarasova, M. Kuznetsov, E. Voytenko.

Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 5, № 8 (89). P. 30 – 38. (*SCOPUS Database*).

25. Physical processes and technical means for using the thermal energy of the alternative sources [Text]/ L. L. Vasiliev, V. V. Solovei, D. Kh. Kharlampidi, V. A. Tarasova, A. A. Stachel, T. Kujawa, V. A. Zhuravlev, A. P. Tsitovich, E. V. Kostenko// Journal of Engineering Physics and Thermophysics, Vol. 88, №5. 2015. P.1100 – 1109. (*іноземне видання, SCOPUS Database*).

26. Тарасова В. А. Сравнительный анализ термоэкономических моделей парокомпрессионной теплонасосной установки [Текст] / Вісник НТУ «ХПІ». 2015. №16 (1125). С. 97 – 107, ISSN 2078-774Х. (видання, включене до міжнародної наукометричної бази).

27. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Шерстюк А. В. Термоэкономическое обоснование модернизации холодильного парокомпрессорного оборудования [Текст]/ Технические газы. 2015. №1. С. 46 – 55. (*наукове фахове видання*).

28. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А. Современные методы термоэкономического анализа и оптимизации холодильных установок [Teкст]/ Технические газы. 2015. №6. С. 55 – 63. – DOI: https://dx.doi.org/10.18198/ j.ind. gases.2015.0802. (видання, включене до міжнародної наукометричної бази).

29. Тарасова В. А. Расчетно-экспериментальное исследование термодинамической эффективности тепловых насосов [Текст]/ Проблемы машиностроения. Т. 19. № 1 (2016). С 13 – 20. (видання, включене до міжнародної наукометричної бази).

30. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А. Определение оптимальной температуры охлаждения в сверхкритическом цикле парокомпрессорной холодильной машины с использованием термоэкономического похода [Teкcт]/ Технические газы. 2017. Т. 17, №1. С. 47 – 59. – DOI: https://dx.doi.org/10.18198/ j.ind. gases.2017.0857.(видання, включене до міжнародної наукометричної бази).

31. Анализ и синтез схемно-циловых решений вакуумно-испарительных теппонасосных установок [Текст]/ Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов, С. Н. Омеличкин// Технические газы. 2017. Т. 17, №5. С. 16 – 26. – DOI: https://doi.org/10.18198/j.ind.gases.2017.0857. (видання, включене до міжнародної наукометричної бази).

32. Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О., Костіков А. О. Термоекономічний аналіз когенераційної установки на основі теорії ексергетичної вартості [Текст]/ Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Новые решения в современных технологиях. Харьков: НТУ «ХПИ». 2018. №45 (1321). С. 59 – 69 – DOI: https://dx.doi.org/ 10.20998/2413-4295.2018.45.08. (наукове фахове видання).

33. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А. Определение реальных термодинамических потерь термотрансформаторов при работе с частичной нагрузкой [Текст]/ Технические газы. 2018. Т. 18, №3. С. 14 – 27. – DOI: https://dx.doi.org /10.18198/ j.ind.gases.2018.0909. (видання, включене до міжнародної наукометричної бази).

34. Тарасова В. О., Кузнецов М. О., Харлампіді Д. Х. Система моніторингу та діагностики енергетичної ефективності теплонасосної установки/ Вісник НТУ «ХПІ», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. Харків: НТУ «ХПІ». 2019. №5 (1330). С. 58 – 69. – DOI: https://dx.doi.org/10.20998/2413-4295.2019.05.08. (наукове фахове видання).

35. Мацевитый Ю. М., Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Восстановление теплового потенциала грунта за счет выбора рациональных режимов работы теплонасосной симстемы [Текст]/ XIV Минский междунар. форум по тепломассообмену, 10-13 сентября 2012 г.: тезисы докладов и сообщений. Минск, 2012. Т. 1, ч. 2. С. 736 – 739.

36. Термоэкономический подход к диагностике холодильных машин и тепловых насосов [Текст]/ Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, А. В. Шерстюк// Труды IX Международной научно-технической конференции «Современные проблемы холодильной техники и технологии», 10-12 сентября 2013 г., г. Одесса. С. 21 – 23.

37. Использование низкопотенциальных источников тепла с помощью термотрансформаторов [Текст]/ Л. Л. Васильев, В. В. Соловей, Д. Х. Харлампиди, А. С. Журавлёв, В. А. Тарасова, Л. А. Драгун, О. С. Филатова, А. П. Цитович// Тепло- и массоперенос –2013: Сборник научных трудов, 2014. С. 17 – 23. (*іно-земне видання*)

38. Тарасова В. А. Сравнительный анализ термоэкономических моделей парокомпрессионной теплонасосной установки [Електронний ресурс]/ XI Международная научно-техническая конференция «Проблемы энергосбережения и пути их решения», 22-23 апреля 2015 г. Харьков, 2015. 8 с. 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

39. Matsevity Yu. M., Kharlampidi D. Kh., Tarasova V. A. Numerical and experimental testing of the thermodynamic efficiency of heat pumps [Text]/ IX Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources", Minsk, Belarus, 07-10 September, 2015. Vol. 2. P. 222 – 229.

40. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Применение воздушного теплонасосного цикла Брайтона для теплохладоснабжения [Електронний ресурс] / XV Международная научно-техническая конференция «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования», 14 -17 сентября, 2015. Харьков, 2015. 8 с. 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

41. Методика эксергетического анализа парокомпрессорных холодильных и теплонасосных установок [Текст] / Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов // XV Минский междунар. форум по тепло- и массообмену, 23-26 мая 2016 г., Минск, Беларусь: тез. докл. и сообщ. Минск, Беларусь: ИТМО НАНБ, 2016. Т. 3. С. 359 – 363.

42. Кузнецов М. О., Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О. Вплив вологості повітря на термоекономічні показники кондиціонерів [Текст] / Сучасні проблеми холодильної техніки та технології: зб. тез допов. XI міжнар. наук.-техн. конф., 21-22 вересня 2017 р., Одеса. Одеса: OHAXT, 2017. С. 63 – 65.

43. Аналіз термодинамічної ефективності повітряно-компресійних теплонасосних установок для систем теплохолодопостачання станцій метрополітену [Електронний ресурс]/ С. М. Омелічкін, Д. Х. Харлампіді, В. О. Тарасова, М. О. Кузнецов// Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: матеріали XVIII міжнар. наук.-практ. конф., 27-29 вересня 2017 р., Київ. Київ: IBE НАНУ, 2017. С. 645 – 648.

44. Визначення оптимальної температури охолодження у надкритичному циклі термотрансформатора [Текст]/ Є. М. Войтенко, М. О. Кузнецов, В. О. Тарасова, Д. Х. Харлампіді// Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: матеріали XVIII міжнар. наук.-практ. конф., 27-29 вересня 2017 р., Київ. Київ: ІВЕ НАНУ, 2017. С. 649 – 653.

45. Инновационные системы термотрансформации для утилизации вторичных и альтернативных источников энергии [Электронный ресурс] / Тарасова В. А. [и др.]; Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины: официальный сайт // Совершенствование энергоустановок методами математического и физического моделирования, 10-14 сентября, 2017 г.: тез. докладов XVI международной научно-технической конференции. 1 с. Режим доступа: http:// ipmach.kharkov.ua/ downloads/ conferences/ WL2017.pdf.

46. Термоекономічний аналіз вакуумно-випарного термотрансформатора для системи охолодження ТЕС і АЕС [Електронний ресурс] / Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О., Кузнецов М. О., Омелічкін С. М.; Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины: официальный сайт// Совершенствование энергоустановок методами математического и физического моделирования, 10-14 сентября, 2017 г.: тез. докладов XVI международной научнотехнической конференции. 1 с. Режим доступа: http://ipmach.kharkov.ua/downloads/ conferences /WL2017.pdf.

47. Методика термодинамічної оптимізації надкритичного циклу термотрансформатора [Текст]/ Є. М. Войтенко, М. О. Кузнецов, В. О. Тарасова, Д. Х. Харлампіді // Фізико-технічні проблеми енергетики та шляхи їх вирішення 2017 (ФТПЕШВ-2017): матеріали всеукр. наук.-техн. конф., 20-21 червня 2017 р., Харків. Харків: ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2017. С. 27 – 28.

48. Применение воздушного теплонасосного цикла Брайтона для систем теплохладоснабжения станций метрополитена [Текст] / С. Н. Омеличкин, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов // Фізико-технічні проблеми

енергетики та шляхи їх вирішення 2017 (ФТПЕШВ-2017): матеріали всеукр. наук.-техн. конф., 20-21 червня 2017 р., Харків. Харків: ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2017. С. 39 – 40.

49. Kharlampidi D. Kh., Tarasova V. A., Kuznetsov M. A. Method for thermoeconomic modernization of refrigeration plants [Text]/ Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources: proc. of the X Minsk International Seminar, 10-13 September 2018, Minsk, Belarus. Minsk, Belarus: HMTI of NASB, 2018. P. 423 - 430.

50. Гелиосистема отопления с двухфазной многокомпонентной жидкостью [Текст] / Л. Л. Васильев, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, А. С. Журавлёв, М. А. Кузнецов, Л. П. Гракович, М. И. Рабецкий // Современные проблемы машиноведения: материалы XII междунар. науч.-техн. конф., 22-23 ноября 2018 г., Гомель, Беларусь. Гомель, Беларусь: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2018. С. 223 – 225. 51. Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О., Кузнецов М. О. Розробка вакуумновипарного теплового насосу для системи охолодження ТЕС і АЕС [Текст]/ Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: матеріали XIX міжнар. наук.-практ. конф., 26-28 вересня 2018 р., Київ. Київ: ІВЕ НАНУ, 2018. С. 204 – 208.

52. Усс А. Н., Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Модернизация теплообменного оборудования энергоблоков АЭС на основе методологии системно структурного анализа [Текст]/ Проблеми сучасної ядерної енергетики: тези XIV міжнар. наук.-практ. конф. молодих вчених та фахівців, 14-16 листопада 2018 р., Харків. Харків: ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2018. С. 50 – 51.

53. Тарасова В. О., Харлампіді Д. Х., Кузнецов М. О. Метод визначення реальних термодинамічних втрат холодильних та теплонасосних установок при роботі з частковим навантаженням [Текст]/ Сучасні тенденції розвитку української науки: матеріали XVI всеукр. наук. конф., 21-22 червня 2018 р., Переяслав-Хмельницький. Переяслав-Хмельницький: ГО «Інститут соціальної трансформації», 2018. Вип. 6 (16). С. 34 – 36.

ABSTRACT

Tarasova V.O. Development of the theory and methods of thermo-economic analysis, synthesis, optimization of innovative thermo-transformation systems.– Qualifying scientific work presented as manuscript.

Thesis for doctor degree of technical sciences by specialty 05.14.06 – Technical thermophysics and industrial thermal power engineering (144 – Heat power engineering). – A. Pidgorny Institute of Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2019.

Further development of the energy sector and the sphere of the housing and communal sector require the development and implementation of formalized methods of complex assessment of the energy and economic efficiency of thermal engineering systems. Without taking into account the quality of energy, operating only by its quantitative estimate, ensuring the adoption of new conceptual solutions in the processes of energy conversion is impossible.

In conditions of rapid development of the world economy, requirements for the quality of manufactured equipment are significantly increasing. Innovative technologies are used in different technological processes to ensure a significant improvement in the quality of the products that the market needs. Thermo-transformation systems in this sense are no exception.

In order to meet the high qualitative indicators of the thermal transformation system, they must be designed on the basis of modern methods of applied thermody-namics.

In the dissertation the new methodological approach to the decision of a scientific and applied problem of improvement of methods of analysis, synthesis and optimization for increase of thermodynamic and techno-economic indices of systems of thermal transformation during designing and exploitation is offered.

The first chapter of the dissertation is devoted to the analytical review of existing methods and approaches, which form the theoretical basis of disciplines, united under the general name of modern applied thermodynamics. The scientific basis of these methods is the notion of exergy of the system, that is, the ability of this system to produce work in conditions of a certain thermal state of the environment. Exergy, as a measure of practical energy availability, serves as the sole basis for assessing the impact on the economic parameters of the thermodynamic parameters of energy transfer systems that characterize the ineffectiveness of thermodynamic processes with additional financial costs.

Thermoeconomy is the highest discipline in the hierarchy of disciplines of modern applied thermodynamics, which combines directly technical thermodynamics, the theory of heat transfer and economic theory. The concept of "domestic economy" is used as a means of assessing the economic value of exergy.

In the first chapter, not only conducted an analysis of existing methods of thermo-economic analysis and diagnosis, but also solved some practical problems. The problem of modernization of the existing equipment of the refrigerating machine, as well as the problems of optimal design of steam-compression refrigerating machine and heat pumps is considered. The autonomous method of thermo-economic optimization is chosen for optimal design problems. With regard to the task of modernization, it has been shown that the most appropriate method of structurally-variant thermo-economic optimization, since it allows the "gap" of the techno logical installation scheme and to optimize the element in isolation from the entire scheme in which it is located. For the demonstration of the possibilities of modern methods of thermodynamics at the finite time, the problem of searching for conditions for the energy-efficient operation of the air-heat pump plant is considered.

In the conclusions on the first section, recommendations were made on the scope of expedient application of each of the considered methods.

In the second chapter of the dissertation are given methodological approaches to carrying out functional thermo-economic analysis and construction of models for the formation of the cost of produced cold and heat by thermo transformers, taking into account the thermodynamic perfection of the installation.

The task of forming the exergy value of the target product of the energyconverting system, taking into account the degree of thermodynamic perfection of its elements, is one of the difficult tasks of the thermo-economy. It is associated with the task of determining the "natural" or, as it is also called, "equilibrium" price of a product free of market conditions. As you know, using only a market-based mechanism for determining value, it is impossible to predict the economic development of any industry (industry, communal sector, transport), to stimulate the production and implementation of expensive energy-saving technologies.

Thus, the decision of this problem actually allows laying the basis for the formation of tariffs for the produced thermal and electric energy, as well as the cold, depending on the type and, most importantly, the "quality" of the generating installation.

In the dissertation the classification of thermo-economic models of formation of monetary value of cold and heat was created for the first time. For a comparative analysis of the various methods of decomposing exergy flows of thermo-economic models, a unified methodological approach to determining the monetary value of flows is proposed, which is based on the recording of cost balances for exergy flows with the decomposing into the product and the fuel of elements. This allow for the description of the process of forming the value of the target product of the transformer to determine the cost of destruction of the exergy from the solution of the equations of value balances.

An important issue in the construction of thermoeconomic models is the formulation of simpler and more understandable rules for the separation of flows without taking into account the functional purpose of the thermal converter, which generally contributes to the creation of a universal thermoeconomic model of any energy conversion systems.

In the work for the first time a universal thermo-economic model of steamcompressor transformers was developed, which differs from the known models by the fact that the scheme of distribution of exergy flows in the elements of the installation according to the functional attribute "fuel" and "product" does not depend on its intended purpose, but only depends on the parameters of the environment, which makes it possible to simplify algorithmization of the model and to automate the calculation of thermodynamic efficiency of thermo-transformers. At the same time, a new approach to the compilation of the scheme of decomposition of exergy flows was first introduced, which involves the allocation of mechanical and thermal enthalpy and entropy components of exergy, which allows separately to calculate the cost of losses from the irreversibility of thermal processes and the irreversibility of hydraulic resistance along the coolant circuit, depending on environmental parameters.

The concept of creating a virtual refrigerator with an "ideal" compressor was proposed, which allowed to establish the maximum possible "product" of the refrigeration unit in case of eliminated technological losses in the cycle. This approach allows for a correct comparison of competing variants of compressor and heatexchange equipment in solving the problem of thermo-economic modernization of the refrigeration unit.

In the third chapter of the dissertation, methods and implementation of topological and exergy models are proposed on the basis of the theory of exergy value for different systems of thermal transformation.

The use of the theory of exergic value formalizes the process of constructing a topological-exergy model of a system, which allows us to build models of individual technological processes with a complex topology of the scheme of installation. This reduces the probability of subjective errors in system design. One of the unresolved issues of the theory of exergy value is the formalization of the results of in-depth exegetical analysis, namely, the transformation of them into a "practical plane". Today there is no well-established procedure (mechanism) for incremental improvement of the installation based on the data obtained from this analysis. The question arises: how to improve the characteristics of the system based on the specific values of losses in the elements?

In the dissertation the complex approach is proposed on the basis of construction of thermo-economic models and construction of regression models of generalized exergy characteristics of the setting from the determinants of the process using the methods of the theory of planning the experiment. This allowed to formalized the results of in-depth exegetic analysis, to develop practical recommendations for changing the structural characteristics of the elements of the installation, depending on the values of the components of the destruction of the exergy.

Methods for decomposing exergy flows for steam-compression, air compressor refrigeration machines, heat pumps and cogeneration units are proposed for constructing topological-exergy models on the basis of the graph method.

For first time, the thermo-economic substantiation of the choice of the optimum cooling temperature in the supercritical cycle of the steam compressor refrigerating machine is given. The effect of interaction of the components of exergy losses in the elements of the refrigerating machine and its influence on the maximum exergy efficiency is studied.

In the fourth chapter of the dissertation developed the methodology of the system-structural analysis of steam-compressor transformers in the development of a universal graphical tool for thermo-economic optimization. In the work for the first time it is proposed to use C-curves in the analysis and optimization of technical systems, in particular technological circuits of systems of thermo-transformation.

The method of generalized analysis and optimization of supercritical and subcritical steam-compressor cycles of thermo-transformers is proposed, which allows at the stage of pre-project development of systems to solve the problem of directed search of the most rational technological schemes taking account structuraltopological features of their equipment. It is noted that innovative thermal transformation systems are characterized by high capital expenditures for the creation of the installation. Therefore, the cost of consumed fuel here will always be incomparably smaller. This leads to the fact that optimization choices will only be made in favor of cheaper installations. To choose the same more complicated schemes requires a significant increase in fuel costs, which does not meet the forecast of its growth, even in the long run. Therefore, we are invited to vary when optimizing not the cost of fuel, and the period of operation of the installation (number of years). The optimal version of the scheme in this case will correspond to the minimum total costs for the whole life cycle of current electricity tariffs and taking into account the investments invested in its creation. In the implementation of the technique as a competing variation technological schemes of single-stage and two-stage vacuum evaporative heat pumps with refrigerant R718 having different levels of complexity, as well as supercritical thermo-transformers with a refrigerant R744 are considered.

The analysis of C-curves allows us to obtain a global minimum (maximum) as in the problems of thermo-economic optimization in designing, as well as in the search for energy-efficient operating conditions of existing plants. What is considered in the paper is the question of finding optimal conditions for the operation of a heat pump installation with the help of the apparatus of C-curves. It should be noted that the C-curve can be built not only taking into account economic factors, but also taking into account environmental indicators of the impact of the refrigerator on the environment. For the ecologically-energy estimation of the refrigerant in the system, the total coefficient of equivalent warming is used. TEWIN.

In the fifth chapter proposes a method for determining the real thermodynamic losses of steam-compressor thermo-transformers when working with full and partial loads, taking into account the division of losses in the form of irreversibility. The method allows solving the problem of identifying the parameters of the cycle with a limited number of output information. The entropy-statistical method for determining the real losses from irreversibility in thermal transformation installations, based on the first and second laws of thermodynamics, is improved.

As a result of the introduction of a number of step-by-step procedures it was possible to determine the temperature of evaporation and condensation in a loop with a minimum of data, and therefore to determine the magnitude of the destruction of exergy in each element without resorting to the inclusion of databases of the thermophysical properties of the refrigerants. This approach was used to create a real-time data processing technique for the monitoring system of the heat pump plant operated at the administrative facility of Kharkiv.

Thermodynamic models of forecasting of the regime parameters of steamcompression chillers and heat pumps are developed, which are based on the use of statistical information about the importance of dissipative losses in real cycles. The generalized dependences of thermal resistance of heat exchangers of modern models of chillers and heat pumps of different cold-productivity (from 9 kW to 150 kW) are obtained. On the basis of the numerical implementation of the proposed thermodynamic models, conditions have been found that allow to reduce the energy consumption of chillers and heat pumps when operating in a partial load mode by choosing the optimal ratio between the flow of water in the evaporator and in the condenser. It has been established that in order to increase the energy efficiency of a chiller in the mode of working with partial load, the ratio of water flow through the condenser to the flow of water through the evaporator should be at least 2, with the efficiency increases by 5 %.

In the sixth chapter of the work the methodical bases of express-designing of ground-type heat exchangers (GT) of horizontal type for geothermal heat pump systems are offered. An approach based on the use of the analytical solution of the heat transfer heat transfer problem in the soil array on the basis of the modified Forkhgeimer formula is quite effective. In combination with the entropy-statistical approach to the creation of a thermodynamic model of a heat pump, it allows you to obtain a quick and accurate solution to the problem of forecasting the characteristics of a geothermal heat pump plant with variability in the depth of laying of the GT and the step of parallel sections of the pipes. Conditions of efficient use of energy of nearsurface soil are determined taking into account the mutual influence of the heat consumption of the object and the selection of heat from the soil mass during the entire period of operation of the heat pump, as well as the calculated cost of the installation of heat. The developed and improved existing methods, practical results, methods and recommendations were used at the Institute of Renewable Energy (Kyiv), at LLC "Comfort + Service" (Kharkiv), at the Scientific and Production Enterprise "Kholod" (Kharkiv), in the Scientific and Technical Center of the Engineering Academy of Ukraine (Kharkiv) and in public organizations "New Energy" and "Local Initiatives Agency" (Kharkiv), which is confirmed by the relevant certificates.

Keywords: thermoeconomic model, thermo-transformer, refrigerating machine, heat pump, entropy-statistical method, geothermal heat pump installation, ground heat exchanger.

LIST OF APPLICANT PUBLICATIONS

1. Системно-структурный анализ парокомпрессорных термотрансформаторов/ Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова. Институт проблем машиностроения НАН Украины. Харьков. 2014. 269 с. (*монографія*).

2. Термоэкономическая диагностика и оптимизация парокомпрессорных термотрансформаторів/ Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов. ЧП «Технологический Центр». Харьков. 2016. 160 с. (*монографія*).

3. Инновационные системы термотрансформации. Анализ. Синтез. Оптимизация/ Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов. Харьков: ЧП «Технологический центр». 2018. 192 с. – ISBN: 978-617-7319-15-2. (монографія).

4. Впровадження енергозберігаючих і екологічно чистих технологій в виробництво теплоти в системах теплохладопостачання об'єктів ЖКХ/ Ю. М. Мацевитий, Д. Х. Харлампіді, М. Б. Чіркін, В. О. Тарасова, Є. П. Шерстов, М. О. Кузнєцов// Наука та інновації. 2010. № 6. С. 56 – 60. (*наукове фахове видання*).

5. Тарасова В.А., Тарасов А.И. Обоснование граничных условий теплообмена при моделировании грунтовых теплообменников [Текст]/ Восточноевропейский журнал передовых технологий. 2011. № 6/8 (54). С. 9 – 13.(*наукове фахове видання*).

6. Тарасова В. О. Тарасов О. І., Добрянська І. В. Вплив кроку між трубами колектора на ефективність горизонтального грунтового теплообмінника [Текст]/ Вестник НТУ "ХПИ". 2011. № 53 С. 133 – 138. (*наукове фахове видання*).

7. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Восстановление теплового потенциала грунта за счет реверсирования цикла теплового насоса [Текст]/ Холодильная техника и технология .2011. № 6. С. 66 – 72. (*наукове фахове видання*).

8. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Редько А. А. Комплексный подход к проектированию грунтового теплообменника теплонасосной установ [Текст]/ Нова тема. 2011. №3. С. 31 – 34. (*наукове фахове видання*).

9. Тарасова В. А., Харлампиди Д. Х., Шерстюк А. В. Моделирование тепловых режимов совместной работы грунтового теплообменника и теплонасосной установки [Текст]/ Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2011. № 5/8(53). С. 34 – 40. (*наукове фахове видання*).

10. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. К вопросу применения воздушного теплонасосного цикла Брайтона для систем теплохладоснабжения станций метрополитенов [Текст]/ Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2012. №4. С. 40 – 48. (наукове фахове видання).

 Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Структурный термодинамический анализ парокомпрессорной холодильной машины [Текст]/ Технические газы. 2012. №5.
С. 57 – 66. (наукове фахове видання).

12. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Термоэкономическая диагностика парокомпрессорной холодильной машины/ Технические газы. 2013. №1. С. 30 – 39. (*наукове фахове видання*).

13. Тарасова В. А., Харлампиди Д. Х. Сравнительный анализ термоэкономических моделей формирования эксергетической стоимости холода [Текст]/ Технические газы. 2013. №6. С. 55 – 63. (*наукове фахове видання*).

14. Шерстюк А. В., Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Модернизация холодильной машины на основе термоэкономического похода [Текст]/ Вісник НТУ «ХПІ». 2013. №12 (986) С. 145 – 150. (*наукове фахове видання*).

 Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Харлампиди Х. Э. Вопросы структурного термодинамического анализа парокомпрессионных термотрансформаторов [Текст]/ Вестник Казанского технологического университета. 2013. Т. 16, № 5. С. 82 – 88. (*іноземне видання*).

16. Термоэкономический подход к диагностике холодильных машин и тепловых насосов [Текст]/ Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, А. В. Шерстюк, В. А. Тарасова// Холодильная техника и технология. 2013. №5 (145). С. 39 – 44. (*наукове* фахове видання).

17. Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О. Аналіз еколого-енергетичних характеристик сучасних чилерів і теплових насосів при роботі з неповним навантаженням

[Текст]/ Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2013. №11(117). С. 35 – 41. (*наукове фахове видання*).

18. Тарасова В. А., Харлампиди Д. Х., Харлампиди Х. Э. Оценка термодинамического совершенства современных чиллеров и тепловых насосов при работе в режиме с неполной нагрузкой [Текст]/ Вестник Казанского технологического университета. 2013. Т. 16. №19. С. 125 – 129 (*іноземне видання*).

19. Утилизация теплоты низкотемпературных альтернативных источников энергии с помощью теплотрансформаторов [Текст] / Л. Л. Васильев, В. В. Соловей, Д. Х. Харлампиди, А. С. Журавлёв, Л. А. Драгун, В. А. Тарасова,

А. П. Цитович // Инженер-механик. Республиканский межотраслевой производственно практический журнал. 2014. №2 (63). С. 21 – 26. (*іноземне видання*).

20. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Термоэкономическая модель теплонасосной установки на основе негэнтропийного подхода к формированию стоимости целевого продукта [Текст] / Проблемы машиностроения. 2014. Т. 17, №1. С. 10 – 16. (*наукове фахове видання*).

21. Клепанда А. С., Тарасова В. А., Бережко Ю. В. Методика мониторинга термодинамической эффективности теплового насоса [Текст]/ Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2014. № 2/8 (68). С. 3 – 8. (*наукове* фахове видання).

22. Application of graphic apparatus of C-curves for the analysis and optimization of supercritical cycles thermotransformers [Text]/ D. Kh. Kharlampidi, V. A. Tarasova, M. A. Kuznetsov, S. N. Omelichkin// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. № 5/8 (83). 2016. P. 20-25. (SCOPUS Database).

23. Thermoeconomic optimization of supercritical refrigeration system with the R744 (CO_2) [Text]/ M. A. Kuznetsov, D. Kh. refrigerant Kharlampidi, V.A. Tarasova, E. N. Voytenko// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. № 6/8 (94). 2016. P. 24 – 32. (SCOPUS Database).

24. Thermodynamic analysis of air-compression refrigerating machine based on the exergy cost theory [Text]/ D. Kharlampidi, V. Tarasova, M. Kuznetsov, E. Voytenko.

Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 5, № 8 (89). P. 30 – 38. (*SCOPUS Database*).

25. Physical processes and technical means for using the thermal energy of the alternative sources [Text]/ L. L. Vasiliev, V. V. Solovei, D. Kh. Kharlampidi, V. A. Tarasova, A. A. Stachel, T. Kujawa, V. A. Zhuravlev, A. P. Tsitovich, E. V. Kostenko// Journal of Engineering Physics and Thermophysics, Vol. 88, №5. 2015. P.1100 – 1109. (*іноземне видання, SCOPUS Database*).

26. Тарасова В. А. Сравнительный анализ термоэкономических моделей парокомпрессионной теплонасосной установки [Текст] / Вісник НТУ «ХПІ». 2015. №16 (1125). С. 97 – 107, ISSN 2078-774Х. (видання, включене до міжнародної наукометричної бази).

27. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Шерстюк А. В. Термоэкономическое обоснование модернизации холодильного парокомпрессорного оборудования [Текст]/ Технические газы. 2015. №1. С. 46 – 55. (*наукове фахове видання*).

28. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А. Современные методы термоэкономического анализа и оптимизации холодильных установок [Teкст]/ Технические газы. 2015. №6. С. 55 – 63. – DOI: https://dx.doi.org/10.18198/ j.ind. gases.2015.0802. (видання, включене до міжнародної наукометричної бази).

29. Тарасова В. А. Расчетно-экспериментальное исследование термодинамической эффективности тепловых насосов [Текст]/ Проблемы машиностроения. Т. 19. № 1 (2016). С 13 – 20. (видання, включене до міжнародної наукометричної бази).

30. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А. Определение оптимальной температуры охлаждения в сверхкритическом цикле парокомпрессорной холодильной машины с использованием термоэкономического похода [Teкct]/ Технические газы. 2017. Т. 17, №1. С. 47 – 59. – DOI: https://dx.doi.org/10.18198/ j.ind.gases.2017.0857.(видання, включене до міжнародної наукометричної бази). 31. Анализ и синтез схемно-циловых решений вакуумно-испарительных теп-

понасосных установок [Текст]/ Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов, С. Н. Омеличкин// Технические газы. 2017. Т. 17, №5. С. 16-26. – DOI: https://doi.org/10.18198/j.ind.gases.2017.0857. (видання, включене до міжнародної наукометричної бази).

32. Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О., Костіков А. О. Термоекономічний аналіз когенераційної установки на основі теорії ексергетичної вартості [Текст]/ Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Новые решения в современных технологиях. Харьков: НТУ «ХПИ». 2018. №45 (1321). С. 59 – 69 – DOI: https://dx.doi.org/ 10.20998/2413-4295.2018.45.08. (наукове фахове видання).

33. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А. Определение реальных термодинамических потерь термотрансформаторов при работе с частичной нагрузкой [Текст]/ Технические газы. 2018. Т. 18, №3. С. 14 – 27. – DOI: https://dx.doi.org /10.18198/ j.ind.gases.2018.0909. (видання, включене до міжнародної наукометричної бази).

34. Тарасова В. О., Кузнецов М. О., Харлампіді Д. Х. Система моніторингу та діагностики енергетичної ефективності теплонасосної установки/ Вісник НТУ «ХПІ», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. Харків: НТУ «ХПІ». 2019. №5 (1330). С. 58 – 69. – DOI: https://dx.doi.org/10.20998/2413-4295.2019.05.08. (наукове фахове видання).

35. Мацевитый Ю. М., Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Восстановление теплового потенциала грунта за счет выбора рациональных режимов работы теплонасосной симстемы [Текст]/ XIV Минский междунар. форум по тепломассообмену, 10-13 сентября 2012 г.: тезисы докладов и сообщений. Минск, 2012. Т. 1, ч. 2. С. 736 – 739.

36. Термоэкономический подход к диагностике холодильных машин и тепловых насосов [Текст]/ Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, А. В. Шерстюк// Труды IX Международной научно-технической конференции «Современные проблемы холодильной техники и технологии», 10-12 сентября 2013 г., г. Одесса. С. 21 – 23.

37. Использование низкопотенциальных источников тепла с помощью термотрансформаторов [Текст]/ Л. Л. Васильев, В. В. Соловей, Д. Х. Харлампиди, А. С. Журавлёв, В. А. Тарасова, Л. А. Драгун, О. С. Филатова, А. П. Цитович// Тепло- и массоперенос –2013: Сборник научных трудов, 2014. С. 17 – 23. (*іно-земне видання*)

38. Тарасова В. А. Сравнительный анализ термоэкономических моделей парокомпрессионной теплонасосной установки [Електронний ресурс]/ XI Международная научно-техническая конференция «Проблемы энергосбережения и пути их решения», 22-23 апреля 2015 г. Харьков, 2015. 8 с. 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

39. Matsevity Yu. M., Kharlampidi D. Kh., Tarasova V. A. Numerical and experimental testing of the thermodynamic efficiency of heat pumps [Text]/ IX Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources", Minsk, Belarus, 07-10 September, 2015. Vol. 2. P. 222 – 229.

40. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Применение воздушного теплонасосного цикла Брайтона для теплохладоснабжения [Електронний ресурс] / XV Международная научно-техническая конференция «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования», 14 -17 сентября, 2015. Харьков, 2015. 8 с. 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

41. Методика эксергетического анализа парокомпрессорных холодильных и теплонасосных установок [Текст] / Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов // XV Минский междунар. форум по тепло- и массообмену, 23-26 мая 2016 г., Минск, Беларусь: тез. докл. и сообщ. Минск, Беларусь: ИТМО НАНБ, 2016. Т. 3. С. 359 – 363.

42. Кузнецов М. О., Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О. Вплив вологості повітря на термоекономічні показники кондиціонерів [Текст] / Сучасні проблеми холодильної техніки та технології: зб. тез допов. XI міжнар. наук.-техн. конф., 21-22 вересня 2017 р., Одеса. Одеса: ОНАХТ, 2017. С. 63 – 65.

43. Аналіз термодинамічної ефективності повітряно-компресійних теплонасосних установок для систем теплохолодопостачання станцій метрополітену [Електронний ресурс]/ С. М. Омелічкін, Д. Х. Харлампіді, В. О. Тарасова, М. О. Кузнецов// Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: матеріали XVIII міжнар. наук.-практ. конф., 27-29 вересня 2017 р., Київ. Київ: IBE НАНУ, 2017. С. 645 – 648.

44. Визначення оптимальної температури охолодження у надкритичному циклі термотрансформатора [Текст]/ Є. М. Войтенко, М. О. Кузнецов, В. О. Тарасова, Д. Х. Харлампіді// Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: матеріали XVIII міжнар. наук.-практ. конф., 27-29 вересня 2017 р., Київ. Київ: ІВЕ НАНУ, 2017. С. 649 – 653.

45. Инновационные системы термотрансформации для утилизации вторичных и альтернативных источников энергии [Электронный ресурс] / Тарасова В. А. [и др.]; Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины: официальный сайт // Совершенствование энергоустановок методами математического и физического моделирования, 10-14 сентября, 2017 г.: тез. докладов XVI международной научно-технической конференции. 1 с. Режим доступа: http:// ipmach.kharkov.ua/ downloads/ conferences/ WL2017.pdf.

46. Термоекономічний аналіз вакуумно-випарного термотрансформатора для системи охолодження ТЕС і АЕС [Електронний ресурс] / Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О., Кузнецов М. О., Омелічкін С. М.; Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины: официальный сайт// Совершенствование энергоустановок методами математического и физического моделирования, 10-14 сентября, 2017 г.: тез. докладов XVI международной научнотехнической конференции. 1 с. Режим доступа: http://ipmach.kharkov.ua/downloads/ conferences /WL2017.pdf.

47. Методика термодинамічної оптимізації надкритичного циклу термотрансформатора [Текст]/ Є. М. Войтенко, М. О. Кузнецов, В. О. Тарасова, Д. Х. Харлампіді // Фізико-технічні проблеми енергетики та шляхи їх вирішення 2017 (ФТПЕШВ-2017): матеріали всеукр. наук.-техн. конф., 20-21 червня 2017 р., Харків. Харків: ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2017. С. 27 – 28.

48. Применение воздушного теплонасосного цикла Брайтона для систем теплохладоснабжения станций метрополитена [Текст] / С. Н. Омеличкин, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов // Фізико-технічні проблеми

енергетики та шляхи їх вирішення 2017 (ФТПЕШВ-2017): матеріали всеукр. наук.-техн. конф., 20-21 червня 2017 р., Харків. Харків: ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2017. С. 39 – 40.

49. Kharlampidi D. Kh., Tarasova V. A., Kuznetsov M. A. Method for thermoeconomic modernization of refrigeration plants [Text]/ Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources: proc. of the X Minsk International Seminar, 10-13 September 2018, Minsk, Belarus. Minsk, Belarus: HMTI of NASB, 2018. P. 423 - 430.

50. Гелиосистема отопления с двухфазной многокомпонентной жидкостью [Текст]/ Л. Л. Васильев, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, А. С. Журавлёв, М. А. Кузнецов, Л. П. Гракович, М. И. Рабецкий // Современные проблемы машиноведения: материалы XII междунар. науч.-техн. конф., 22-23 ноября 2018 г., Гомель, Беларусь. Гомель, Беларусь: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2018. С. 223 – 225. 51. Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О., Кузнецов М. О. Розробка вакуумновипарного теплового насосу для системи охолодження ТЕС і АЕС [Текст]/ Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: матеріали XIX міжнар. наук.-практ. конф., 26-28 вересня 2018 р., Київ. Київ: ІВЕ НАНУ, 2018. С. 204 – 208.

52. Усс А. Н., Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Модернизация теплообменного оборудования энергоблоков АЭС на основе методологии системно структурного анализа [Текст]/ Проблеми сучасної ядерної енергетики: тези XIV міжнар. наук.-практ. конф. молодих вчених та фахівців, 14-16 листопада 2018 р., Харків. Харків: ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2018. С. 50 – 51.

53. Тарасова В. О., Харлампіді Д. Х., Кузнецов М. О. Метод визначення реальних термодинамічних втрат холодильних та теплонасосних установок при роботі з частковим навантаженням [Текст]/ Сучасні тенденції розвитку української науки: матеріали XVI всеукр. наук. конф., 21-22 червня 2018 р., Переяслав-Хмельницький. Переяслав-Хмельницький: ГО «Інститут соціальної трансформації», 2018. Вип. 6 (16). С. 34 – 36.

3MICT

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	36
ВСТУП	37
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН ТА ПЕРАСПЕКТІВИ РОЗВИТКУ	
МЕТОДІВ ПРИКЛАДНОЇ ТЕРМОДИНАМІКИ ДЛЯ АНАЛІЗУ, СИ-	
НТЕЗУ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ СИСТЕМ ТЕРМОТРАНСФОРМАЦІЇ	51
1.1. Ексергія – фундаментальна основа сучасної прикладної термодинамі-	
ки	51
1.2. Методи термоекономічного аналізу та оптимізації енергоперетворю-	
ючих систем	55
1.2.1. Автономний метод термоекономічної оптимізації	58
1.2.2. Структурно-варіантний метод термоекономічної оптимізації	70
1.2.3. Метод термоекономічної оптимізації Лозано-Валеро	76
1.3. Графоаналітичний апарат термоекономічного аналізу та оптимізації	79
1.4. Термодинамічний аналіз і оптимізація циклів термотрансформаторів з	
урахуванням обмеження на теплову потужність	82
1.5. Методи моніторингу та діагностики термодинамічної ефективності	
термотрансформаторів	97
1.6. Висновки по розділу 1 та постановка завдань дослідження	100
РОЗДІЛ 2. ФУНКЦІОНАЛЬНИЙ ТЕРМОЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗ	
ПАРОКОМПРЕСОРНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ТА ТЕПЛОНАСОСНИХ	
УСТАНОВОК	104
2.1. Порівняння термоекономічних моделей формування монетарної вар-	
тості холоду та ексергетичних потоків в холодильній машині	106
2.2. Порівняльний аналіз термоекономічних моделей парокомпресорної	
теплонасосної установки	121
2.3. Функціональний термоекономічний аналіз парокомпресійних термот-	
рансформаторів із залученням універсальної термоекономічної моделі	136
2.3.1. Універсальна термоекономічна модель парокомпресорних термот-	
рансформаторів	136

2.3.2. Функціональний термоекономічний аналіз парокомпресійного тер-	
мотрансформатору	145
2.4. Висновки по розділу 2	153
РОЗДІЛ З. ТЕРМОЕКОНОМІЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕРМОТРА-	
НСФОРМАТОРІВ НА ОСНОВІ ТЕОРІЇ ЕКСЕРГЕТИЧНОЇ	
ВАРТОСТІ	156
3.1. Узагальнена термоекономічна модель енергоперетворюючої установ-	
ки на основі теорії ексергетичної вартості	158
3.1.1. Декомпозиція ексергетичних потоків повітряно-компресійної холо-	
дильної машини	164
3.1.2. Декомпозиція ексергетичних потоків парокомпресорної холодиль-	
ної машини	173
3.1.3. Декомпозиція ексергетичних потоків парокомпресорної теплонасо-	
сної установки	182
3.1.4. Декомпозиція ексергетичних потоків когенераційної установки	185
3.2. Метод покрокової оптимізації парокомпресорної холодильної	
машини	200
3.2.1. Термоекономічне обґрунтування вибору оптимальної температури	
охолодження парокомпресорної холодильної машини	200
3.2.2. Результати термоекономічної оптимізації холодильної машини з хо-	
лодоагентом R744 (CO ₂)	213
3.2.3. Урахування вологості повітря в термоекономічної моделі позакри-	
тичної холодильної машини	223
3.3. Висновки по розділу 3	227
РОЗДІЛ 4. ГРАФІЧНИЙ АПАРАТ ПОБУДОВИ С-КРИВИХ ДЛЯ	
АНАЛІЗУ, СИНТЕЗУ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ СИСТЕМ ТЕРМОТРАН-	
СФОРМАЦІІ	229
4.1. Узагальнений аналіз циклів і схем позакритичних XM з холодоаген-	
том R744	230
4.2. Узагальнений аналіз циклів і схем вакуумно-випарних ТНУ з холодо-	

агентом R718
4.3. Використання С-кривих при пошуку оптимальних умов експлуатації
діючої теплонасосної установки
4.4. Висновки по розділу 4
РОЗДІЛ 5. ДИАГНОСТУВАННЯ ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИ-
ВНОСТІ СУЧАСНИХ ЧИЛЕРІВ ТА ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ НА ОС-
НОВІ ЕНТРОПІЙНО-СТАТИСТИЧНОГО ПІДХОДУ
5.1. Передумови створення новітніх засобів моніторингу та діагностики
сучасних систем забезпечення мікроклімату
5.2. Термодинамічне тестування сучасних чилерів та теплових насосів на
основі ентропійно-статистичного методу аналізу
5.2.1. Методика оцінки термодинамічної досконалості сучасних чилерів та
теплових насосів на основі трьох параметричної ентропійно-статистичної
моделі
5.2.2. Методика оцінки термодинамічної досконалості сучасних чилерів і
теплових насосів на основі двопараметричної ентропійно-статистичної мо-
делі
5.3. Визначення реальних термодинамічних втрат термотрансформаторів
та ідентифікація параметрів циклу при роботі з частковим та повним на-
вантаженням
5.3.1. Аналіз термодинамічної досконалості чилерів в режимі роботи з ча-
стковим навантаженням
5.3.2. Розробка термодинамічної моделі визначення реальних втрат від не-
зворотності та ідентифікації параметрів циклу установки
5.3.3. Результати чисельної реалізації термодинамічної моделі та визна-
чення енергоощадних режимів роботи чилерів
5.3.4. Методика визначення ексергетичних втрат при роботі чилера в ре-
жимі з частковим навантаженням
5.4. Методики обробки даних моніторингу теплонасосної установки і її
апробація на діючої системі теплопостачання адміністративної будівлі

5.5. Висновки по розділу 5	332
РАЗДЕЛ 6. ОСНОВИ ЕКСПРЕС-ПРОЕКТУВАННЯ ГРУНТОВИХ	
теплообмінників для геотермальних теплонасос-	
НИХ СИСТЕМ	335
6.1. Обґрунтування вибору граничних умов теплообміну при проектуванні	
ґрунтових теплообмінників горизонтального типу	335
6.2. Експрес методика визначення характеристик геотермальних теплона-	
сосних установок з горизонтальним ґрунтовим теплообмінником	348
6.2.1. Методика визначення теплозбирання з ґрунту ГТ за допомогою ана-	
літичної залежності	348
6.2.2. Алгоритм сумісного теплотехнічного розрахунку системи «грунт –	
ГТ – ТН – споживач теплоти»	356
6.2.3. Техніко-економічний аналіз геотермальної ТНУ	360
6.3. Висновки по розділу 6	366
ВИСНОВКИ	367
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	371
ДОДАТКИ	390
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- *H*_{*i*}-повна ентальпія, кВт;
- *m*_{хл} масова витрата холодоагенту, кг/с;
- $N_{\rm KM}$ потужність приводу компресора, кВт;
- S_i повна ентропія, кВт/К;
- Q_0 холодопродуктивність, кВт;
- Q_{κ} теплопродуктивність, кВт;
- *T*_{нс}, *P*_{нс} температура та тиск навколишнього середовища;
- T_0 , P_0 температура та тиск випаровування;
- *T*_к, *P*_к температура та тиск конденсації;
- θ_к,θ₀ температурний фактор Карно;
- ВИП випарник;
- ГО газоохолоджувач;
- ДЕТ детандер;
- ДР дросель;
- ЕД електродвигун;
- ЕЖ ежектор;
- КД конденсатор;
- КМ компресор;
- НС навколишнє середовище;
- ОПП охолоджувач перегрітої пари;
- ПС проміжний посудину;
- РТ регенеративний теплообмінник;
- СЕП сепаратор;
- ТН тепловий насос;
- ТНУ теплонасосна установка;
- ТО теплообмінник;
- ХЛ холодильник;
- ХМ холодильна машина.

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми досліджень. В умовах стрімкого розвитку світової економіки істотно зростають вимоги до якості виробленого обладнання. У різних технологічних процесах використовуються інноваційні технології щодо забезпечення значного підвищення якості виробленої продукції, яку потребує ринок. Системи термотрансформації в цьому сенсі не є винятком. По відношенню до систем термотрансформації під інноваційними слід розуміти теплонасосні або холодильні системи, що мають високу ефективність термодинамічних процесів, екологічно безпечні та економічно конкурентоспроможні. Так, наприклад, холодильна індустрія одна з тих небагатьох галузей, для якої проблема оцінки якості проектування обладнання особливо актуальна, оскільки вона безпосередньо пов'язана з вартістю виробленого установкою продукту (холоду). Зазвичай доцільність функціонування тієї чи іншої холодильної системи може бути поставлена в пряму залежність від вартості виробленого нею продукту. Ще більш актуалізує цю проблему питання визначення вартості продукту багатоцільових установок термотрансформації, які виробляють як тепло, так і холод.

Для задоволення високих якісних показників системи термотрансформації повинні бути спроектовані на основі сучасних методів прикладної термодинаміки. Ці методи передбачають розгляд системи в комплексі з урахуванням положень як Першого так і Другого законів термодинаміки. На сьогоднішній день вони є найбільш ефективними, дозволяючи вказати шляхи скорочення вартості установки, як при її створенні, так і при подальшій експлуатації.

Відомий з кінця XX століття апарат техніко-економічного аналізу та оптимізації енергоперетворюючих систем сам по собі не в змозі дати коректну оцінку економічної ефективності установки з урахуванням її термодинамічної досконалості оскільки завдання термодинамічної і техніко-економічної оптимізації тут вирішуються окремо одна від одної.

В термодинамічному аналізі дослідження в загальному випадку зосереджені на описі процесів, визначенні впливу розмірів і витратних характеристик установки, що проектується, на енергію приводу компресора з урахуванням теплофізичних властивостей робочої речовини. При цьому оперують такими чисто термодинамічними поняттями, як ККД, незворотність, ефективність, виникнення ентропії, втрата роботи. Якщо подивитися на проблему з економічних позицій, видно, що потрібна ретельна ув'язка відповідних термодинамічних величин і капітальних витрат з метою мінімізації вартості одиниці кінцевого продукту. Об'єднавши в собі термодинамічний метод ексергетичного аналізу і економічну теорію, термоекономіка з високою ефективністю дозволяє розв'язувати задачі оптимального проектування, в першу чергу, систем, в яких мають місце процеси перетворення енергії. Незважаючи на широкі можливості як наукової дисципліни, термоекономіка поки не знайшла свого гідного місця серед практиків. Основною причиною тут є відсутність ексергетичного мислення у проектантів енергоперетворюючих систем. Має місце також необґрунтовано упереджене ставлення до використання при проектуванні поняття ексергії для оцінки технічних систем. При цьому в якості аргументу часто виступає теза, що при проектуванні енергетичних установок набагато зручніше використовувати більш зрозумілі енергетичні критерії, ніж вводити в аналіз термодинамічну абстракцію у вигляді ексергії. Тим часом, методи на основі використання ексергетичної концепції дають можливість набагато ширше розкрити творчий потенціал інженера-дослідника. Вони дозволяють вказати напрямок і головне виявити можливості для вдосконалення систем термотрансформації та надають аналітичну інформацію щодо впливу різного виду незворотності в циклі на ефективність системи. Об'єднання термодинамічних методів аналізу і економічної теорії на загальній методологічній основі дозволило розв'язувати задачі мінімізації витрат при створенні системи термотрансформації, а також оцінювати її прямий і опосередкований вплив на екологію. При цьому передбачається багаторітермодинамічних внева реалізація розрахункових процедур i теплогідравлічних процесів в поєднанні з їх економічною оцінкою.

У цьому контексті можна відзначити, що моделювання енергоперетворюючих систем без урахування Другого закону термодинаміки дає заздалегідь не коректні результати. Це пояснюється тим, що при використанні традиційних енергетичних підходів з розгляду фактично виключається теплота внаслідок взаємодії кожного елемента з навколишнім середовищем, що виражається в прирості ентропії системи і призводить до істотного відхилення теоретичної ефективності від реальної. З цієї причини результати проведеного з використанням традиційного енергетичного моделювання «чисельного експерименту», на які часто посилаються багато дослідників, по суті, являють собою ніщо інше, як просте тиражування всього того, що самими ними спочатку і було закладено.

Подальший розвиток малої енергетики в цілому і сфери житловокомунального сектора вимагає розробки і реалізації формалізованих методів комплексної оцінки енергетичної та економічної ефективності теплотехнічних систем. Без урахування якості енергії, оперуючи тільки кількісної її оцінкою, забезпечити прийняття нових концептуальних рішень в процесах перетворення енергії неможливо. Існуючі нормативні документи з енергозбереження, що враховують тільки економію витрат на створення установки, тобто безпосередньо людський труд, і при цьому не беручи до уваги цінність самих природних ресурсів, безумовно застаріли, а тому вимагають кардинального перегляду.

Таким чином, актуальною є проблема розробки методології аналізу, синтезу, діагностики та оптимізації систем термотрансформації, заснованої на сучасних методах прикладної термодинаміки, серед яких головне місце, належить теорії ексергетичної вартості, термоекономічної оптимізації, а також термодинаміки при кінцевому часі. Це в свою чергу забезпечить інженерів-практиків ефективним інструментарієм для вирішення завдань проектування інноваційних систем термотрансформації з обґрунтуванням вибору оптимальної структури схеми і її параметрів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Основні дослідження теоретичного й прикладного характеру виконувалися відповідно до положень проекту Енергетичної стратегії України до 2035 року, директив та угод Європейського Союзу і України та інтеграції у сфері енергетики, Закону України по «Про енергозбереження», Комплексної державної програми енергозбереження України, пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки в Україні «Екологічна чиста енергетика та енергозберігаючі технології», Національного плану дій з відновлюваної енергетики на період до 2020 року. Наукові дослідження та результати, які наведено в дисертаційній роботі, тісно пов'язані з планами науково-дослідних робіт відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, в яких автор брала безпосередню участь як виконавець, зокрема:

1. «Моделювання, ідентифікація і оптимізація теплових процесів в об'єктах енергетики з метою вирішення задач енергоресурсозбереження і підвищення надійності їх роботи» № ДР 0115U001091;

2. «Інноваційні системи термотрансформації з використанням вторинних і альтернативних енергоресурсів» № ДР 0117U000875;

3. «Розробка теоретичних основ та методів реалізації теплових процесів в об'єктах паливно-енергетичного комплексу та житлово-комунального господарства з метою енергоресурсозбереження та заміщення вуглеводневого палива» № ДР 0110U002658;

4. Грант Президента України докторам наук для здійснення наукових досліджень на 2016 рік «Термоекономічна багатофакторна оптимізація надкритичних циклів холодильних машин і теплових насосів» № ДР 0116U008006;

5. Грант Президента України докторам наук для здійснення наукових досліджень на 2017 рік «Розробка вакуумно-випарного термотрансформатора для системи охолодження ТЕС і АЕС» № ДР 0117U003602;

6. «Удосконалення процесів перетворення та використання енергії в когенераційних установках малої потужності» № ДР 0118U006595;

7. «Створення та впровадження системи моніторингу, діагностики та управління пристроями забезпечення мікроклімату та вентиляції з використанням новітнього інтегрального термоанемометру» № ДР 0118U006131; 8. «Наукові основи вдосконалення технологічних проблем підвищення ефективності термотрансформаторов для конкурентоспроможного впровадження в теплоенергетичні системи» № ДР 0113U005465.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є створення нових та подальший розвиток існуючих методів термодинамічного аналізу і термоекономічної оптимізації систем термотрансформації, які забезпечують їх раціональне проектування та конкурентоспроможне впровадження на нових і модернізованих об'єктах малої енергетики, харчової промисловості та житлово-комунальної сфери.

Для досягнення зазначеної мети необхідно вирішити наступні завдання:

Провести аналіз сучасних методів прикладної термодинаміки, застосування яких при проектуванні систем термотрансформації сприяє підвищенню їх енергетичної ефективності та економічної конкурентоспроможності.

Запропонувати класифікацію сучасних методів термодинамічного аналізу і термоекономічної оптимізації та на прикладі розв'язання конкретних задач обґрунтувати доцільність застосування кожного з розглянутих методів.

Розробити методологію побудови термоекономічних моделей з метою вирішення проблеми формування монетарної вартості холоду і тепла з урахуванням «якості» енергоперетворюючої установки.

Провести тополого-ексергетичне моделювання на основі теорії ексергетичної вартості різних типів холодильних машин (XM), теплонасосних установок (ТНУ), а також комплексних енергоперетворюючих систем.

Удосконалити метод системного аналізу термодинамічних циклів з урахуванням структурно-топологічних особливостей обладнання термотрансформаторів за рахунок введення техніко-економічних і екологічних показників оцінки, а також застосування графоаналітичного апарату термоекономіки.

Дослідити вплив дисипативних процесів на термодинамічну ефективність термотрансформаторів з урахуванням масштабного фактора установки та отримати відповідні узагальнені залежності для аналізу термодинамічної досконалості сучасних водоохолоджувальних машин (чилерів) і теплових насосів від визначальних факторів.

На основі сучасних методів прикладної термодинаміки запропонувати новий підхід до проведення моніторингу та діагностики енергетичної ефективності систем забезпечення мікроклімату на базі чилерів і теплових насосів.

Провести аналіз ефективності режиму роботи чилерів і теплових насосів при частковому процентному навантаженні.

Розробити рекомендації щодо експрес-проектування та аналізу геотермальних теплонасосних установок, які містять в своєму складі горизонтальний грунтовий теплообмінник.

Об'єкт дослідження – термодинамічні процеси в системах термотрансформації.

Предмет дослідження – термодинамічна і термоекономічна ефективність процесів в холодильних машинах і теплових насосах, а також механізми внутрішньої дисипації енергії в циклах термотрансформаторів.

Методи дослідження – методи сучасної прикладної термодинаміки, що включають термоекономіку з визначенням ексергетичної вартості продукту енергоперетворюючої системи і термоекономічну оптимізацію; теоретикографовий метод математичного моделювання для опису структури складних технологічних схем термотрансформаторів; математичне моделювання теплотехнічних об'єктів; методи математичної статистики для обробки результатів моніторингу теплонасосної установки і планування експерименту при пошуку оптимальних умов.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Вперше розроблено універсальну термоекономічну модель парокомпресорних термотрансформаторів, яка відрізняється від відомих моделей тим, що схема розподілу ексергетичних потоків в елементах установки за якісною ознакою «паливо» і «продукт» не залежить від її функціонального призначення, а залежить тільки від параметрів навколишнього середовища, що дозволяє спростити алгоритмізацію моделі та автоматизувати обчислення термодинамічної ефективності термотрансформаторів.

2. Вперше при створенні універсальної термоекономічної моделі парокомпресорних термотрансформаторів запропоновано розподіл окремо механічної та термічної ексергій на ентальпійну та ентропійну складові, що дозволяє розраховувати вартість втрат ексергії, які зумовлені незворотністю теплових процесів, та втрат ексергії внаслідок наявності гідравлічних опорів по контуру холодоагенту в залежності від параметрів навколишнього середовища.

3. З метою проведення порівняльного аналізу різних за принципом декомпозиції ексергетичних потоків термоекономічних моделей холодильних та теплонасосних установок вперше запропоновано єдиний методологічний підхід до визначення монетарної вартості ексергетичних потоків, в основі якого лежить запис ексергетичних та вартісних балансів для потоків «продукт» і «паливо» елемента.

4. Вперше створено класифікацію термоекономічних моделей формування монетарної вартості холоду і теплоти за способом декомпозиції потоків ексергії в елементах холодильних та теплонасосних установок.

5. Вперше розроблено метод визначення реальних термодинамічних втрат парокомпресорних термотрансформаторів при роботі з повним і частковим навантаженням з урахуванням поділу втрат по виду незворотності, який дозволяє вирішити задачу ідентифікації параметрів циклу за обмеженою кількістю параметрів, що задаються як вихідна інформація.

6. Отримала подальший розвиток теорія ексергетичної вартості стосовно формалізації результатів (практичного застосування при проектуванні) поглибленого термодинамічного аналізу енергоперетворюючих установок, а саме, розроблено комплексний підхід на основі побудови тополого-ексергетичних моделей і регресійних залежностей узагальнених ексергетичних характеристик установки від визначальних факторів процесу з використанням методів теорії планування експерименту.

7. Вперше надано термоекономічне обґрунтування вибору оптимальної температури охолодження у дійсному циклі холодильної машини, а саме розкрито механізм взаємного впливу внутрішньої та зовнішньої незворотності теплогідравлічних процесів в її елементах на досягнення максимальної ексергетичної ефективності, що дозволило спростити механізм оптимізації системи.

8. Отримала подальший розвиток методологія системно-структурного аналізу парокомпресорних термотрансформаторів в частині розробки універсального графічного інструментарію термоекономічної оптимізації з використанням С-кривих для комплексної оцінки технологічних схем за енергетичними, економічними та екологічними показниками.

Практичне значення отриманих результатів полягає у наступному:

 – розроблено та науково обґрунтовано інженерний інструментарій, що дозволяє на різних етапах створення енергоперетворюючої установки здійснювати тестування і аналіз її термодинамічних і техніко-економічних показників;

– запропоновано концепцію створення віртуальної холодильної машини/ теплового насоса з метою визначення максимально можливого ексергетичного «продукту» при заданому типі компресора, що дозволяє проводити коректне зіставлення конкуруючих варіантів компресорного та теплообмінного обладнання при розв'язанні задачі термоекономічної модернізації установки;

– розроблено нові схеми декомпозиції ексергетичних потоків за якісною ознакою «паливо» – «продукт – залишки» для створення нових топологоексергетичних моделей холодильних, теплонасосних та когенераційних установок на основі застосування теорії ексергетичної вартості;

– запропоновано методику обробки даних моніторингу систем тепло- і холодопостачання на базі теплонасосних технологій із залученням сучасних методів прикладної термодинаміки, яка дозволяє в режимі реального часу здійснювати термодинамічне тестування роботи системи за обмеженої кількістю параметрів, що заміряються, у тому числі при роботі парокомпресорних теплових насосів і водоохолоджувальних машин в режимі з частковим навантаженням; – розроблено інженерний інструментарій визначення реальних ексергетичних втрат в елементах парокомпресорних водоохолоджувальних машин і теплових насосів без залучення баз даних теплофізичних властивостей холодоагентів;

– на основі сформованих ентропійно-статистичних термодинамічних моделей проведено тестування ефективності сучасних водоохолоджувальних машин і теплових насосів та створено бази даних реальних значень дисипативних втрат в широкому діапазоні зміни їх проектної продуктивності, отримано регресійні залежності термодинамічної ефективності сучасних водоохолоджувальних машин і теплових насосів від визначальних факторів;

 визначено раціональні співвідношення витрат теплоносіїв у випарнику і конденсаторі, що забезпечують зниження енергоспоживання водоохолоджувальних машин при роботі з частковим навантаженням;

 – розроблено номограми для аналітичного визначення режимних характеристик холодильних і теплонасосних установок;

 використовуючи методичний принцип побудови відомої ексергетичної потокової діаграми Грассмана, в роботі вперше запропоновано діаграму негентропійних та ексергетичних потоків, що ілюструє результати термоекономічного функціонального аналізу холодильної машини;

– створено експрес-методику розрахунку характеристик геотермальної теплонасосної системи опалення, що дозволяє прогнозувати зміну її ефективності при варіативності геометрії горизонтального ґрунтового теплообмінника та глибини його закладення.

Особистий внесок здобувача. На підставі узагальнення результатів теоретичних, чисельних та експериментальних досліджень автором особисто розроблено і сформульовано основні положення дисертаційної роботи щодо наукових підходів, методів, критеріїв та засобів з обґрунтування рішень під час створення нових методів термодинамічного аналізу і термоекономічної оптимізації систем термотрансформації. Основні результати теоретичних та розрахункових досліджень, що виносяться на захист, отримано самостійно. Статті [63, 161] написано самостійно. У написаних у співавторстві роботах, які наведено у списку опублікованих праць за темою дисертації, Тарасовій В.О. належать такі результати:

запропоновано методику формування ексергетичної вартості холоду на основі термоекономічних моделей, проведено термоекономічну діагностику XM і ТНУ, проведено моделювання сумісних теплових режимів роботи ґрунтового теплообмінника і ТНУ [7];

проведено порівняльний аналіз термоекономічних моделей XM і THУ, розроблено універсальну термоекономічну модель парокомпресорних термотрансформаторів, розроблено метод визначення реальних термодинамічних втрат парокомпресорних термотрансформаторів при роботі з повним і частковим навантаженням, проведено тестування ефективності сучасних чилерів і теплових насосів та створено бази даних реальних значень дисипативних втрат в широкому діапазоні зміни проектної продуктивності установки [8];

– дано термоекономічне обґрунтування вибору оптимальної температури охолодження у надкритичному циклі термотрансформатору, розроблено комплексний підхід на основі побудови тополого-ексергетичних моделей і регресійних залежностей узагальнених ексергетичних характеристик установки від визначальних факторів процесу з використанням методів теорії планування експерименту; запропоновано застосування графічного інструментарію побудови С-кривих для проведення комплексної оцінки технологічних схем за енергетичними, економічними та екологічними показниками; створено експресметодику розрахунку характеристик геотермальної теплонасосної системи опалення [47];

 визначено тепловий потенціал ґрунтового масиву для вибору кроку між трубопроводом ґрунтового теплообмінника [164];

обґрунтовано завдання граничних умов теплообміну при моделюванні ґрунтових теплообмінників, створено комп'ютерну модель теплового стану масиву
 ґрунту з ґрунтовим теплообмінником [170];

 досліджено вплив кроку між трубами колектора на ефективність горизонтального ґрунтового теплообмінника [171];

 проведено чисельне дослідження змінення теплового стану ґрунту при довгострокової експлуатації теплового насоса, оцінено відновлення теплового потенціалу ґрунту за рахунок реверсування циклу теплового насоса [168];

розв'язано нестаціонарну двомірну задачу теплопровідності у масиві ґрунту
 з ґрунтовим теплообмінником методом кінцевих елементів [166];

 проведено чисельне дослідження щодо знімання теплоти з ґрунту ґрунтовим теплообмінником при зміненні параметрів роботи теплового насосу в опалювальний період [167];

 розроблено технологічні схеми утилізації скидної теплоти вентиляційних викидів підземних споруд метрополітену [82];

 створено методику визначення ендогенної і екзогенної складових деструкції ексергії в елементах XM за допомогою регресійних рівнянь [140];

 сформовано задачі дослідження, створено термоекономічну модель парокомпресорної XM [60];

 запропоновано єдиний методологічний підхід до визначення ексергетичної вартості потоків, в основі якого лежить запис вартісних балансів для потоків «продукт» і «паливо» елемента, проведено порівняльний аналіз термоекономічних моделей формування ексергетичної вартості холоду [59];

 проведено моделювання статичних характеристик холодильної машини до і після модернізації [32];

 проведено термодинамічний аналіз парокомпресійного термотрансформатору за структурними коефіцієнтами [61];

 запропоновано новий спосіб декомпозиції ексергетичних потоків у парокомпресійному термотрансформатору при створенні тополого-ексергетичної моделі [72];

 створено методику оцінки реальних термодинамічних втрат парокомпресорних термотрансформаторів, проведено аналіз еколого-енергетичних характеристик сучасних чилерів і теплових насосів різної продуктивності при роботі з неповним навантаженням [142];

розроблено метод визначення реальних термодинамічних втрат парокомп ресорних термотрансформаторів при роботі з повним і частковим навантажен ням з урахуванням поділу втрат по виду незворотності [141];

 запропоновано схемні рішення утилізації теплоти низькотемпературних альтернативних джерел енергії за допомогою адсорбційних теплотрансформаторів [88];

 вдосконалено термоекономічну модель на основі негентропійного підходу теплонасосної установки шляхом застосування запропонованого методологічного підходу до формування вартості цільового продукту та деструкції ексергії [64];

 запропоновано методику обробки даних моніторингу термодинамічної ефективності теплового насоса [158];

 запропоновано проводити термоекономічну і еколого-ексергетичну оптимізацію схемних рішень XM, яка працює в надкритичному циклі з холодоагентом R744, використовуючи детермінований критерій структурної складності, і, застосовуючи графічний апарат С-кривих [123];

 взято участь у створенні термоекономічної моделі холодильної установки типу «повітря-повітря», яка працює за надкритичним циклом [100];

при створенні тополого-ексергетичної моделі повітряно-компресійної XM (ПХМ) запропоновано новий спосіб декомпозиції ексергетичних потоків та проведено аналіз чутливості характеристик ПХМ до зміни локальних параметрів системи [70];

 запропоновано схемні рішення щодо використання адсорбційних теплових труб для відбору теплоти ґрунту [81];

розробка методики термоекономічної оптимізації [26];

 проведено аналіз сучасних методів термоекономічного аналізу та оптимізації холодильних установок [23]; обґрунтовано вибір оптимальної температури охолодження в понадкритичному циклі парокомпресорної XM, запропоновано метод покрокової термоекономічної оптимізації XM [90];

 запропоновано методику аналізу і синтезу схемно-циклових рішень вакуумно-випарних теппонасосних установок з використанням детермінованого критерію складності та графічного апарату С-кривих [128];

запропоновано комплексний підхід до визначення взаємозв'язку між контрольними показниками процесів і ексергетичної ефективністю когенераційної установки, побудовано регресійні залежності ексергетичного коефіцієнта корисної дії (ККД) установки в залежності від визначальних факторів [79];

– запропоновано метод визначення реальних термодинамічних втрат парокомпресорних термотрансформаторів при роботі з повним і частковим навантаженням з урахуванням поділу втрат по виду незворотності, який дозволяє вирішити задачу ідентифікації параметрів циклу за обмеженою кількістю параметрів, що задаються як вихідна інформація [152];

 розроблено методику обробки даних моніторингу систем тепло- та холодопостачання на базі теплових насосів та чилерів [165].

Апробація матеріалів дисертації. Результати наукової роботи доповідались на чисельних науково-технічних міжнародних, всеукраїнських конференціях й семінарах: на Мінському міжнародному форумі по тепломасообміну (м. Мінськ, 2012, 2016 рр.), на міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (м. Одеса, 2013, 2017 рр.), на міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми енергозбереження та шляхи їх вирішення» (м. Харків, 2015 р.), на Мінському міжнародному семінарі «Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources» (м. Мінськ, 2015, 2018 рр.), на міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання» (м. Харків, 2015, 2017 рр.), на міжнародній науково-практичній конференції «Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті» (м. Київ, 2017, 2018 рр.), на всеукраїнській науково-технічній конференції «Фізико-технічні проблеми енергетики та шляхи їх вирішення 2017» (м. Харків, 2017 р.), на міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми машинознавства» (м. Гомель, 2018 р.), на міжнародній науково-практичній конференції молодих вчених та фахівців «Проблеми сучасної ядерної енергетики» (м. Харків, 2018 р.), на всеукраїнській науковій конференції «Сучасні тенденції розвитку української науки» (м. Переяслав-Хмельницький, 2018 р.).

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, шістьох розділів, висновків, списку використаних джерел, що містить 184 найменування, 4 додатків. Повний обсяг дисертації становить 409 сторінок. Основний текст викладено на 335 сторінках. Робота містить 189 рисунків і 33 таблиці.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ТА ПЕРАСПЕКТІВИ РОЗВИТКУ МЕТОДІВ ПРИКЛАДНОЇ ТЕРМОДИНАМІКИ ДЛЯ АНАЛІЗУ, СИНТЕЗУ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ СИСТЕМ ТЕРМОТРАНСФОРМАЦІЇ

1.1. Ексергія – фундаментальна основа сучасної прикладної термодинаміки

З кінця 50-их років минулого століття в технічній термодинаміці міцно закріпилося поняття ексергія. За його допомогою можна вирішувати широке коло задач як технічного, так і техніко-економічного характеру. Існує досить багато трактувань поняття ексергії. Найбільш повним за змістом визначенням ексергії є наступне [1]: ексергія – це максимально можлива корисна робота (працездатність), яка може бути здійснена деякою речовиною, яка відрізняється за хімічним складом, тиском та температурою від аналогічних характеристик навколишнього середовища, якщо цю робочу речовину зворотно перевести з початкового стану в стан рівноваги з навколишнім середовищем.

Розкриттю сутності ексергії для аналізу різних технічних систем присвячені роботи Ф. Бошняковіч, Г. Кінана, А. Грассмана, Я. Шаргута. Особливо слід відзначити величезний внесок професора Московського енергетичного інституту Віктора Михайловича Бродянського, який суттєво розширив діапазон досліджень в цій області і позначив перспективи розвитку ексергетичного методу термодинамічного аналізу на десятиліття вперед.

Саме завдяки зусиллям В.М. Бродянского метод науково оформився і став потужною теоретичною базою для створення інженерних систем. Об'єктами застосування методу є системи перетворення речовини і енергії.

На важливість застосування ексергії для аналізу і оптимізації енергоперетворюючих систем вказували в своїх роботах видатні вчені, такі як В.С. Мартиновський, Л.З. Мельцер, А.І. Андрющенко, Г.Н. Костенко. Зокрема саме В.С. Мартиновський був одним з перших, хто в своїх роботах наголошував на необхідності ув'язки різних видів витрат з термодинамічними параметрами. Надалі це стало предметом вивчення термоекономіки.

Слід зазначити, що термодинамічний аналіз залишає без відповіді важливе для практики питання: якою мірою, а також якими засобами можна усунути втрати ексергії в елементах? Технологічно зменшити втрати ексергії можна за рахунок заміни робочого тіла циклу, зміненням витрат теплоносіїв, а також реконструкцією теплообмінних апаратів, однак, визначити, який із способів буде економічно виправданий, можна тільки за допомогою термоекономічного підходу.

Термоекономіка – це наука про раціональне використання енергетичних ресурсів, що об'єднала в собі фундаментальні положення Другого Закону термодинаміки і економічну теорію [1, 2]. Вона є технічною дисципліною, яка може бути ефективним інструментом для проектувальника, що дозволяє вказати шляхи скорочення вартості системи, як при її створенні, так і при подальшій експлуатації. Термоекономічний метод дає інформацію про рентабельність системи, яку взагалі не можна отримати традиційними методами. Апарат термоекономіки дозволяє визначити для будь-якого матеріального і енергетичного потоку системи розмір загальних витрат на отримання даного термодинамічного стану. Ексергія, як міра практичної енергетичної придатності, тут служить основою для оцінки впливу термодинамічних параметрів на економічні показники, а грошові витрати, зокрема, є виразом неефективності процесів. Можливості використання ексергії в економіці виходить з того, що ексергія, як і вартість, в різних процесах як збільшується, так і витрачається. Тому усі ексергетичні потоки можна виразити через вартість та економічно оцінити незворотні втрати в елементах установки, які є супутними процесам перетворення енергії.

При термоекономічному підході аналізуються всі зміни, що відбуваються з потоком ексергії з моменту введення в систему і до отримання кінцевого продукту з урахуванням ціни кожного внутрішнього потоку. Кожен елемент системи розглядається як енергоперетворюючий апарат, а перетворення енергії в ньому супроводжується економічними витратами. Будь-які матеріальні потоки, що входять в систему, і результати їх взаємодій виражаються через зміну ексергії цих потоків. Це дозволяє вирішити ряд практичних задач: визначити вартість ексергетичних втрат з урахуванням їх нееквівалентності; розподілити витрати між елементами для заданої структури технологічної схеми; оптимізувати внутрішні енергетичні процеси в установці і проводити доцільний вибір тих компромісних рішень, які забезпечували б отримання мінімального рівня зведених витрат на її створення і експлуатацію [2].

Сьогодні термоекономіка розглядається як найвища дисципліна в ієрархії сучасної прикладної термодинаміки (рис. 1.1). На її основі вже розвиваються нові напрямки інженерних досліджень, такі, як теорія ексергетичної вартості, термоекономічна діагностика, ексергобазисні системи, інтерактивна ексергоекономіка [3].



Рис. 1.1. Сучасні методи прикладної термодинаміки

Позначимо основні етапи розвитку термоекономіки. Ідея її створення з'явилася ще в 30-ті роки XX століття, коли Ж. Кінан використовував технічну працездатність, згодом названу ексергією потоку, разом з економічними показниками для оцінки вартості цільового продукту, виробленого когенераційною установкою. Ця робота стала свого роду «початком відліку» для термоекономіки, як наукового напрямку. Хоча існує також і інша думка щодо дати її заснування. Так, в 1948 році М. Бенедиктом була представлена доповідь на семінарі в Массачусетському технологічному інституті, де він вперше визначив загальну вартість, що приходиться на втрати від незворотності при розділенні повітря, і в подальшому використав цю вартість для знаходження оптимальної конструкції повітрерозподільчої установки. Нажаль, доповіді цього семінару були опубліковані аж до 80-х років XX століття. І тільки завдяки старанням його учнів вони стали відомі в досить вузькому колі фахівців, в основному тих, хто займався в ті роки популяризацією ексергетичного методу термодинамічного аналізу.

Тим часом, формалізованою і адаптованою для широкого розуміння термоекономіка стала тільки в 1962 р. завдяки професору М. Трайбусу. Він першим ввів поняття внутрішньої економії і застосував його до простих лінійних багатоланкових систем, зокрема для оптимізації опріснювальної установки. У 80-х рр. Р. Гаджіолі відродив інтерес до цих досліджень, систематизувавши накопичений за два десятиліття досвід. У цей період були сформульовані правила раціонального розподілу вартості потоку ексергії в енергоперетворюючих установках з урахуванням рівня необоротних втрат в елементах. Пропонувалося використовувати принцип «штрафу» для тих елементів, які мають великі ексергетичні втрати, внаслідок яких знижується вироблення електроенергії. Слід зазначити, що найбільш знакові роботи в області термоекономічного аналізу з'явилися тільки в кінці 80 - х років. Так, в 1985 році виходить у світ книга Т. Котаса, яка і по сьогоднішній день є однією з найбільш цитованих книг по термоекономіці [4]. У ній зібрані всі оригінальні методики аналізу та технікоекономічної оптимізації енергоустановок із застосуванням поняття ексергії. У 1986 році в Дж. Тсатсароніс, Х. Франгопулос і М. Вон Спаковскі вводять в термоекономіку ключові якісні поняття «паливо» і «продукт», що стало поворотним моментом в її розвитку. З початком 90-х років видатні вчені М. Моран і Е. Шіуба організують кілька спеціальних міжнародних конференцій і семінарів, які стали на десятиліття вперед головним майданчиком для обговорення та критики методів різних шкіл термоекономіки. Найбільш представницькою на сьогоднішній день є міжнародна конференція «Ефективність, вартість, оптимізація і моделювання систем енергетики» (ECOS). У 90-ті роки конкуренція між школами термоекономіки сприяє розвитку різних її напрямків. У 1992 р Б. Ерлах з співробітниками розробляє основи математичного апарату ексергоекономіки, назвавши запропонований підхід структурною теорією термоекономіки. Надалі цей підхід був успішно розвинений Ц. Торресом, ставши «візитною карткою» іспанської школи прикладної термодинаміки, яку очолює А. Валеро і М. Лозанно. Паралельно йшов розвиток термоекономіки і в іншому напрямку. У 80 – 90 рр. XX століття Я. М. Ель Саїдом, Р. Б. Евансом, а також А. Бенелем і М. Фейтом було запропоновано декомпозиційну стратегію, яка заснована на Другому законі термодинаміки в якості одного з інструментів, що полегшують процедуру оптимізації комплексних енергоперетворюючих систем.

Детальний розгляд історичних етапів розвитку ексергетичного методу термодинамічного аналізу з моменту його заснування і по теперішній час описано в роботах [1, 5, 6]. Не претендуючи на вичерпну повноту викладу, висвітлимо тільки основні напрямки, за якими йшов розвиток термоекономіки з середини 80-их років минулого століття і по сьогоднішній час.

1.2. Методи термоекономічного аналізу та оптимізації енергоперетворюючих систем

Сучасні термоекономічні методи можуть бути поділені на алгебраїчні і чисельні методи [7]. Ці методи засновані на ексергоекономічних моделях, які, зазвичай, складаються з балансових рівнянь ексергії і визначають продукт кожного компонента системи. До алгебраїчних методів належать методи, які побудовано на базі теорії ексергетичної вартості (TEC), теорії ексергетичної несукупноївартості (TECD), теорії середньої вартості (ACT), принципу місцевих середніх витрат (LIFO), а також метод питомої ексергетичної вартості (SPECO) і модифікований продуктивний структурний аналіз (MOPSA). Серед чисельних методів можна виділити: термоекономічний функціональний аналіз (TFA); інженерний функціональний аналіз (EFA); структурний аналіз (SAA). Розширений аналіз методів наведено нами в роботі [8].

Одним з важливих напрямків розвитку термоекономіки є термоекономічна оптимізація. Нижче представлені основні методи термоекономічної оптимізації, які спираються на концепцію ексергії в оцінці техніко-економічних показників системи.

1.2.1. Автономний метод термоекономічної оптимізації

Цей метод був розроблений в 1960 pp. XX ст. М. Трайбусом і P.Б. Евансом. Він заснований на використанні локальної питомої вартості потоків ексергії, які входять і виходять з елементів. Метод був апробований стосовно оптимального проектування опріснювальних установок [9, 10]. Ці роботи довгі роки являли собою приклад успішного застосування термоекономічного методу для пошуку оптимальних режимно-конструктивних характеристик теплотехнічних установок. Пізніше автономний метод був адаптований до розв'язання задач динамічної оптимізації холодильних машин [11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18] і теплових насосів [19, 20].

У найбільш загальному вигляді цільова функція термоекономічної оптимізації має наступний вигляд [9, 21]

$$\min_{\{x\}} c_p = \frac{C_T}{E_p} = \frac{\sum c_{ei} E_i + \sum Z_k}{E_p}, \qquad (1.1)$$

де c_{ei} – вартість одиниці ексергії, що надходить до установки;

E_i – річне споживання ексергії із зовнішніх джерел;

 Z_k – капітальна вартість елементу;

E_p – ексергія виробленої установкою продукції;

 $\{x\}$ – сукупність параметрів, за якими проводиться оптимізація.

Для установки, що виготовляє один продукт в незмінній кількості, рівняння (1.1) зводиться до вигляду

$$\min_{\{x\}} C_T = \sum c_{ei} E_i + \sum Z_k .$$
 (1.2)

Мінімум С_Т досягається, якщо виконується наступна умова

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_1} = \frac{\partial C_T}{\partial x_2} = \dots = \frac{\partial C_T}{\partial x_l}.$$
(1.3)

Оптимізація системи проводиться на основі використання множників Лагранжа, які пов'язані з потоками ексергії, що відносяться до них. Слід зазначити, що від самого моменту створення термоекономіки, як самостійного напрямку термодинаміки. М. Трайбус вибрав метод невизначених множників Лагранжа в якості основного математичного апарату для вирішення багатопараметричних задач оптимізації з урахуванням економічних і термодинамічних характеристик установок. Вибір цей не випадковий, тому що для збереження цілісності опису багатопараметричних процесів метод множників Лагранжа найбільш компактний, оскільки в цьому випадку виникає можливість представити систему у вигляді ряду зон [3, 21]. Це спрощує обчислювальні процедури і дозволяє визначити вартість потоку ексергії, що виходить з виділених зон. Множники Лагранжа в термоекономічній моделі в загальному випадку виражають собою швидкість зміни енергетичних витрат при зміні кількості ексергії або іншими словами – вартості ексергії внутрішніх потоків, які виходять з кожної зони [10]. Всі вихідні потоки ексергії є функцією вхідних потоків ексергії в елемент і оптимізуючих змінних в ньому. Установка описується системою рівнянь такого вигляду [21]:

$$E_n = \varepsilon_n \left(\overline{E}_p, \overline{X}_p\right); \quad p = 1, P; n = 1, N;$$

$$Z_p = z_n \left(\overline{E}_p, \overline{X}_p\right); \quad N = I + J.$$
(1.4)

де \overline{X}_p – оптимізуючий параметр;

Е – потік ексергії;

Z – витрати.

На основі декомпозиції термоекономічної моделі на підсистеми записується нова цільова функція

$$\Lambda = \sum_{l=1}^{L} C_l E_l + \sum_{p=1}^{P} z_p \left(E_p, \overline{X}_p \right) + \sum_{i=1}^{I} \lambda_i \cdot \left[E_i - \varepsilon_i \left(\overline{E}_p, \overline{X}_p \right) \right] + \sum_{j=1}^{J} \lambda_j \cdot \left[E_i - \varepsilon_i \left(\overline{E}_p, \overline{X}_p \right) \right], \quad (1.5)$$

де L, I і J-кількість вхідних, проміжних і вихідних потоків ексергії.

Диференціюванням функції (1.5) за величинами оптимізуючих змінних і ексергій вхідних і проміжних потоків знаходиться мінімум термоекономічних (наведених) витрат.

Таким чином, автономний метод дозволяє не тільки провести оптимізацію установки в цілому, але і виявити причини зростання вартості кінцевого «продукту», оскільки за допомогою множників Лагранжа можна визначити вартість одиниць ексергії проміжних потоків, що дає можливість аналізувати ефективність роботи окремих вузлів установки.

Розвитку цього методу присвячені роботи [12, 14, 18, 19]. Зазначені роботи були одними з перших, в яких успішно була вирішена задача термоекономічної оптимізації холодильних і теплонасосних систем. Пізніше вони багаторазово цитувалася і повторювалася в багатьох статтях і монографіях по ексергетичному аналізу.

До основних оптимізуючих параметрів холодильної машини відносять температурні напори у випарнику, конденсаторі, а також пов'язані з ними охолодження холодоносія у випарнику і підігрів теплоносія в конденсаторі. Загальним критерієм оптимальності виступають наведені витрати. Оптимізація теплообмінного обладнання за методом В. В. Оносовського [12, 13] допускає деяке компромісне рішення між визначенням температурного напору в апараті і величиною нагріву (охолодження) теплоносія. Це, на наш погляд, слабке місце методу.

Г. Уолл в своїх роботах [18, 19] застосовує той же підхід, однак для усунення зазначеного недоліку використовує в якості оптимізуючих параметрів теплообмінного обладнання теплотехнічні ККД апаратів. Альтернативний метод термоекономічної оптимізації холодильних машин пропонував В.М. Бродянський [5], виступаючи з критикою робіт В.В. Оносовського і слушно вказуючи на деякі «слабкі місця» аналітичного методу множників Лагранжа при пошуку глобального екстремуму термоекономічної функції. В роботі [22] відзначалось: «Необхідно довести, що при пошуку оптимуму знайдені всі корені і жоден з них не пропущений», при цьому рекомендується пошук екстремуму, в тому числі і глобального, здійснювати методом випадкового пошуку. Рішення носить ймовірнісний характер. Однак, за твердженням самих авторів [12, 13, 14], практика проектування показує його ефективність.

Наразі у зв'язку зі значним збільшенням обчислювальної потужності комп'ютерної техніки представляється можливим описати всі енергетичні процеси, що відбуваються в термодинамічній системі в цілому, не розбиваючи її на окремі зони, і її економічні показники аналітичними виразами, які враховують взаємозв'язок між усіма оптимізуючими параметрами. Потім можна уявити ці параметри в якості незалежних змінних в системі рівнянь (1.4) і вирішувати задачу термоекономічної оптимізації шляхом пошуку безумовного екстремуму функції зведених витрат. За отриманими в результаті рішення значенням оптимальних параметрів можна легко оцінити вплив кожного елемента схеми на ціну кінцевого продукту, не прибігаючи до допомоги множників Лагранжа [8]. Для цього необхідно підставити ці оптимальні значення у відповідні аналітичні вирази, що описують вартості елементів системи і потоків ексергії в ній, а також витрати теплоносіїв. Це має важливе практичне значення, так як на етапі передпроектних і проектних розробок нового чи вже існуючого модернізуємого термотрансформатору дає можливість виділити ті елементи схеми або статті витрат, які мають основний вплив на ціну продукту, який виробляється установкою (теплота або холод).

Оскільки при функціонуванні термотрансформаторів основне місце займають теплові процеси, до їх основних оптимізуючих параметрів (змінних) зазвичай відносять температурні напори у випарнику, конденсаторі, а також пов'язані з ними охолодження холодоносія в випарнику і підігрів теплоносія в конденсаторі. Такий вибір змінних забезпечує порівняно просте визначення температур (кипіння, конденсації, тощо) термодинамічного циклу при заданих температурах теплоносіїв і навколишнього середовища. Кількість і склад оптимізуючих параметрів залежить від функціонального призначення і схеми установки.

Можливості даного методу показані нами в роботах [8, 23] на кількох прикладах термоекономічної оптимізації режимних параметрів експлуатації термотрансформаторів різного функціонального призначення.

Термоекономічна модель включає адекватну реальної технологічної схеми установки принципову схему, де позначені всі її основні елементи, об'єднані умовною контрольної межею. Через останню здійснюється вхід в систему і вихід з неї ексергетичних і теплових потоків.

Вартість елементів обладнання C_i , щорічні сумарні відрахування від цих вартостей z_i , а також ексергія, що підводиться до кожного елементу e_i від зовнішнього джерела, виражені у вигляді функціональних залежностей від заданої приведеної ексергетичної продуктивності e_Q для XM «вода-повітря» [12, 23] і від оптимізуючих змінних, які впливають на аналізований елемент

$$e_{\rm B}, C_{\rm B}, z_{\rm B}, C_{\rm KI}, z_{\rm KI}, e_{\rm KM}, C_{\rm KM}, z_{\rm KM}, C_{\rm BUII}, z_{\rm BUII} = f(e_Q, \delta T_{\rm KI}, \delta T_{\rm BUII}, \Delta T_{\rm IOB}),$$
(1.6)

де $e_{\rm KM}$, $e_{\rm B}$ – потоки ексергії для приводу компресора і вентилятора охолодження повітря;

*C*_в, *C*_{кд}, *C*_{км} і *C*_{вип} – вартість відповідно вентилятора, конденсатора, компресора, випарника;

 $z_{\rm B}$, $z_{\rm KM}$, $z_{\rm KM}$ і $z_{\rm BUII}$ – щорічні сумарні відрахування від вартості $C_{\rm B}$, $C_{\rm KM}$, $C_{\rm KM}$ і $C_{\rm BUII}$; e_{o} – ексергія холоду;

 $\delta T_{_{\rm KZ}}, \delta T_{_{\rm BUII}}$ – середньологарифмічні температурні напори у конденсатору і випарнику; $\Delta T_{\text{пов}}$ – змінення температури повітря у конденсаторі.

В якості цільової функції приймаються наведені витрати РΖ,

$$PZ = \left[s_{ee} \left(e_{_{KM}} + e_{_{H}} + e_{_{B}} \right) + z_{_{KM}} + z_{_{BU\Pi}} + z_{_{H}} + z_{_{KI}} + z_{_{B}} \right] \cdot \Delta \tau \cdot n_{_{Ce3}} + C_{_{KM}} + C_{_{H}} + C_{_{H}} + C_{_{B}}, \qquad (1.7)$$

де *n*_{сез} – аналізована кількість сезонів роботи XM; *e*_н – потоки ексергії для приводу насосу.

Мінімум цільової функції (1.7) відповідає оптимальним характеристикам системи з позиції мінімізації зведених витрат. Для знаходження умов екстремуму приватні похідні від цільової функції приведених витрат за всіма оптимізуючими змінним прирівнюються нулю:

$$\frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{_{\rm KI}}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{_{\rm BMI}}} = 0; \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta T_{_{\rm HOB}}} = 0.$$
(1.8)

Слід зазначити, що змінення температури води у випарнику $\Delta T_{\text{вод}} = \text{const}$.

Пошук числового значення мінімуму ведеться за допомогою послідовного визначення всіх складових цільової функції з урахуванням залежних змінних.

У табл. 1.1. представлені оптимальні режимно-конструктивні характеристики даної XM при варіативності тарифів на електроенергію. Розглядався чилер в стандартній комплектації: поршневий компресор, пластинчастий випарник, конденсатор з повітряним охолодженням. Холодоагент – R22.

В якості вихідних даних приймалися: холодопродуктивність $Q_0 = 18,4$ кВт; температура повітря на вході в конденсатор, що дорівнює температурі навколишнього середовища, $T_{\rm hc} = 32$ °C; температура води на вході у випарник $T_{\rm Bogl} = 12$ °C; температура води на виході з випарника $T_{\rm Bogl} = 7,6$ °C; масова витрата води через випарник $G_{\rm Bog} = 1,00$ кг/с; потужність, яка споживана електродвигуном насоса з мережі, $N_{\rm H} = e_{\rm H} = 0,111$ кВт; нормативний коефіцієнт відрахувань від вартості обладнання $k_{\rm Hi} = 0,15$; тривалість роботи системи в році $\Delta \tau = 5000$ год; аналізована кількість сезонів роботи XM $n_{\rm ces} = 10$ років.

Таблиця 1.1

D	· ··· • • • • • • • • • • • • • • • • •	•		1.		•
		TTNTI 1010	M = M = M = M = M = M = M = M = M = M =	1101110	OTOM TO	110
гсзультати	ОПТИМІЗАННІ ЛІМ	нои ог	зному тар	иші на	CHEKIDOEHEDI	гн)
	01111111000044111111				••••••••••••••••••••••••••••••••••••••	

п	Вихідний ва- ріант XM	Оптимальна ХМ		
Параметр	Вих. 1, 2, 3	Опт. 1	Опт. 2	Опт. 3
Тариф на електроенергію see, грн/(кВт год)	0,80	0,20	0,80	3,00
Температура кипіння <i>T</i> _o , °С	5,70	5,20	6,15	6,98
Середньологарифмічний темпера-турний на- пір у випарнику б <i>Т</i> _{вип} , К	3,671	4,227	3,150	2,110
Зміна температури повітря у КД Тпов, К	7,000	7,480	6,992	6,858
Температура конденсації <i>Т</i> _к , °С	47,50	51,84	46,61	42,41
Середньологарифмічний температурний на- пір в конденсаторі б <i>T</i> _{кд} , К	11,652	15,805	10,734	6,381
Масова витрата холодоагенту, кг/с	0,120	0,124	0,119	0,114
Споживана потужність електромотора КМ з мережі, кВт	4,923	5,722	4,705	3,952
Ефективна потужність КМ (на валу), кВт	3,668	4,263	3,505	2,945
Теплопродуктивність конденсатора, кВт	21,608	22,165	21,457	20,932
Масова витрата повітря через конденсатор, кг/с	2,99	2,87	2,97	2,95
Потужність, споживана ЕД вентиляторів з мережі, кВт	0,597	0,574	0,593	0,590
Коефіцієнт теплопередачі випарника, Вт/(м ² ·К)	4283,5	4389,2	4195,2	3956,6
Площа поверхні випарника, м ²	1,2	0,99	1,4	2,2
Коефіцієнт теплопередачі конденсатора, Вт/м ² ·К	31,9	30,0	32,1	33,9
Площа поверхні конденсатора, м ²	58,2	46,7	62,2	96,7
Сумарна потужність, споживана XM з мережі $\sum N_{en}$, кВт	5,632	6,408	5,410	4,654
Холодильний коефіцієнт	3,27	2,87	3,40	3,95

З даних, наведених в табл. 1.1, видно, що при термоекономічній оптимізації термотрансформаторів важливо враховувати співвідношення між значеннями тарифу на електроенергію і вартістю обладнання. При відносно низькому тарифі, особливо при високій вартості обладнання, для мінімізації зведених витрат стає більш вигідним використовувати менш термодинамічнодосконале, але більш дешеве обладнання (наприклад, теплообмінні апарати меншої площі). У цьому випадку, незважаючи на підвищення незворотних втрат (рис. 1.2), які призводять до зниження *СОР* установки і зростання експлуатаційних витрат, економічний ефект має місце за рахунок зниження капітальних вкладень в основне обладнання.



з_{ee} 0,2 гры (кви год), 2 з_{ee} 0,6 гры (кви год), 5 з_{ee} 3,6 гры (кви год)
 Рис. 1.2. Втрати ексергії в елементах вихідної XM і оптимальних XM при різних тарифах на електроенергію

З підвищенням тарифу на електроенергію, навпаки, стає більш вигіднішим збільшувати капітальні вкладення в установку (рис. 1.3).



Рис. 1.3. Процентне співвідношення капітальних і експлуатаційних складових *PZ* при різних тарифах на електроенергію

Економічний ефект при цьому спостерігається за рахунок підвищення ступеня термодинамічної досконалості системи, збільшення її *СОР* і, отже, зниження експлуатаційних витрат (табл. 1.2).

64 Таблиця 1.2

Параметр	Вих.1	Опт. 1	Вих.2	Опт. 2	Вих.3	Опт. 3
Тариф на електроенергію s_{ee} , грн/(кВт·год)	ϕ на електроенергію s_{ee} , 0,20 кВт·год)		0,80		3,00	
Капітальні витрати (Кап) ра- зом з відрахуваннями за 10 років (5000 год на рік), тис. грн.	324,0	309,5	324,0	331,7	324,0	391,8
Експлуатаційні витрати (Експ) за 10 років (5000 год на рік), тис. грн	56,3	64,1	225,2	216,4	844,7	698,0
Зведені витрати (<i>PZ</i>) за 10 років (5000 год на рік), тис. грн.	380,3	373,6	549,2	548,1	1168,7	1089,8
Ефект від оптимізації, %	1,76		0,20		6,74	

Економічний ефект від оптимізації ХМ

Таким чином, стає очевидним, що максимальний *COP* не завжди є оптимальним з економічної точки зору.

На рис. 1.4 представлено частковий внесок капітальних і експлуатаційних витрат по кожному елементу в питому вартість виробленого холоду для вихідної та оптимальної XM.



Рис. 1.4. Доля у відсотках у питомої вартості холоду капітальних і експлуатаційних витрат по *i*-му елементу для вихідної та оптимальної XM:

а – варіант 1; *б* – варіант 3 (див. табл. 1.2)

Капітальні і експлуатаційні витрати визначалися як

Kan
$$_{i} = z_{i} \cdot \Delta \tau \cdot n_{ces} + C_{i}$$
; EKCI $= (s_{ee} \cdot e_{i}) \cdot \Delta \tau \cdot n_{ces}$. (1.9)

Питома вартість холоду

$$C_{Q_0} = \frac{PZ}{\Delta \tau \cdot n_{ces} \cdot Q_0} \,. \tag{1.10}$$

В роботі [8] нами припускається існування «критичного тарифу» на електроенергію, значення якого залежить від вартості основного обладнання. При тарифі на електроенергію нижче цього «критичного тарифу» *COP* оптимальної холодильної машини завжди менше в порівнянні з вихідним варіантом з описаних вище причин. При «критичному тарифі» на електроенергію *COP* оптимальної і вихідної XM рівні. При тарифі вище цього «критичного тарифу» *COP* оптимальної XM завжди більше в порівнянні з вихідним варіантом (рис. 1.5).



Рис. 1.5. Значення *СОР* оптимальних XM при різних співвідношеннях холодопродуктивності і тарифів на електроенергію

На рис. 1.5 представлені результати аналізу впливу масштабного фактору на характер зміни значення «критичного тарифу» на електроенергію. Для цього було розв'язано задачу термоекономічної оптимізації ще для двох аналогічних за комплектацією XM з рівними початковими *COP*, але з меншою (13,4 кВт) і більшою (23,4 кВт) холодопродуктивностями. Як видно з рисунка, для даної XM холодопродуктивністю $Q_0 = 18,4$ кВт «критичний тариф» на електроенергію має приблизне значення $s_{ee}^{sp} = 0,65$ грн/(кВт·год). При цьому для XM холодопродуктивністю 23,4 кВт $s_{ee}^{\kappa p}$ має приблизне значення 0,59 грн/(кВт·год), а для XM на 13,4 кВт – $s_{ee}^{\kappa p} = 0,75$ грн/(кВт·год).

Можна зробити висновок, що для однотипних XM, що відрізняються тільки холодопродуктивністю, з подібним типом основного обладнання (компресор, випарник і конденсатор одного типу), що мають рівний початковий *COP* і працюють на однаковому холодоагенті, значення «критичного тарифу» при їх термоекономічної оптимізації зменшується зі збільшенням холодопродуктивності XM.

В рамках даного дослідження також були отримані деякі узагальнені залежності з використанням методів теорії планування експерименту. Розглянуто модельний ряд аналогічних по комплектації ХМ з різною розрахункової холо-Економічні допродуктивністю. приймалися показники такі: $s_{ee} = 0,80$ грн/(кВт·год); $\Delta \tau = 5000$ г у рік; строк експлуатації $n_{ces} = 10$ років. Був складений центральний композиційний план експерименту Бокса-Бенкена [24], що включає 13 окремих дослідів при одночасному варіюванні трьох факторів. $Q_0 = 15 \div 25 \text{ kBr};$ Діапазон варіювання факторів приймався наступний: $T_{\text{вод1}} = 280 \div 290 \text{ K}; T_{\text{пов1}} = T_{\text{нс}} = 293 \div 313 \text{ K}.$

На рис. 1.6 приведена поверхня відгуку оптимальних зведених витрат $PZ_{\text{опт}}$ в залежності від температури навколишнього середовища $T_{\text{нс}}$ (температури повітря на вході в конденсатор $T_{\text{пов1}}$) і температури охолоджувальної води на вході у випарник $T_{\text{вод1}}$.



Рис. 1.6. Поверхня відгуку оптимальних *PZ*_{опт} в залежності від початкових значень *T*_{вод1} и *T*_{пов1}

З рисунку видно, що зведені витрати знижуються зі зменшенням значення $T_{\text{пов1}} = T_{\text{вод1}} = T_{\text{нс}}$ і збільшенням $T_{\text{вод1}}$.

На рис. 1.7 представлена залежність оптимального значення величини нагрівання повітря в конденсаторі від різних початкових температур охолоджувальної води на вході у випарник $T_{\text{вод1}}$ і повітря в конденсатор $(T_{\text{пов1}} = T_{\text{нс}})$.



Рис. 1.7. Залежність оптимального значення величини нагрівання повітря в конденсаторі від початкових значень *T*_{вод1} и *T*_{пов1}

Як можна бачити, зі збільшенням температури навколишнього середовища відбувається зниження оптимальної $\Delta T_{\text{nog}}^{\text{опт}}$. У зв'язку з цим для забезпечення ефективної роботи XM в різних кліматичних умовах значення величини нагрівання повітря в конденсаторі необхідно змінювати в залежності від значень $T_{\text{нс}}$ і $T_{\text{вод}1}$.

В цілому можна констатувати, що позитивний ефект від термоекономічної оптимізації залежить від різних термодинамічних і економічних факторів, наприклад, від співвідношення між значеннями тарифу на електроенергію і вартості обладнання. При цьому максимальний *СОР* не завжди є оптимальним з економічної точки зору. Йдеться про пошук таких значень факторів циклу XM, які забезпечували б оптимальний з позиції мінімізації зведених витрат значення *СОР* установки.

Традиційно результати термоекономічної оптимізації представляють у вигляді залежності оптимальних ексергетичних втрат в елементах $E_D^{\text{опт}}$ від тарифу на електроенергію s_{ee} . З використанням автономного методу [8, 18, 19, 23] знайдено оптимальний розподіл ексергетичних втрат в елементах TH «водавода» (рис. 1.8, *a*), який укомплектовано на базі агрегату ФУ-40, експериментальні характеристики якого наведені в роботі [25], та монетарну вартість цих втрат при зміні s_{ee} (рис.1.8, δ).



1 – КМ; 2 – КД; 3 – ДР; 4– ВИП; 5 –ЕД; 6 – електрична енергія
Рис. 1.8. Оптимальні параметри ХМ при різному тарифу на електроенергію s_{ee} і числу годин роботи установки в році т_{екс} = 1000 г: *а* – ексергетичні втрати; *б* – монетарна вартість втрат

З точки зору подальшого вибору оптимальних проектних характеристик обладнання залежності, що наведені на рис. 1.8, – малоінформативні, і, в цілому, можуть сприйматися тільки як проміжна ланка аналізу. Для формування практичних рекомендацій з проектування результати термоекономічної оптимізації необхідно обробляти у вигляді залежності оптимальних температурних напорів від економічних величин з використанням методів теорії планування експерименту [24].

На рис. 1.9 наведені узагальнені залежності термоекономічно оптимальних значень температурних напорів у конденсатору (рис. 1.9, *a*) і випарнику (рис. 1.9, *б*). Оптимальні температурні напори представлено в залежності від s_{ee} і $\tau_{eкc}$.

З рис. 1.9 видно, що характер залежностей $\delta T_{\kappa \pi}^{ont}$ і $\delta T_{виn}^{ont}$ від параметрів s_{ee} і τ_{ekc} однаковий. Можна тільки відзначити, що збільшення s_{ee} призводить до дещо більшого зменшення $\delta T_{вип}^{ont}$, ніж $\delta T_{\kappa \pi}^{ont}$.



Рис. 1.9. Термоекономічно оптимальні температурні напори в ТН «вода - вода» в залежності від s_{ee} і τ_{екс}: а – у конденсаторі; б – у випарнику

На рис. 1.10 для зазначеного ТН «вода - вода» показана залежність оптимального співвідношення витрат води через конденсатор і випарник $G_{\kappa \pi}/G_{вип}$ при варіативності s_{ee} і τ_{ekc} . Як можна бачити з рисунку, вибір значень s_{ee} і τ_{ekc} істотно впливає на характер зміни оптимального співвідношення витрат $G_{\kappa \pi}/G_{вип}$ у ТН. При низькому тарифі на електроенергію зі збільшенням τ_{ekc} оптимальне значення $G_{\kappa \pi}/G_{вип}$ падає, а при високому – зростає.



Рис. 1.10. Термоекономічно оптимальне $G_{\kappa d}/G_{вип}$ TH «вода - вода» в залежності від s_{ee} і $\tau_{e\kappa c}$

На етапі передпроектних і проектних розробок нового або при глибокої модернізації вже існуючого термотрансформатора автономний метод дає можливість виділити ті елементи схеми або статті витрат, які роблять основний вплив на ціну продукту, який виробляється (теплота або холод).

1.2.2. Структурно-варіантний метод термоекономічної оптимізації

Метод, запропонований Ю. Байєром [4] і розвинутий В.М. Бродянським [5], передбачає обчислення питомої вартості ексергетичних втрат і називається структурним або структурно-варіантним. Перевага цього методу полягає в тому, що термоекономічна модель тут «не прив'язана» до конкретної технологічної схеми, тому можна зробити розрив схеми і оптимізувати кожен елемент індивідуально з використанням техніко-економічних показників. Тут, як і в попередньому методі, знаходять мінімум зведених витрат за весь життєвий цикл установки. З цієї причини він може бути корисний при прийнятті рішення про модернізацію елементів холодильної машини, головна особливість якої, на думку автора [7, 8, 26], полягає у тому, щоб оптимальним чином «вписати» новий елемент в стару структуру технологічної схеми і «не нашкодити» при цьому іншим елементам.

Структурно-варіантний метод дозволяє виявити в схемі не тільки найменш ефективні елементи, провести їх локальну оптимізацію, але і виявити в схемі найбільш «впливові» елементи, зміна параметрів яких істотно позначається на ефективності всієї системи. В цьому випадку ефект від модернізації можна отримати не змінюючи загальної суми капіталовкладень в установку, а тільки змінивши характер їх розподілу між окремими її елементами [8, 27].

Стосовно до оптимізації холодильних машин цей метод отримав розвиток в роботах [28, 29, 30]. Метод передбачає використання математичних моделей розрахунку статичних характеристик холодильної машини. Самі моделі можуть бути як спрощені, в основі яких лежать в основному емпіричні рівняння, так і ускладнені, що дозволяють промоделювати весь контур циркуляції холодоагенту. За допомогою цих моделей формується безліч варіантів конструкцій теплообмінного і компресорного устаткування, які відповідають існуючим умовам експлуатації і обмеженням. Далі для обраної області факторного простору послідовно варіюються заздалегідь намічені конструктивні, режимні, економічні параметри обраного елемента схеми, при цьому ніякого впливу на параметри інших елементів схеми не здійснюється. Вибір оптимального варіанту обладнання, наприклад конденсатора холодильної машини, проводиться за значенням мінімальних зведених витрат для всієї установки. Найкращий варіант установки зазвичай знаходять простим зіставленням отриманих оптимумів для компресора, конденсатора і випарника.

Усі оптимізаційні розрахунки виконуються в кілька етапів. Перший етап – визначення формально-оптимального варіанту, розрахованого за умови безперервної шкали типорозмірів обладнання. Другий етап – вибір серійного обладнання, яке максимально наближено до формально-оптимального варіанту (дискретна шкала типорозмірів), і коригування розрахункових показників. Можливий також і третій етап – оптимізація режимів роботи установки з вже підібраним серійним обладнанням.

В роботі [26] нами запропоновано методику модернізації парокомпресорної холодильної машини на основі термоекономічного підходу. Стосовно до аналізованої задачі, метою структурно-варіантної термоекономічної оптимізації XM є знаходження мінімуму зведених витрат на створення системи із заданою тепло- або холодопродуктивністю. Фактично, ця задача полягає у визначенні мінімальної питомої вартості цільового продукту установки (холоду). При створенні методики враховувалися рекомендації робіт [4, 31], а також більш ранні роботи автора [32]. Ексергетичний баланс всієї системи може бути записаний як

$$E_{D}^{\text{сум}}(x_{i}) = E_{\text{вк}}(x_{i}) - E_{\text{вих}}, \qquad (1.11)$$

де *x_i* –варійований параметр елемента;

Е^{сум}_{*D*} – сумарні ексергетичні втрати системи;
$E_{_{\rm BX}}$ – первинний потік ексергії, що входить в систему;

*Е*_{вих} – потік ексергії на виході з системи.

Вартість експлуатації системи, що приведена до року її служби

$$\Xi_{ycr}(x_i) = \tau_{ekc} \cdot c_e E_{BX}(x_i) + a_{II} \sum_{k=1}^m \overline{Z}_k(x_i) + b, \qquad (1.12)$$

де \overline{Z}_k – капітальна вартість *k*-го елементу системи, грн;

а_д-коефіцієнт відновної вартості [7, 8].;

 $c_{\rm e}$ – питома вартість вхідного в систему первинного потоку (приводу компресора), грн/(кВт·год);

b – вартість технічного обслуговування, яка не впливає на оптимізацію.

Диференціюючи (1.12) з урахуванням (1.11), отримаємо

$$\frac{\partial \Xi_{ycr}}{\partial x_{k,i}} = \tau_{ekc} \cdot c_{k,i} \frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_{k,i}} + a_{\mu} \frac{\partial \overline{Z}_{k}}{\partial x_{k,i}}, \qquad (1.13)$$

де с_{k,i}-питома вартість локальної ексергетичної втрати, грн/кВт,

$$c_{k,i} = c_{\rm e} \pi_{k,i} + \frac{a_{\rm p}}{\tau_{\rm exc}} \varsigma_{k,i} \,. \tag{1.14}$$

де $\pi_{k,i}$ –коефіцієнт структурних зв'язків;

 $\zeta_{k,i}$ – коефіцієнт капітальної вартості.

У рівнянні (1.13) величина $\frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_{k,i}}$ встановлює вплив варіюємого парамет-

ру в процесі на втрати від незворотності в елементі системи, а величина $\frac{\partial \overline{Z}_{k}}{\partial x_{k,i}}$ враховує вплив зміни параметра $x_{k,i}$ на вартість елемента. Використання рівняння (1.13) дозволяє проводити термоекономічну оптимізацію кожного елемента

установки окремо від структури технологічної схеми, в якій він розташований, оскільки для даної схеми вже відомо значення структурного коефіцієнта, а отже відомо, як відреагує схема на внесення змін в конструкцію одного з елементів. Це дає можливість виключити з подальшого розгляду значну частину далеких від оптимальних альтернативних варіантів модернізації системи. Коефіцієнт структурних зв'язків $\pi_{k,i}$ представлено як

$$\pi_{k,i} = \left(\frac{\partial E_D^{\text{cym}}}{\partial x_{k,i}}\right) / \left(\frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_{k,i}}\right).$$
(1.15)

Прирівнюючи до нуля рівняння (1.13), визначаються ексергетичні втрати в установці, які відповідають мінімуму зведених витрат Ξ, за рівнянням [4, 30,32]

$$\left(\frac{\partial E_{D,k}}{\partial x_{k,i}}\right)_{\text{onrr}} = -\frac{a_{\pi}}{\tau_{\text{exc}}c_{k,i}} \cdot \frac{\partial \overline{Z}_{k}}{\partial x_{k,i}}.$$
(1.16)

Оскільки при модернізації ХМ важливо використовувати стандартні теплообмінники певного параметричного ряду, то неможливо безперервно варіювати параметри самої теплообмінної поверхні, тому що діаметри труб, число рядів, крок і розмір ребер змінюються дискретно. Як варійовані параметри обрано коефіцієнти теплотехнічної ефективності випарника $\overline{\eta}_{вип}$ і конденсатора $\overline{\eta}_{кд}$. При заданих температурах тепло- або холодоносія на вході в теплообмінний апарат зміна $\overline{\eta}_{вип}$ і $\overline{\eta}_{кд}$ досягається за рахунок варіювання діаметрів труб, рядності, проте вже за строгою відповідністю з їх номенклатурними кроком.

Використання загального рівняння (1.16) дозволило отримати наступні рівняння для термоекономічної оптимізації. За умови, що основним варійованим параметром при термоекономічної оптимізації компресора є його ізоентропний ККД, то рівняння для компресора можна представити в наступному вигляді

$$\left(\frac{\partial E_{D,_{\rm KM}}}{\partial \overline{\eta}_{_{\rm KM}}}\right)_{_{\rm OIIT}} = -\frac{a_{_{\rm I}}}{\tau_{_{\rm exc}}c_{_{\rm KM}}} \cdot \frac{\partial \overline{Z}_{_{\rm KM}}}{\partial \overline{\eta}_{_{\rm KM}}}, \qquad (1.17)$$

де $c_{\rm KM} = c_{\rm e} \pi_{\rm KM} + \frac{a_{\rm m}}{\tau_{\rm ekk}} \varsigma_{\rm KM}$ і $\pi_{\rm KM} = \frac{\partial E_D^{\rm cym} / \partial \eta_{\rm KM}}{\partial E_{D,\rm KM} / \partial \eta_{\rm KM}}$.

Коефіцієнт капітальної вартості для компресора може бути записаний як [30]

$$\varsigma_{\rm KM} = \left(\frac{\partial \overline{Z}_{\rm KR}}{\partial E_{D,\rm KM}}\right) + \left(\frac{\partial \overline{Z}_{\rm BHII}}{\partial E_{D,\rm KM}}\right). \tag{1.18}$$

Помноживши і поділивши вираз (1.18) на коефіцієнт структурних зв'язків $\pi_{\kappa M}$, а також на теплотехнічний ККД конденсатора і випарника, коефіцієнт капітальної вартості для компресора буде виглядати

$$\varsigma_{\rm km} = \left(\partial \overline{Z}_{\rm km} / \partial \overline{\eta}_{\rm km}\right) / \left(\partial E_D^{\rm cym} / \partial \overline{\eta}_{\rm km}\right) \pi_{\rm km} + \left(\partial \overline{Z}_{\rm bun} / \partial \overline{\eta}_{\rm bun}\right) / \left(\partial E_D^{\rm cym} / \partial \overline{\eta}_{\rm bun}\right) \pi_{\rm km} .$$
(1.19)

За аналогією для конденсатора коефіцієнт капітальної вартості можна записати як

$$\varsigma_{\rm kg} = \left(\partial \overline{Z}_{\rm km} / \partial \overline{\eta}_{\rm km}\right) / \left(\partial E_{\rm D}^{\rm cym} / \partial \overline{\eta}_{\rm km}\right) \pi_{\rm kg} + \left(\partial \overline{Z}_{\rm bun} / \partial \overline{\eta}_{\rm bun}\right) / \left(\partial E_{\rm D}^{\rm cym} / \partial \overline{\eta}_{\rm bun}\right) \pi_{\rm kg} , \quad (1.20)$$

а для випарника-

$$\varsigma_{\rm Buff} = \left(\partial \overline{Z}_{\rm km} / \partial \overline{\eta}_{\rm km}\right) / \left(\partial E_D^{\rm cym} / \partial \overline{\eta}_{\rm km}\right) \pi_{\rm Buff} + \left(\partial \overline{Z}_{\rm kg} / \partial \overline{\eta}_{\rm kg}\right) / \left(\partial E_D^{\rm cym} / \partial \overline{\eta}_{\rm kg}\right) \pi_{\rm Buff} \ . \tag{1.21}$$

Для пошуку оптимального варіанта відповідного блоку XM, що забезпечує мінімум зведених витрат, співвідношення (1.17) було представлено двома функціями у вигляді

$$f_{1} = -\tau_{r_{exc}} c_{k,i} \left(\frac{\partial E_{D,k}}{\partial \overline{\eta}_{k}} \right), \quad f_{2} = a_{\mu} \cdot \frac{\partial \overline{Z}_{k}}{\partial \overline{\eta}_{k}}.$$
(1.22)

Експлуатаційні витрати XM за відповідний рік визначаються за співвідношенням

$$C_{\rm yct} = \tau_{\rm ekc} \cdot c_{\rm e} \cdot N_{\rm \tiny KM}, \qquad (1.23)$$

Капітальна складова витрат, тобто та сума, яка повертається банку за рік, визначається як

$$\mathbf{Z}_{ycr} = a_{\pi} \sum_{k=1}^{n} \overline{Z}_{k}.$$
 (1.24)

Як об'єкт модернізації розглянута водоохолоджувальна установка (чилер) на базі компресора МТ-64 «Мопогоре» - TFD - 551/CR61. Поверхня теплообміну конденсатора $F_{\kappa} = 56,1 \text{ м}^2$. Випарник кожухотрубний з внутрішньо трубним кипінням холодоагенту, діаметр труб випарника $d_{вип} = 0,012$ м, довжина трубних елементів 1,5 м, число елементів 61. Потужність приводу в розрахунковому режимі $N_{\kappa M} = 4,27$ кВт, холодопродуктивність $Q_0 = 11,82$ кВт.

Спочатку покрокового процесу модернізації виявляється елемент, заміна якого забезпечує максимальний термоекономічний ефект. Для розглянутого чи-

лера максимальний ефект модернізації досягається в тому випадку, коли в чилері проводиться заміна кожухотрубного випарника на пластинчастий, параметри якого були знайдені в результаті термоекономічної оптимізації. Далі, при фіксованих конструктивних характеристиках компресора і випарника, оптимізується конденсатор з оцінкою термоекономічного ефекту для всього чилера. Аналогічно при фіксованих конструктивних параметрах випарника і конденсатора вибирається оптимальний компресор для заданого гідравлічного контуру холодоагенту. До найбільш важливих факторів, які необхідно варіювати при пошуку оптимального рішення для модернізації чилера, слід віднести: запланований період експлуатації n, вартість електроенергії c_e ; число годин експлуатації установки в році $\tau_{eкc}$.

У табл. 1.3 представлені характеристики водоохолоджуючої XM до і після модернізації при заміні випарника. При цьому характеристики вихідного кожухотрубного випарника (до модернізації) отримано експериментально [34], а характеристики пластинчастого випарника знайдені розрахунковим шляхом відповідно до запропонованої процедури термоекономічної оптимізації.

Таблиця 1.3

Характеристики водоохолоджуючої XM при модернізації випарника при n = 10 років, $\tau_{ekc} = 5000$ год у рік, $c_e = 0.80$ грн/(кВт год)

(Kypc IID J I CBp0 I 0, JZ IpII)	6,32 грі	30 – 16	l Єв	5У 1	курс НЕ	(к
----------------------------------	----------	--------------------	------	------	---------	----

Параметри ХМ	до модернизації	після модернизації
Витрата фреону <i>m_f</i> , кг/с	0,071	0,11
Потужність приводу компресора <i>N</i> км, кВт	4,27	4,79
Холодопродуктивність $Q_{0,}$ кВт	11,82	16,80
Теплопродуктивність Q_{κ} , кВт	15,8	21,5
Теплотехнічний ККД випарника П_{вип}	0,178	0,44
Холодильний коэфіціент є	2,768	3,507
Питома вартість холоду c_{Q_0} , Євро/(кВт·г)	0,0343	0,0268

На рис. 1.11 представлені результати оптимізації конденсатора XM при $\tau_{e\kappa c} = 5000$ год, $c_e = 0.80$ грн/(кВт год) і варіюємих *n*.



Рис. 1.11. Оптимальні значення при: *a* – *n* = 5 років; *б* –*n* = 10 років

Порівняння варіантів оптимізації чилера дозволяє прийняти рішення про те, заміна якого із зазначених блоків забезпечує максимальний термоекономічний ефект. Так відсоткове збільшення холодильного коефіцієнта при модернізації випарника становить $\Delta \varepsilon = 25,3$ %, а зменшення питомої вартості холоду $\Delta C_{Q0} = 22,7$ %. Подальша модернізація конденсатора призводить до підвищення $\Delta \varepsilon$ ще на 8,94 % і зменшення ΔC_{Q0} на 4,92 % при *n*=10 років. Відповідно для компресора – $\Delta \varepsilon = 9,32$ %, а $\Delta C_{Q0} = 6,34$ %.

1.2.3. Метод термоекономічної оптимізації Лозано-Валеро

Принцип нееквівалентності ексергетичних втрат в елементах лежить в основі такого важливого для сучасної прикладної термодинаміки поняття як ексергетична вартість. Ексергетична вартість потоку маси або енергії являє собою необхідну кількість ексергії для виробництва «продукту» елемента і є властивістю системи. Вона не може бути виміряна, як температура або тиск, тому що залежить від структури технологічної схеми і виникає як результат дії інтеграційних властивостей системи. Збільшення ексергетичної вартості проявляється у вигляді додаткового споживання ресурсів системи для компенсації виниклої в елементі аномалії.

Теорія ексергетичної вартості, була запропонована М. А. Лозано в співавторстві з А. Валеро [35]. Вона заснована на загальноекономічних принципах уявлення технічної системи, таких як ресурс, структура, ефективність і цільове призначення. У ній враховується нееквівалентність і взаємозалежність ексергетичних втрат в кожному елементі, а також їхній вплив на сумарну витрату ексергії. Для встановлення взаємозв'язків між ексергетичними потоками в установці формується термоекономічна модель виробничої структури, яка включає в себе набір співвідношень, що описують перетворення ексергії. Ця модель є основою для визначення втрат ексергії, пов'язаних з кожним потоком, і оцінки ефективності всієї системи. Модель відображає топологію процесів перетворення ексергії, а не технічну топологію самої системи. Виробнича структура енергоперетворюючої системи має вигляд функціональної схеми, в якій потоки ексергії на вході і виході з елемента поділяються за якісною ознакою на «паливо» і «продукт». Взаємозв'язок між елементами виробничої структури ідентифікується на основі їх функціонального зв'язку. Для розрахунку втрат ексергії використовується матрична форма запису ексергетичних балансів і методу графів для їх вирішення. Основна перевага функціональної схеми полягає в тому, що вона чітко показує взаємозв'язок між потоками ексергії в установці і дозволяє простежити, як «продукт» однієї підсистеми розподіляється для використання в якості вхідних даних для іншої підсистеми або ж в якості кінцевого «продукту» установки. Слід зазначити, що функціональна схема дає в деякому сенсі інтуїтивне уявлення про зв'язки між елементами системи, у зв'язку з чим, суб'єктивна оцінка цільового продукту елемента неминуча. Від того, як проводиться декомпозиція ексергетичних потоків на функціональній схемі за ознакою «паливо» - «продукт» - «залишок» залежать результати аналізу. Привласнення кожному потоку ексергії функції «палива» або «продукту» в ряді випадків базується на суб'єктивних уявленнях авторів щодо функціонального призначення елемента в схемі. Чіткі правила для призначення потоку функції «палива» або «продукту» тут не сформульовані. Багато в чому дискусійним залишається питання розподілу «залишків», тобто тих потоків ексергії, на які витрачається ексергія «палива» системи, але «продукт» яких (у вигляді збільшення ексергії потоку) відводиться із системи в навколишнє середовище без корисного використання. Спрощено можна сказати, що залишковий потік – це побічний «продукт» системи, який відводиться в навколишнє середовище за допомогою елементів-дисипаторів (конденсатор, градирня, теплообмінникгазоохолоджувач). В роботі [36] стверджується, що для простих замкнутих циклів розподіл витрат, які пов'язані із залишковим потоком, має проводитися пропорційно збільшенню ентропії в кожному елементі. У той же час, для складних і відкритих циклів це розподіл слід проводити пропорційно зміні ексергії «палива» кожного елемента.

Метод оптимізації, запропонований в роботі [37] М. Д'Аккадія базується на загальній теорії ексергетичної вартості. При оптимізації використовується гіпотеза Лозано-Валеро, згідно з якою в будь-який виробничої структурі загальна термоекономічна вартість кінцевого продукту мінімізується на основі послідовної локальної оптимізації окремих складових установки.

Метод передбачає складання функціональної схеми, на якій проводиться декомпозиція ексергетичних потоків за ознакою «паливо» (*F*) і «продукт» (*P*). Для математичного опису топології структури схеми використовується метод графів, складається відповідна матриця інцидентності. Далі проводиться послідовна мінімізація ексергоекономічної вартості «продукту» кожної підсистеми установки.

Для кожної підсистеми мінімум ексергоекономічної вартості її «продукту» по відношенню до змінної *x_n* може бути представлений як

$$\min_{\{x_n\}} c_P = \min_{\{x_n\}} \sum (c_{F_n} k_n + k_{Z_n}), \qquad (1.26)$$

де c_{F_n} –питома ексергія економічна вартість «палива», що підводиться до підсистеми;

 $k_n = F_n/P_n$ питоме споживання ексергії в *n*-му елементі при виробництві «продукту»;

 $k_{Z_n} = \zeta \cdot Z_n / P_n$ — питома капітальна складова виділеної підсистеми, а ζ — коефіцієнт капітальної вартості;

 $Z_n = f(x_n, P_n) - 3$ агальна капітальна вартість елементу.

В якості змінних x_n приймаються теплотехнічні ККД випарника і конденсатора, а також ізоентропний ККД компресора і ККД приводу електродвигуна. Виходячи зі знайдених локальних оптимумів вартості потоку, знаходяться оптимальні вартості всіх енергетичних потоків установки і визначаються температурні межі циклу установки, що відповідають максимальному коефіцієнту перетворення.

В усіх методах при визначенні вартості обладнання Z_n використовують два підходи. Перший підхід [18, 19] заснований на використанні функції капітальної вартості, складеної з урахуванням зміни показника ефективності обладнання. Для теплообмінника такою величиною є його теплотехнічний ККД. У разі компресора – це ізоентропний ККД. При цьому інвестиційні витрати зростають зі збільшенням потужності устаткування і збільшенням його ефективності. Другий підхід [30, 32, 33] передбачає отримання кореляційного рівняння для функції капітальної вартості обладнання з урахуванням зміни площі теплообмінної поверхні. У разі нагнітального обладнання - це об'єм описаний поршнем компресора і об'ємна продуктивність насоса і вентилятора відповідно. Джерелом статистичних даних служать каталоги виробників холодильного і теплонасосного обладнання.

Таким чином, використання теорії ексергетичної вартості формалізує процес побудови термоекономічної моделі системи, дозволяючи створювати моделі окремих процесів зі складною топологією, одночасно знижуючи можливу вірогідність суб'єктивних помилок при розробці системи. Тим часом, можливість двозначної оцінки цільового продукту елемента і, в першу чергу, «продукту» дисипаторів, є одним з «слабких місць» даного підходу.

1.3. Графоаналітичний апарат термоекономічного аналізу та оптимізації

Ідея аналізу за допомогою С-кривих описана Е.І. Янтовським, проте багато років вона залишалася лише ідеєю, ілюстративним матеріалом підручників по ексергетичному аналізу [38]. З широким впровадженням в практику проектування енергоперетворюючих систем методів термоекономічного аналізу, графічна інтерпретація набула більш значиму інформаційну цінність [3, 8]. Графічний апарат С-кривих наочно показує співвідношення витрат ексергії з іншими факторами оптимізації. В термоекономічному аналізі, як відомо, такими факторами є капітальні і експлуатаційні витрати на установку.

При зміні будь-якого варіюємого параметра (наприклад, температурного напору в теплообміннику) відбувається зміна обох функцій Z (капітальні витрати) і EX (ексергетична витрата), як правило, безперервним чином. Маючи графік кожної з залежностей, завжди можна виключити з розгляду варійований параметр і побудувати графік Z = f(EX). Кожна з величин Z і EX, відкладена на осях координат графіка (рис. 1.12), буде мати мінімум в точці 1 (Z_{min}) і точці 2 (*EX_{min}*). У точці 1 досягається мінімум зведених грошових витрат, але при цьому виходить найбільша перевитрата ексергії. У точці 2 досягається мінімум витрат енергії, але ціною перевитрати грошових витрат. Відрізок на С-кривої, що з'єднує т. 1 і т. 2 називається дугою вибору. Кожна точка (наприклад, т. А) на дузі вибору відповідає прийняттю компромісного рішення між економічними і ексергетичними показниками системи. Частини С-кривої, які містяться вище точки 1 або правіше точки 2, показують перевитрату як EX, так і Z, тому вони не розглядаються при подальшому аналізі. Погоджений оптимум (т. А) можна знайти, припускаючи лінійну залежність між перевитратами ексергії *ΔEX* і витратами ΔZ

$$\Delta Z = k \,\Delta E X = \mathrm{tg} \,\alpha \Delta E X, \tag{1.27}$$

де *k* – капіталовкладення на приріст виробництва первинної енергії.

Процедуру вибору рішення на С-кривої (рис. 1.12) можна проілюструвати графічно. Провівши пряму під кутом α до вертикалі з точки перетину дотичних до С-кривої в точках 1 і 2 отримаємо узгоджений оптимум (т. А) на дузі вибору. Як видно з графіку, при малих k, тобто малих грошових витратах, $\alpha \rightarrow 0$ і тоді т. А буде збігатися з т. 1. Цей вибір характеризує нераціональне використання енергетичних ресурсів. По мірі подорожчання енергії т. А буде наближатися до т. 2, тобто оптимальним рішенням стане більш активне енергозбереження.



Рис. 1.12. Зіставлення витрат ексергії і грошових витрат на С-кривої

У багатьох практичних випадках точка, що відображає існуючий стан об'єкту (або запроектована без оптимізації), може знаходитися поза дуги вибору.

Як подальше узагальнення графічного зображення результатів оптимізації можна запропонувати по третій осі декартових координат відкладати сумарне забруднення навколишнього середовища - суму шкідливих викидів, як за весь термін експлуатації, так і вчинених при створенні об'єкта, віднесених до одиниці відпущеної споживачеві ексергії.

Проекції просторової С-кривої на координатні площини дають плоскі Скриві для прийняття компромісних рішень по кожній парі координат. Дослідження С-кривих і С-поверхонь дозволяє отримувати не тільки глобальний максимум (мінімум) для систем, що проектуються, але також для систем, що експлуатуються, в умовах обмежень за економічними та еколого-енергетичними параметрам.

Графоаналітичний апарат термоекономічної оптимізації наочно демонструє співвідношення грошового і ексергетичного потоків в системі в комплексі з екологічними показниками. Побудова тривимірної С-кривої в системі координат «ексергія - економіка - екологія» дає можливість прийняття проміжного варіанту з урахуванням вагомості однієї з цільових функцій. Комплексний 3D- аналіз енергоперетворюючої системи в координатах «ексергія - економіка екологія» враховує економічну оцінку виробничих потужностей при створенні системи, цінність самих природних ресурсів при їх виробництві, а також фактор негативного впливу на навколишнє середовище, який виникає при перетворенні енергії.

1.4. Термодинамічний аналіз і оптимізація циклів термотрансформаторів з урахуванням обмеження на теплову потужність

Класична рівноважна термодинаміка, яка фактично є термостатикою, як відомо, ставить і вирішує завдання знаходження термодинамічних циклів з коефіцієнтом трансформації тепла в заданому інтервалі температур. Характерним результатом класичної термодинаміки є висновок про те, що максимальну ефективність має ідеальний цикл Карно, а ККД цього циклу залежить виключно від інтервалу температур, в якому цей цикл здійснюється і не залежить від продуктивності установки і виду робочого тіла.

Поняття швидкості протікання процесу у рівноважній термодинаміці також ігнорується. Тим часом, реальні термодинамічні процеси в циклах термотрансформаторів відбуваються в пристроях кінцевого розміру, мають кінцеву тривалість, а їх ефективність залежить не тільки від ступеня досконалості перетворення теплоти, але і від інтенсивності теплообміну між робочою речовиною циклу і джерелом/приймачем теплоти. Енергія, що витрачається в реальних процесах, частково йде на отримання корисного «продукту» системи (холод або теплота), а частково незворотньо розсіюється. На практиці оцінка ефективності реальних циклів термотрансформаторів за допомогою апарату класичної термодинаміки часто виходить завищеною і тому нереалістичною.

Все це робить актуальним задачу визначення граничних можливостей реальних процесів термотрансформації не тільки з урахуванням температур джерела і приймача теплоти, а й також з урахуванням середньої заданої інтенсивності теплопереносу, тривалості циклу в цілому і його окремих стадій зокрема. Облік інтенсивності теплопередачі і введення обмеження на теплову потужність установки дає більш реальну оцінку коефіцієнта трансформації енергії в порівнянні з класичним ККД циклу Карно.

Тим часом, відомі методи термодинамічного аналізу реальних процесів, а саме ентропійний і його модифікація – ексергетичний метод, дозволяють оцінити досконалість процесів термотрансформації тільки за величиною втрат ексергії [39]. Втрати ексергії в реальному процесі, обумовлені генерацією ентропії, враховуються через потенційний оборотний процес вирівнювання параметрів системи з параметрами навколишнього середовища. Таким чином, ігнорується незворотність, яка пов'язана з інтенсивністю процесів підведення і відведення теплоти в циклі. Оскільки інтенсивність теплових процесів в ентропійному і ексергетичному методах не враховується, то граничним випадком будь-якого реального процесу в циклі буде відповідний зворотній процес в еталонному циклі Карно. Однак в еталонних циклах передбачається, що процеси теплопереносу квазізворотні, тобто протікають при дуже малому перепаді температур між джерелом теплоти і робочою речовиною циклу. При цьому вважається, що тепловий потік безкінцево малий, а для відбору кінцевої кількості теплоти потрібно безкінцево великий час. Таким чином, оцінити ступінь досконалості принципово незворотних процесів теплопереносу в реальних системах через порівняння із зворотним процесом неможливо. Слід зазначити, що також неможливо за допомогою зазначених вище методів визначити граничні можливості циклів реальних термотрансформаторів при заданому коефіцієнті теплопереносу та кількості переданої теплоти, або з урахуванням обмеження на тривалість процесу. Розв'язання такого роду задач, перш за все, необхідно для оцінки термодинамічної ефективності чилерів і теплових насосів, що працюють в режимі часткового навантаження. Як правило, такий режим характеризується підвищеними енерговитратами на виробництво холоду або теплоти. Оцінити його ефективність, користуючись теоретичним ККД Карно можна, так як цей ККД не залежить від продуктивності термотрансформатору. Тим часом, реальна машина має кінцеві розміри, так званий масштабний фактор, вплив якого на ефективність установки проявляється через підвищення дисипативних втрат від тертя при роботі з великими поверхнями теплообміну на малих навантаженнях.

Як відомо, з теореми Гюї - Стодола дисипативні втрати *E*_D визначаються за співвідношенням

$$E_D = T_{\rm Hc} \,\Delta s \, m_{\rm XJ}, \tag{1.27}$$

де Δs – генерація ентропії в процесі циклу.

З цього виходить, що величина E_D може змінюватися через:

- зміна тільки Δs (при $m_{xn} = \text{const}$);

- зміна тільки $m_{x\pi}$ (при $\Delta s = \text{const}$);

- зміна Δs і $m_{\rm xл}$.

Практика показує, що третій випадок є найбільш складним, однак і найбільш поширеним, так як в дійсній енергосистемі введення будь-якої незворотності впливає на зміну масової витрати робочої речовини [40].

Таким чином, теоретичне врахування впливу внутрішньої дисипації енергії в циклі при заданій інтенсивності процесу і тепловій потужності являє собою надзвичайно складну задачу і вимагає залучення рівнянь термодинаміки при кінцевому часі [39]. Як відступ, справедливо зауважити, що термінологічно коректніше називати цей напрямок кінцево-ресурсною (або кінцевоповерхневою) термодинамікою. Далі, однак, використовується вже сталий термін – термодинаміка при кінцевому часі. Для опису незворотних процесів тут використовуються моделі систем з зосередженими параметрами. Моделі засновані на припущенні про те, що всередині кожної з взаємодіючих між собою підсистем рівновага встановлюється швидше, ніж між підсистемами і оточенням системи. Це дає підставу при опису цих процесів користуватися звичайними диференційними рівняннями. При оптимізації процесів в термодинаміці при кінцевому часі використовується математичний апарат теорії оптимального управління. Отримані оптимальні незворотні процеси служать свого роду орієнтиром при проектуванні термотрансформаторів, тому що дозволяють виявити резерви для підвищення ефективності циклу.

Концепцію досліджень термодинаміки при кінцевому часі можна сформулювати наступним чином: як організувати термодинамічний процес, щоб мінімізувати незворотність при заданій інтенсивності його протікання. При цьому необхідно враховувати те, що є різні обмеження на параметри установок. Врахування часового фактору при оптимізації циклів дозволяє оцінити показники ефективності реальних машин, відносячи їх до граничних характеристик необоротних циклів при тих же коефіцієнтах переносу тепла, тривалості та теплової потужності.

Основною проблематикою більшості публікацій, присвячених термодинаміки при кінцевому часі, є питання забезпечення мінімальної дисипації процесів в циклах термотрансформаторів за умовах, які визначають продуктивність установки. Також в статтях розглядаються питання, пов'язані з знаходженням граничних значень коефіцієнтів перетворення енергії при обмеженій тривалості процесів або при фіксованій інтенсивності теплообміну. Розглядаються задачі про знаходження такого характеру зміни параметрів робочої речовини, щоб при заданій тривалості контакту з джерелом і приймачем теплоти, а також середньої інтенсивності теплових потоків генерація ентропії системи була б мінімальною.

Класичною задачею термодинаміки при кінцевому часі є задача щодо граничного ККД прямих і зворотних циклів (відома як модель Курзона – Альборна) в такій постановці. Термодинамічна система контактує з оточенням, що складається з двох нескінченних резервуарів з температурами гарячого T_H і холодного T_L джерел. Для заданої структури циклу потрібно знайти максимальну середню потужність, яка виробляється системою, і ККД циклу.

При цьому знаходяться оптимальні значення цих температур, що відповідають максимальній потужності циклу при тривалості контакту робочого речовини з джерелом і приймачем теплоти, коли потоки теплоти задаються звичайними лінійними законами теорії теплообміну. Рішення даного завдання призводить до висновку, що термічний ККД, відповідний максимальної потужності циклу, визначається співвідношенням ані температур джерела і приймача теплоти, як в циклі Карно, а коренем квадратним з співвідношення цих температур.Модель Курзона–Альборна для КПД прямого циклумає вигляд [41]

$$\eta_{CA} = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \le \eta_c = 1 - \frac{T_L}{T_H}.$$
(1.28)

Вочевидь, що отриманий ККД η_{CA} буде нижче, ніж ККД Карно η_c , оскільки в моделі Курзона – Альборна накладено вимогу заданої потужності. Слід зазначити, що в формулу (1.28) не входять коефіцієнти теплопереносу у явному вигляді. Тому це рівняння може бути застосовано тільки для укрупненого (попереднього) аналізу циклів.

В роботі [42] розв'язується задача мінімізації середнього за цикл збільшення ентропії розширеної системи при контакті з гарячим і холодним резервуарами. Розв'язок задачі зводиться до пошуку мінімуму функції однієї змінній. Фактично, це завдання знаходження максимального холодильного коефіцієнту. Для заданого закону теплопереносу рівняння для визначення максимального холодильного коефіцієнту при фіксованій середній потужності в циклі *N* має вигляд

$$\hat{\varepsilon} = \frac{1}{2|N|} \left(\sqrt{N^2 + \frac{\alpha}{2} (T_H - T_L) N + \frac{\alpha^2}{16} (T_H - T_L)^2} + N - \frac{\alpha}{4} (T_H - T_L) \right), \quad (1.29)$$

де $\alpha = \alpha_H = \alpha_L -$ коефіцієнт тепловіддачі з боку гарячого α_H і з боку холодного джерела α_L .

Зрозуміло, що граничному значенню холодильного коефіцієнта при заданої середньої потужності відповідає мінімальне значення генерації ентропії в системі. Крім визначення граничних значень холодильного коефіцієнта, методика запропонована в роботі [42] визначає відповідні цим значенням закони зміни температур робочої речовини циклу при заданій продуктивності холодильних машин для джерела і приймача теплоти кінцевої ємності. Розв'язання задачі про граничні можливості холодильних машин з джерелами обмеженою ємності вимагають використання так званої процедури стикування напівциклів. Спочатку розглядається напівцикл, в якому робоча речовина контактує з холодним джерелом. При цьому до числа невизначених параметрів відноситься тривалість напівциклу, температура джерела в кінці напівциклу, зміна ентропії робочої речовини. Після чого аналогічно розглядається гарячий напівцикл, в якому робоча речовина контактує з гарячим джерелом. За результатами розв'язання задач для напівциклів проводиться стиковка. Невизначені параметри обираються таким чином, щоб домогтися оптимумів критеріїв оптимальності. Аналіз рівняння (1.29) дозволив зробити наступний висновок: у циклі холодильної машини зі збільшенням енергії, що витрачається на привід компресора, зростає інтенсивність відбору теплоти від джерела теплоти і передачі її приймачеві. Слід зазначити, що підхід не розглядає кінетику самого процесу перетворення енергії. Це обумовлено використанням рівняння переносу з теорії теплообміну, яке оперує тільки швидкістю процесу теплообміну на «зовнішній стороні» циклу. Оскільки час і продуктивність процесу не входять в рівняння, то, відповідно, описати кінетику процесів переходу термодинамічної системи з одного нерівноважного стану в інше неможливо. У такому випадку для обліку часового фактору при аналізу циклу термотрансформації використовується наступний спосіб, згідно з яким тривалість циклу складається з часу контакту робочої речовини з джерелом і приймачем теплоти.

Задача про максимізацію коефіцієнта перетворення теплового насоса [43] вирішується при фіксованій структурі циклу, що складається з двох ізотермічних і двох адіабатних процесів, і заданих законах теплопереносу. Додатковою умовою є завдання кількості теплоти, що передається за цикл до гарячого резервуару.

Оптимальний коефіцієнт перетворення знаходиться за рівнянням

$$\hat{\mu} = \left(1 - \frac{T_L}{T_H + \left(1 + \sqrt{\alpha_H / \alpha_L}\right)^2 (\tilde{q}_H / \alpha_H)}\right)^{-1}, \qquad (1.30)$$

де $\tilde{q}_{H} = -Q_{H}/\tau > 0$ – заданий середній за період тепловий потік у гарячий резервуар. Слід зазначити, що при оптимізації циклу ємності джерела і приймача теплоти вважаються необмеженими. Відомий підхід до вирішення задач щодо граничного коефіцієнта термотрансформації з урахуванням обмеження на теплову потужність, в якому розглядаються так звані внутрішньо зворотні цикли (endoreversible cycle). В такому циклі самі процеси, що утворюють цикл, вважаються рівноважними (внутрішньо зворотними). Впливом внутрішньої незворотності в циклі, яка зумовлена процесами стиснення, дроселювання, а також наявністю гідравлічних опорів в елементах установки, в даному підході ігнорують. Далі з використанням лінійного закону теплопереносу виводяться рівняння для визначення оптимального холодильного коефіцієнта при заданій холодильній продуктивності.

Нижче представлено огляд робіт, присвячених оптимізації внутрішньо зворотних циклів. Тут одним із важливих завдань є дослідження взаємозв'язку між інтенсивністю теплопередачі і величиною внутрішньої дисипації енергії в циклі. Розв'язання цієї задачі дозволяє знайти оптимальне співвідношення між зовнішньою і внутрішньою незворотністю в циклі.

У [44] вирішена задача про граничний ККД термотрансформатору при обмеженні на його теплову потужність, в якій автори вводять параметр внутрішньої дисипації енергії в циклі, а також використовують поняття еквівалентних тепловтрат з поверхні установки. Це дозволяє отримати співвідношення між коефіцієнтом перетворення теплового насоса і його теплопродуктивністю з урахуванням заданої величини внутрішньої дисипації енергії в циклі і різному коефіцієнті теплопередачі між резервуарами на стороні джерела і приймача теплоти відповідно.

Слід зазначити, що питання визначення еквівалентних тепловтрат з поверхні установки автори обходять своєю увагою, відносячи їх до заданих параметрів. Тим часом відомо, що теплова потужність установки і її тепловтрати побічно пов'язані між собою, тому задати коректно величину еквівалентних тепловтрат з поверхні установки і при цьому одночасно вводячи обмеження на її теплову потужність можна. В роботі [45] знайдено оптимальне співвідношення між тепловою продуктивністю і коефіцієнтом трансформації для незворотного циклу Карно теплового насоса. Співвідношення отримано на основі нового узагальненого закону теплопередачі, який включає в себе узагальнені співвідношення конвективного і радіаційного теплообміну, за допомогою яких описуються процеси теплообміну між робочою речовиною і тепловими резервуарами джерела і приймача тепла. Термодинамічна модель теплового насоса враховує джерела внутрішньої і зовнішньої незворотності в циклі, обумовлені опором теплопередачі, тертям, тепловтратами з поверхні, змішанням теплоносіїв. Особливістю запропонованої моделі є можливість прогнозування коефіцієнта перетворення теплового насоса при завданні різних законів перенесення тепла, а також окремих видів втрат від незворотності. Недоліком моделі є, те, що додаткові джерела незворотності в циклі теплового насоса, крім термічного опору, в пропонованій моделі враховуються постійним коефіцієнтом.

В роботі [42] авторами запропоновано визначати оптимальний холодильний коефіцієнт через безрозмірні параметри як

$$\hat{\varepsilon} = \frac{1}{\frac{\beta_1^{-\alpha\alpha_0} - 1}{a_0\beta_0(\beta_1^{-1} - 1)} - 1}.$$
(1.31)

А коефіцієнти в 1.31 визначаються наступним чином

$$\beta_0 = \frac{\overline{T}_H}{T_H^o}, \ \beta_1 = \frac{\overline{T}_L}{T_L^o}, \ a_0 = c_L/c_H, \ \alpha = \frac{\tau}{\tau + 4 \ln \beta_1},$$

де $\tau = \frac{k\bar{t}}{c_{L}}$ – безрозмірний час циклу;

*с*_{*L*}, *с*_{*H*} – теплоємності холодного і гарячого джерел;

T^{*o*}_{*L*}, *T*^{*o*}_{*H*} – вихідні температури холодного і гарячого джерел;

 $\overline{T_L}$, $\overline{T_H}$ – температури холодного і гарячого джерел у кінці напівциклу;

 \bar{t} – тривалість циклу;

k – коефіцієнт теплопередачі, віднесений до всієї теплообмінної поверхні.

Як було зазначено вище, в класичній прикладній термодинаміці незворотність процесів теплообміну в циклах враховується не за допомогою дослідження кінетики процесу, а в результаті введення в термодинамічну модель ККД процесу. Це унеможливлює врахування масштабного фактору установки, а саме проектної холодопродуктивності, в якості змінної в рівняннях моделі нарівні зі швидкістю процесу і його тривалістю. Щоб врахувати швидкість протікання реальних термодинамічних процесів крім відомих рівнянь балансу маси, закону збереження імпульсу, рівняння моменту кількості руху, необхідне залучення рівнянь, що зв'язують швидкість дисипації енергії з конкретними вимірюваними параметрами системи. Навіть у такій теоретичній постановці, тобто без урахування технічних обмежень реальної системи, це завдання великої складності.

Альтернативою тут може стати теорія, заснована на залученні до термодинаміки при кінцевому часу статистичної інформації щодо значень внутрішньої дисипації енергії в реальних термотрансформаторах. Спроба створення такої теорії зроблена авторами роботи [46], якими запропоновано напівемпірична термодинамічна модель для аналізу реальних характеристик чилерів.

Модель не вимагає залучення даних щодо теплофізичних властивостей робочих речовин, дозволяє оцінити втрати в установці без визначення температур випаровування і конденсації в циклі. У ній використовується узагальнений термічний опір всієї установки безвідносно поділу на випарник і конденсатор. При всіх безперечних перевагах універсальної термодинамічної моделі, вона не дозволяє провести покомпонентний аналіз необоротних втрат в установці, а дає тільки інтегральну оцінку внутрішньої та зовнішньої незворотності в установці.

Нижче розглянуто задачу пошуку умов енергоефективної експлуатації повітряної теплонасосної установки (ПТНУ) з урахуванням обмеження на теплову потужність установки, а також взаємопов'язаного впливу варійованих факторів. Для цього розроблено методику розрахунку, що враховує при параметризації термодинамічного циклу комплексний взаємозв'язок внутрішньої і зов-

нішньої незворотності, а також вплив на ефективність масштабного фактору (проектна теплова потужність ПТНУ).

Методика розрахунку термодинамічних характеристик ПТНУ запропонована нами в роботі [47] для простої одноступеневої схеми. Цикл і принципова схема ПТНУ представлені на рис. 1.13.



Рис. 1.13. Повітряна теплонасосна установка: *а* – цикл в *T,s* – діаграмі; *б* – принципова схема

На рис. 1.13 позначено: ТО (спож) – теплообмінник приймача теплоти (споживач); ТО (НПТ) – теплообмінник для відбору теплоти від низькопотенційного джерела.

В якості вихідних даних для розрахунків прийнято наступні параметри: температура низькопотенційного джерела $T_{\rm нпт}$, початкова температура теплоносія, що надходить у ПТНУ від споживача теплоти, $T_{\rm спож}$, тиск перед компресором P_1 , відношення тисків в циклі (теоретичне) π , сумарна інтенсивність теплопередачі теплообмінників установки kF, масова витрата повітря G в циклі. Термодинамічні параметри повітря приймаються постійними для всіх процесів: ізобарна теплоємність повітря $c_p = 1,005$ кДж/(кг·К); показник адіабати k = 1,4; газова стала R = 0,287 кДж/(кг·К).

Тиск повітря після компресора визначається як

$$P_2 = \pi P_1. \tag{1.32}$$

Температура на вході в компресор з урахуванням інтенсивності теплопередачі визначається за формулою [48]

$$T_{1} = \frac{\eta_{is\,\text{KM}} \left[\overline{\eta}_{\text{HTT}} T_{\text{HTT}} + \overline{\eta}_{\text{cnow}} T_{\text{cnow}} \left(1 - \overline{\eta}_{\text{HTT}} \right) \left(\eta_{is\,\text{ger}} \frac{1}{\pi^{(k-1)/k}} - \eta_{is\,\text{ger}} + 1 \right) \right]}{\eta_{is\,\text{KM}} - \left(1 - \overline{\eta}_{\text{HTT}} \right) \left(1 - \overline{\eta}_{\text{cnow}} \right) \left(\pi^{(k-1)/k} + \eta_{is\,\text{KM}} - 1 \right) \left(\eta_{is\,\text{ger}} \frac{1}{\pi^{(k-1)/k}} - \eta_{is\,\text{ger}} + 1 \right)}, (1.33)$$

де η_{iskm} та η_{isget} – ізоентропний ККД відповідно компресора і детандера.

Значення теплотехнічної ефективності (теплотехнічного ККД) теплообмінників знаходяться з виразів:

$$\overline{\eta}_{\rm HIT} = 1 - \exp\left(-\frac{ukF}{c_pG}\right),\tag{1.34}$$

$$\overline{\eta}_{c_{\text{пож}}} = 1 - \exp\left(-\frac{(1-u)kF}{c_p G}\right), \qquad (1.35)$$

де *и* – відношення інтенсивності теплопередачі ТО (НПТ) до сумарного значення *kF* для всіх теплообмінних апаратів установки.

Температура повітря після компресора

$$T_{2} = T_{1} \left[1 + \left(\pi^{(k-1)/k} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{is\,\text{KM}}} \right].$$
(1.36)

Температура повітря після детандера визначається з урахуванням теплообміну по залежності, яку отримано з рівняння теплового балансу [48]

$$T_{4} = \frac{\overline{\eta}_{cnow}T_{cnow}\eta_{is\,KM}\left(\eta_{is\,get}\frac{1}{\pi^{(k-1)/k}} - \eta_{is\,get} + 1\right) + \overline{\eta}_{HIT}T_{HIT}\left(1 - \overline{\eta}_{cnow}\right)\left(\pi^{(k-1)/k} + \eta_{is\,KM} - 1\right)\left(\eta_{is\,get}\frac{1}{\pi^{(k-1)/k}} - \eta_{is\,get} + 1\right)}{\eta_{is\,KM} - \left(1 - \overline{\eta}_{HIT}\right)\left(1 - \overline{\eta}_{cnow}\right)\left(\pi^{(k-1)/k} + \eta_{is\,KM} - 1\right)\left(\eta_{is\,get}\frac{1}{\pi^{(k-1)/k}} - \eta_{is\,get} + 1\right)}.$$
 (1.37)

Температура повітря на вході в детандер дорівнює

$$T_{3} = T_{4} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\pi^{(k-1)/k}} \right) \eta_{is \, \text{der}} \right]^{-1}.$$
(1.38)

Теплопродуктивність ПТНУ розраховується наступним чином

$$Q_{\kappa} = Gc_p(T_2 - T_3) = Gc_p \overline{\eta}_{\text{спож}}(T_2 - T_{\text{спож}}).$$
(1.39)

Ефективна потужність компресора і детандера визначається за формулами:

$$N_{\rm \tiny KM}^{e} = \frac{Gc_{p}(T_{2} - T_{1})}{\eta_{\rm \tiny M \, \rm KM}}, \qquad (1.40)$$

$$N_{\rm ger}^e = Gc_p (T_3 - T_4) \eta_{\rm M,ger}, \qquad (1.41)$$

де $\eta_{\text{мкм}}$ і $\eta_{\text{мдет}}$ – механічний ККД відповідно компресора і детандера.

Потужність електроприводу знаходиться як

$$N_{\rm eg} = \frac{N_{\rm \tiny KM}^{e} - N_{\rm \tiny det}^{e}}{\eta_{\rm eg}}, \qquad (1.42)$$

де $\eta_{\text{eq}}-KKД$ електроприводу (з урахуванням ККД передачі).

Коефіцієнт перетворення ПТНУ згідно (1.42) дорівнює

$$COP_{h} = \frac{Q_{\kappa}}{N_{\kappa M}^{e} - N_{\mu e \pi}^{e}} \eta_{e \mu}. \qquad (1.43)$$

Ексергія потоку повітря в *i*-ій точці циклу визначається наступним чином [49]

$$E_{i} = G\left[c_{p}T_{Hc}\left(\frac{T_{i}}{T_{Hc}}-1\right)\cdot\left(1-\frac{\ln(T_{i}/T_{Hc})}{T_{i}/T_{Hc}-1}\right) + RT_{Hc}\ln\left(\frac{P_{i}}{P_{Hc}}\right)\right].$$
 (1.44)

Деструкції ексергії в елементах ПТНУ розраховуються за такими залежностями:

- в компресорі

$$E_{D_{\rm KM}} = N_{\rm KM}^e \eta_{\rm M \, KM} + E_1 - E_2 \tag{1.45}$$

і детандері

$$E_{D_{\text{der}}} = E_3 - E_4 - N_{\text{der}}^e / \eta_{\text{M}_{\text{der}}}; \qquad (1.46)$$

– в теплообмінниках:

$$E_{DTO}^{\text{спож}} = E_2 - E_3 - \theta_{\text{спож}} Q_{\kappa}; \qquad (1.47)$$

$$E_{DTO}^{\rm HIT} = E_4 - E_1 - \theta_{\rm HIT} Q_0, \qquad (1.48)$$

де θ_{спож}, θ_{нпт} – температурний фактор Карно для теплообмінників приймача і джерела теплоти відповідно.

Необхідно відзначити, що при знаходженні $E_{DTO}^{\text{нпт}}$ по (1.47)значення Q_0 підставляється зі знаком «-» для дотримання ексергетичного балансу. Для знаходження максимального значення COP_h можна використовувати як аналітичні, так і чисельні методи. При великому числі незалежних факторів відшукання екстремуму аналітичними методами є доволі складною задачею. Тому при пошуку оптимальних умов реалізації зворотного термодинамічного циклу Брайтона авторами використовується метод планування експерименту Бокса-Уїлсона [24]. Нами складена матриця планування, що включає 54 окремих чисельних експерименту. В якості незалежних факторів прийняті наступні: масова теплоємність робочого тіла в циклі c_pG ; відношення тисків в циклі π ; сумарна інтенсивність теплопередачі теплообмінних апаратів kF; параметр u; початкова температура низькопотенційного теплоносія $T_{\rm нпт}$; початкова температура теплоносія, що надходить від споживача теплоти в ПТНУ, $T_{\rm спож}$. У табл. 1.4 наведено діапазон варіювання зазначених факторів.

Таблиця 1.4

Фактор	Мінімальне Значення	Максимальне значення
<i>с_рG</i> ,кВт/К	0,3	1,8
<i>kF</i> , кВт/К	3	9
π	5	20
и	0,2	0,7
<i>Т</i> _{нпт} , К	253	283
Т К	323	363

Рівні варіювання факторів

Визначення рівня варіювання факторів дозволило за допомогою вже згаданого метод Бокса-Уїлсона отримати регресійні рівняння для визначення *COP*_h

$$\begin{split} &COP_{h} = -1,98368 - 0,43325 \cdot c_{p}G + 0,0483264 \cdot kF + 0,018949 \cdot \pi + 0,929083 \cdot u + \\ &+ 0,0312745 \cdot T_{\rm HIT} - 0,00597708 \cdot T_{\rm cnow} - 0,0274074 \cdot c_{p}G^{2} + 0,0355556 \cdot c_{p}G \cdot kF + \\ &+ 0,00422222 \cdot c_{p}G \cdot \pi - 0,0533333 \cdot c_{p}G \cdot u + 0,000222222 \cdot c_{p}G \cdot T_{\rm HIT} + \\ &+ 0,0000833333 \cdot c_{p}G \cdot T_{\rm cnow} - 0,00490741 \cdot kF^{2} - 0,00116667 \cdot kF \cdot \pi + \\ &+ 0,0133333 \cdot kF \cdot u + 0,0000277778 \cdot kF \cdot T_{\rm HIT} + 0,0000208333 \cdot kF \cdot T_{\rm cnow} - \\ &- 0,000807407 \cdot \pi^{2} - 0,00333333 \cdot \pi \cdot u - 0,000544444 \cdot \pi \cdot T_{\rm HIT} + \\ &+ 0,000441667 \cdot \pi \cdot T_{\rm norp} - 0,926667 \cdot u^{2} + 0,0 \cdot u \cdot T_{\rm HIT} - \\ &- 0,00025 \cdot u \cdot T_{\rm cnow} - 0,0000518519 \cdot T_{\rm HIT}^{2} + 0,0000208333 \cdot T_{\rm HIT} \cdot T_{\rm cnow} - \\ &- 0,000135417 \cdot T_{\rm cnow}^{2}. \end{split}$$

Для статистичної обробки результатів чисельного експерименту застосовується стандартний програмний пакет «Statgraphics Plus 3.0». Рішення рівняння (1.49) з використанням стандартних процедур [24] дозволяє оцінити як вплив окремих незалежних факторів на COP_h , так і вплив їх поєднань.

Тут слід зазначити один важливий аспект, що стосується відсутності в числі варійованих факторів таких показників як ізоентропний ККД компресора $\eta_{isкм}$ і ізоентропний ККД детандера $\eta_{isдет}$. З метою скорочення числа незалежних варійованих факторів розрахунки циклів проведені при фіксованих значеннях цих параметрів ($\eta_{isкм} = \eta_{isдет} = 0,95$), тому ступінь їх впливу на *COP*_h не оцінюється. Хоча цей вплив є, і, як показано нами в роботі [82], воно досить суттєве. На рис. 1.14 показано ефект взаємодії факторів при їх спільному впливі на *COP*_h.



Рис. 1.14. Ефект взаємодії факторів при їх спільному впливі на СОР_h

Знак «--» на рис. 1.14 означає, що фактор зафіксований на нижньому (мінімальному) рівні (див. табл. 1.4), а знак «+» відповідно – на верхньому (максимальному) рівні. Як можна бачити, вибір рівня варіювання факторів впливає на характер зміни COP_h . Так, наприклад, ефект взаємодії факторів c_pG і kF на COP_h при фіксуванні kF на нижньому рівні варіювання (kF = 3 кВт/К) значно більше, ніж на верхньому рівні, коли kF = 9 кВт/К. Аналіз ефекту взаємодії факторів π і $T_{нпт}$, π і $T_{спож}$ показує, що в залежності від рівня варіювання має місце взагалі протилежний характер зміни *COP_h*. Коли ці фактори знаходяться на нижньому рівні, *COP_h* збільшується, а на верхньому – зменшується.

На рис. 1.15 представлено результати аналізу основних варійованих факторів на *COP*_{*h*}.



Рис. 1.15. Аналіз влпливу факторів на *COP_h*: *а* – поверхня відгуку; *б* – вплив факторів на *COP_h*

На рис. 1.16 показано характер зміни COP_h і Q_κ в залежності від u і π при фиксованих значеннях $T_{H\Pi T} = 283$ К, $T_{C\Pi O \pi} = 363$ К, $\eta_{is\kappa M} = \eta_{isger} = 0,95$, $Gc_p = 1,8$ кВт/К, kF = 9 кВт/К. Як можна бачити, при певному поєднанні u і π величини COP_h та Q_κ мають максимуми.



Рис. 1.16. Характер зміни параметрів ПТНУ в залежності від u та π : $a - COP_h$; $\delta - Q_\kappa$

Для виявлення причин виникнення максимуму COP_h (рис.1.16) нами проведено ексергетичний аналіз ПТНУ з визначенням деструкцій ексергії в кожному елементі. Як і передбачалося, причиною максимуму COP_h є різний характер зміни деструкцій ексергії в теплообмінниках джерела і приймача теплоти (рис. 1.17).





а – ТО на стороні джерела теплоти; *б* – ТО на стороні приймача теплоти

Таким чином, запропонована методика розрахунку і оптимізації зворотнього циклу Брайтона дозволила отримати регресійні рівняння для знаходження коефіцієнта перетворення ПТНУ COP_h , що враховує взаємозв'язаний вплив на ефективність відомих термодинамічних характеристик, таких як π , $T_{H\Pi T}$, T_{cnow} , і параметрів c_pG , kF, u, що визначають так званий масштабний фактор установки. Виявлено наявність максимуму для COP_h при взаємопов'язаному впливі факторів и та π .

1.5. Методи моніторингу та діагностики термодинамічної ефективності термотрансформаторів

В даний час енергоємність одиниці виробленого тепла протягом всього терміну експлуатації теплового насоса фактично не контролюється. Після мон-

тажу ТН на об'єкті питання контролю його параметрів, як правило, стає вже обов'язком споживача теплоти, а не виробника ТН. Тому інформація про його реальне енергоспоживання залишається без аналізу і узагальнення. Тим часом, контроль витрати енергії в ТН має бути такою ж обов'язковою процедурою, як і контроль витрати палива в автомобілі, якщо використовувати подібну аналогію. Застосовувані на об'єктах з ТН системи моніторингу здійснюють, як правило, тільки спостереження за його роботою, що включає реєстрацію незначного числа параметрів, які заміряються. При цьому слід зазначити, що з цілої низки причин, перш за все обумовлених бажанням споживача «заощадити на системі моніторингу ТН», а також побоюванням за його гарантійне обслуговування, не реєструються параметри термодинамічного циклу. Це, в свою чергу, не дозволяє в повній мірі судити про термодинамічну ефективність ТН. Накопичений досвід експлуатації ТН дозволяє стверджувати, що тільки за рахунок створення системи ефективного моніторингу безліч проблем, пов'язаних з впливом експлуатаційних факторів, може бути усунуто ще до моменту їх критичного накопичення, що в подальшому дозволить забезпечити помітний ефект енергозбереження.

Коефіцієнт перетворення TH, як і холодильний коефіцієнт, певною мірою дають лише інтегральну характеристику ефективності [50] та не дозволяють судити про якість установки. У ряді випадків вони можуть навіть дезорієнтувати. Так будь-яка застаріла установка, що має в своєму складі неефективний компресор, конденсатор або випарник, але яка експлуатується в значно менших температурних межах термодинамічного циклу, може мати більш високий коефіцієнт перетворення, ніж нова установка, що працює в великих температурних межах. На нашу думку, тільки аналіз реальних значень втрат від незворотності дозволить судити про дійсну енергоємність виробленого тепла і свідчити про якість TH. Ці значення повинні бути отримані на основі моніторингу діючих об'єктів з TH. У такій постановці задачі моніторингу TH представляються набагато ширше. Це не просто реєстрація теплоспоживання об'єкту і витраченої приводної потужності TH, але також аналіз і діагностика його термодинамічної ефективності.

На початку дев'яностих років XX століття з'явився ряд піонерських робіт по діагностиці чилерів і установок кондиціонування, які були переважно орієнтовані на виявлення в них ознак несправностей і складання так званої "матриці симптомів". Кожній несправності відповідало збільшення або зменшення конкретних заміряємих параметрів (наприклад, температури і тискі в термодинамічному циклі) щодо цих параметрів при справному стані установки [51]. Основним недоліком такої діагностики була неможливість ідентифікації декількох несправностей. В останні два десятиліття розроблені методики більш точного виявлення аномалій в роботі чиллерів і ТН [52, 53, 54], метою яких було виявлення причин, що впливають на зменшення ефективності установки, а також забезпечення можливостей для швидкого їх усунення. Розроблені он-лайн FDD методики діагностики термотрансформаторів дозволяли визначити вплив декількох аномалій на продуктивність установки [54]. При реалізації цих методик, які базуються на вимірах термодинамічних параметрів установки для виявлення несправностей, що призвели до зниження її продуктивності, використовуються віртуальні датчики і спрощені математичні моделі термотрансформаторів. Слід додати, що он-лайн FDD методики, врешті решт, можуть ідентифікувати лише конкретну несправність, але вони не дозволяють оцінити, чи є певна причина аномалії «важкої» або «легкої» в плані енергоспоживання установки. Для цього необхідна оцінка впливу величини деструкції ексергії в елементі через виниклу аномалію на приводну потужність всієї установки. Щоб кількісно оцінити цей вплив широко використовуються методи сучасної прикладної термодинаміки. В останні роки набуло розвитку одне з її напрямків – термоекономічна діагностика [55]. За результатами такої діагностики можна представити повну картину розподілу деструкції ексергії в елементах установки.

Тим часом, використовуючи зазначені методики діагностики [51, 52, 53, 54, 55] без вимірювання температур і тисків холодоагенту у всіх точках термодинамічного циклу ТН отримати вичерпну інформацію про ефективність елементів неможливо. Крім того, існує ще один важливий аспект експлуатації ТН, який залишається за рамками можливостей перерахованих методик аналізу і діагностики. Це – робота ТН в режимі з неповним навантаженням. Як відомо [7, 8, 46, 47], більшу частину часу чилери і ТН працюють в режимі неповної продуктивності, що становить менше 60 % від розрахункової. Тим часом, питання створення методики експертного моніторингу такого режиму до теперішнього часу залишається відкритим, оскільки виникають труднощі, багато в чому пов'язані з правильною інтерпретацією експериментальних результатів цього режиму роботи і розумінням того, чим зумовлено підвищене енергоспоживання приводом компресору.

1.6. Висновки по розділу 1 та постановка завдань дослідження

Підводячи підсумок, можна відзначити, що вибір методу значною мірою зумовлено тими задачами, які ставляться при проектуванні термотрансформаторів.

1. Порівняльний аналіз методів на прикладі конкретних розглянутих практичних задач показав, що різні термоекономічні моделі в принципі дають досить близькі результати оптимізації за приведеними витратами. Однак можливості моделей різні. А саме:

– термоекономічна модель, в основі якої лежить метод Еванса - Трайбуса, дозволяє здійснити глибоку декомпозицію ексергетичних потоків з визначенням їх вартості в кожній підсистемі. У зв'язку з чим, її застосування може бути корисно на етапі передпроектних і проектних розробок нових установок, коли необхідно оцінити вплив різних підсистем на термоекономічні показники;

– структурно-варіантний метод Ю. Баєра можна назвати універсальним, оскільки система рівнянь в термоекономічній моделі не має прив'язки до конкретної технологічної схеми. Це дозволяє оптимізувати будь-який елемент у відриві від тієї схеми, в якій він розташований. У зв'язку з чим, цей метод може бути ефективний при вирішенні задач модернізації холодильного обладнання. метод оптимізації термотрансформаторів, що базується на загальній теорії ексергетичної вартості, дозволяє оптимізувати безпосередньо витрати на усунення ексергетичних втрат.

2. На основі огляду сучасних методів прикладної термодинаміки показана доцільність використання ключових положень теорії ексергетичної вартості («паливо», «продукт», «залишки») для оцінки термодинамічної ефективності систем термотрансформації. При розв'язанні задачі формування вартості холоду або теплоти необхідно базуватися на описі структури технологічної схеми установки за допомогою топологоексергетичних моделей. Такий принцип побудови термоекономічної моделі дає можливість враховувати нееквівалентність ексергетичних втрат на кожній ділянці ланцюга перетворення енергії, враховуючи структурно-топологічну складність технологічної схеми термотрансформатору.

3. Графічний апарат термоекономічного аналізу на основі побудови Скривих дозволяє виявити «лінію тренда» зміни економічних і енергетичних характеристик можливих переспективних схемних рішень термотрансформаторів. У цьому сенсі він є потужним інструментом на етапі передпроектного аналізу з метою узагальнення і прогнозування ексерго - економічних і ексерго - екологічних показників технологічних схем.

4. Загальний недолік усіх розглянутих робіт з термодинаміки при кінцевому часі – це відсутність єдиного методологічного підходу до аналізу дисипації енергії в процесах теплопереносу і перетворення енергії. Слід зазначити, що це істотно «звужує рамки» практичного застосування цього методу, роблячи його лише інструментом для аналізу виключно теоретичних циклових процесів без можливості застосування методу для тестування реальних характеристик циклів холодильних машин і теплових насосів, які перебувають в експлуатації, в ході якої неминуче виникають додаткові втрати від незворотності. Наприклад, в результаті зносу деталей і вузлів може змінитися величина тертя або ж зрости витік робочої речовини, а за рахунок забруднення теплообмінної поверхні може знизитися інтенсивність теплопередачі. Зазначені аномалії повинні бути ідентифіковані за зміною внутрішньої і зовнішньої незворотності в циклі. У цьому випадку важливо знати ймовірні межі між найменшими і найбільшими незворотними втратами в установці, свого роду «коридор» гранично допустимих значень для кожного конкретного виду незворотності, враховуючий так званий масштабний фактор установки (її проектну продуктивність).

5. Існуючі методики моніторингу енергетичної ефективності теплонасосних систем не відповідають повною мірою тим вимогам, які забезпечують конкурентоспроможне впровадження теплонасосних установок в системах тепло- та холодопостачання. Рішення цього завдання ускладнюється тим, що в реальних умовах експлуатації холодильних машин і теплових насосів забезпечити якісний збір інформації щодо параметрів термодинамічного циклу, а також даних про ефективність процесів в випарнику і конденсаторі, важко. У свою чергу, без цієї інформації провести коректний аналіз втрат від незворотності і визначити термодинамічну досконалість установки не уявляється можливим. У зв'язку з цим перспективним напрямком розвитку є розробка методів моніторингу та діагностики термодинамічної ефективності чилерів і теплових насосів, обмеженому параметрів, на числі яка заснована ЩО заміряються.

Таким чином, актуальною є проблема подальшої розробки методології аналізу, синтезу, діагностики та оптимізації систем термотрансформації, заснованої на сучасних методах прикладної термодинаміки, серед яких головне місце, належить теорії ексергетичної вартості, термоекономічної оптимізації, а також термодинаміки при кінцевому часі. Це в свою чергу забезпечить інженерівпрактиків ефективним інструментарієм для вирішення завдань проектування інноваційних систем термотрансформації з обґрунтуванням вибору оптимальної структури схеми і її параметрів.

Для цього потрібно виконати наступні завдання:

Провести аналіз сучасних методів прикладної термодинаміки, застосування яких при проектуванні систем термотрансформації сприяє підвищенню їх енергетичної ефективності та економічної конкурентоспроможності. Запропонувати класифікацію сучасних методів термодинамічного аналізу і термоекономічної оптимізації та на прикладі розв'язання конкретних задач обгрунтувати доцільність застосування кожного з розглянутих методів.

Розробити методологію побудови термоекономічних моделей з метою вирішення проблеми формування ексергетичної вартості холоду і тепла з урахуванням «якості» енергоперетворюючої установки.

Провести тополого-ексергетичне моделювання на основі теорії ексергетичної вартості різних типів холодильних машин (XM), теплонасосних установок (THУ), а також комплексних енергоперетворюючих систем.

Удосконалити метод системного аналізу термодинамічних циклів з урахуванням структурно-топологічних особливостей обладнання термотрансформаторів за рахунок введення техніко-економічних і екологічних показників оцінки, а також застосування графоаналітичного апарату термоекономіки.

Дослідити вплив дисипативних процесів на термодинамічну ефективність термотрансформаторів з урахуванням масштабного фактора установки та отримати відповідні узагальнені залежності для аналізу термодинамічної досконалості сучасних водоохолоджувальних машин (чилерів) і теплових насосів від визначальних факторів.

На основі сучасних методів прикладної термодинаміки запропонувати новий підхід до проведення моніторингу та діагностики енергетичної ефективності систем забезпечення мікроклімату на базі чилерів і теплових насосів.

Провести аналіз ефективності режиму роботи чилерів і теплових насосів при частковому процентному навантаженні.

Розробити рекомендації щодо експрес-проектування та аналізу геотермальних теплонасосних установок, які містять в своєму складі горизонтальний грунтовий теплообмінник.

РОЗДІЛ 2

ФУНКЦІОНАЛЬНИЙ ТЕРМОЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПАРОКОМПРЕСОРНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ТА ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК

Однією з найбільш складних задач термоекономіки є задача формування ексергетичної та монетарної вартостей цільового продукту енергоперетворюючої системи з урахуванням ступеня термодинамічної досконалості її елементів. Ексергетична вартість цільового продукту енергоперетворюючої системи – це вартість перетворення і передачі енергії від джерела до приймача теплоти. Монетарна вартість цільового продукту складається з капітальних витрат на створення установки та експлуатаційних витрат з урахуванням ефективності перетворення енергії в кожному її елементі. Ця задача тісно переплітається із задачею визначення «природньої» або, як її ще називають, «рівноважної» ціни продукту, вільної від кон'юнктури ринку. Як відомо [47], використовуючи тільки ринковий механізм визначення вартості, неможливо прогнозувати економічний розвиток будь-якої галузі (промисловість, комунальний сектор, транспорт), стимулювати виробництво і впровадження дорогих енергозберігаючих технологій. Таким чином, рішення цієї проблеми фактично дозволяє закласти основи для формування тарифів на вироблену теплову та електричну енергії, а також холод в залежності від виду і, головне, «якості» генеруючої установки.

У цьому випадку проводиться декомпозиція ексергетичних потоків в установці за їх цільовою ознакою. На основі схеми декомпозиції складається термоекономічна модель, що представляє собою рівняння вартісного балансу виділених зон, а також ділянок в технологічній схемі установки. Тим часом, щоб простежити процес формування ексергетичної вартості цільового продукту математичної моделі, яка описує фізичну структуру установки, розглядаючи гідравлічний контур циркуляції холодоагенту, замало. Основний недолік ранніх робіт по термоекономіці (наприклад, [50]), який істотно обмежував можливості термоекономічної моделі, полягав в тому, що при формуванні вартості за основу бралася схема декомпозиції, що складається з тих же потоків і компонентів, які присутні у фізичній структурі установки. Таким способом адекватний опис за допомогою рівнянь вартісного балансу дисипативних елементів (конденсатор, градирня, тощо) в схемі було важко.

Введення Франгопулосом С. А. в 1987 році в термоекономічний аналіз нової функції, названої «негентропією» (негативною ентропією), було великим кроком вперед в розвиток теорії термоекономічного функціонального аналізу, оскільки це дало можливість виділити цільовий продукт конденсатора паросилової установки [56]. Слід зазначити, що в ранніх роботах конденсатор представлявся виключно як елемент, функцією якого в термодинамічному сенсі було «розсіювання теплоти». Вочевидь, що в такому термодинамічному трактуванні функціонального призначення конденсатора не представлялося можливим виділити його цільовий продукт, оскільки всі втрати ексергії в конденсаторі відносили виключно до нього, а його продуктом була теплова енергія. Це призводило до невірних підрахунків вартості виробленого холоду, і, в цілому недооцінки ефективності установки.

Застосування негентропійного підходу до створення схеми декомпозиції потоків дозволило виділити корисний продукт дисипативного елемента (конденсатора) і, отже, врахувати витрати ексергії, пов'язані з ним, в ексергетичної вартості холоду.

Ключові положення негентропійного підходу наступні:

1. Процес в конденсаторі відбувається зі зменшенням ентропії робочої речовини, при якому система переходить від стану з меншою ймовірністю (пар) в стан з більшою ймовірністю (рідина), відбувається свого роду «упаковка» робочої речовини. Така «упаковка» (фазовий перехід) являє собою «продукт» конденсатора, на отримання якого витрачається ексергія. У цьому сенсі конденсатор є виробником негентропії.

2. Негентропія вводиться як фіктивний потік і приєднується до потоку ексергії.

Конденсатор поставляє для системи негативну ентропію, необхідну для реалізації циклових процесів, і одночасно є тим елементом, через який з циклу в навколишнє середовище відводиться теплота, яка генерується внаслідок тертя.
 Вартість залишкового невикористаного в системі потоку, пов'язана з витратами на нагрів теплоносія і відведення енергії в навколишнє середовище від конденсатора, розподіляється між елементами, в яких ентропія робочої рідини в процесі збільшується. Розподіл вартості проводиться пропорційно деструкції ексергії в цих елементах.

2.1. Порівняння термоекономічних моделей формування монетарної вартості холоду та ексергетичних потоків в холодильній машині

Наразі можна виділити три основні підходи до створення схеми декомпозиції потоків і, відповідно, до формування вартості цільового продукту енергоперетворюючої системи.

Кожна модель заснована на рівнянні ексергетичного балансу, який записується для елементів термодинамічної системи як

$$\sum E_{k}^{\text{BX}} - \sum E_{k}^{\text{BMX}} = E_{Dk} + E_{Lk}, \qquad (2.1)$$

або, при розподілу ексергетичних потоків, які входять в k-тий елемент $E_k^{\text{вх}}$ та – виходять з нього $E_k^{\text{вих}}$, за якісною ознакою «паливо» і «продукт», як

$$F_{k} - P_{k} = E_{Dk} + E_{Lk}, \qquad (2.2)$$

де *F_k* – ексергетичний потік, який за функціональною ознакою є «паливом» для елемента;

 P_k - «продукт» елемента;

*Е*_{*Dk*} – деструкція ексергії в елементі;

*E*_{*Lk*} – невикористаний потік ексергії, у тому числі, що виходить із системи через дисипативний елемент.

При поділу ексергетичних потоків на «паливо» F_k і «продукт» P_k в підходах є істотні відмінності. Більш того, ці поняття по-різному трактуються, а, отже, розрізняються підходи і в оцінці вартості цих потоків і в самій процедурі декомпозиції.

Перший підхід передбачає виділення в схемі тільки потоків ексергії (Е модель) [57]. Другий підхід, як зазначено в роботі [7], використовує негентропію як фіктивний потік, приєднуючи його до потоку ексергії (Е-S модель). Третій підхід, запропонований в [58], використовує тільки потоки ексергії, але з поділенням їх на ентропійну та ентальпійну складові (Н–S модель). Розробляючи нові підходи до декомпозиції ексергетичних потоків в термотрансформаторах, автори [58], по суті, намагаються подолати протиріччя, пов'язане з коректною оцінкою ефективності конденсатора і цільового продукту всієї системи. Так, наприклад, обчислення «продукту» конденсатора на основі використання поняття про негентропію в якості фіктивного потоку, який приєднується до потоку ексергії, призводить до парадоксального висновку: «продукт» в конденсаторі більше, ніж його «паливо», а відповідно ККД конденсатора вище 100 %. Це протиріччя негентропійного підходу автори роботи [58] намагаються подолати, записуючи рівняння для ККД конденсатора у вигляді відношення негентропії до ентальпії, яке показує, що «продуктом» в ньому є негентропія, а «паливом» – ентальпія. В цьому випадку виникає питання: що ж є «паливом» конденсатора? Це ентальпія? Або ж все таки ексергія? На перший погляд, видається більш логічним, що для конденсатора негентропія – це «продукт», а ентальпія – це його «паливо» [54]. Як аргумент тут виступає «залізний» постулат термодинаміки, що в реальному циклі ККД елемента буде завжди менше, ніж 100 %.

Відповідь на це питання може бути отримана тільки при детальному аналізі переваг і недоліків термоекономічних *E; H-S; E-S* моделей.

В *E* і *E*–*S* моделях проводиться поділ потоків ексе ргії на термічну і механічну складові, а в *H*–*S* моделі – на ентальпійну і ентропійну складові ексергії

$$H_{i} = m_{x\pi} (i_{i} - i_{0}),$$

$$S_{i} = m_{x\pi} [T_{HC} (s_{i} - s_{0})].$$
(2.3)
У табл. 2.1 представлено порівняльний аналіз основних термоекономічних моделей формування вартості цільового продукту.

Таблица 2.1

*H-S модел*ь *E-S* модель Е модель Поділ потоків на «паливо» і «продукт» $F_k = P_k + E_{Dk} + E_{Lk}$ (2.5) $E_{Fk} = E_{Pk} + E_{Dk} (2.4)$ $F_{k} = P_{k} + L_{k}$ (2.6) Ексергія E_i представлено у вигляді суми термічної E_i^T і механічної E_i^M складових. Ексергія E_i представлена у вигляді термічної E_i^T та ме-ханічної E_i^M частин. Вво-Ексергія Е_і поділяється на ентальпійну *Н*_i та ентропійну S_i складові. диться фіктивний потік негентропії S^{нег}. «Паливо» елементу *Е*_{*к k*} – зниження ексергії при *F*_{*k}</sub> – зниження ексергії і не-</sub> F*_{*µ*} – зниження ентальпії і підвищення ентропії при прогентропії проходженні через елемент ходженні через елемент «Продукт» елементу P_{k} – підвищення ексергії і не-*Е*_{*рk*} – усі потоки ексергії, що P_{k} – підвищення ентальпії і супроводжуються збільшензниження ентропії при прогентропії в дисипативному ням ексергії при проходженні ходженні через елемент елементі через елемент Ексергетичний ККД η_{k}^{ex} элемента $\eta_k^{ex} = \frac{E_{Pk}}{E_{Fk}} (2.7)$ $\eta_k^{ex} = \frac{\overline{P_k}}{F_k} (2.8)$ Не визначається через «паливо» і «продукт» $\eta_{k}^{ex} = 1 - \frac{E_{Dk}}{F_{k}}$ (2.9) Вартісний баланс $c_{Pk}E_{Pk} = c_{Fk}E_{Fk} + Z_k (2.10)$ $c_{Pk}P_k = c_{Fk}F_k + Z_k(2.11)$ $c_{Pk}P_k = c_{Fk}F_k + Z_k(2.12)$ Вартість деструкції ексергії с_{рк} Призначається рівній Призначається рівній Вартість деструкції визначається з рівняння вартісного $c_{Dk} = c_{Fk}$ $c_{Dk} = c_{Fk}$ балансу

Порівняння основних термоекономічних моделей

Для порівняння різних за принципом декомпозиції ексергетичної потоків термоекономічних моделей нами запропоновано застосовувати єдиний методологічний підхід до визначення монетарної вартості потоків, в основі якого лежить запис вартісних балансів для потоків «продукт» і «паливо» елемента. У табл. 2.1 прийняті наступні позначення: E_{p_k} , E_{F_k} – ексергія «продукту» і «палива» в E моделі, кВт; L_k – втрати енергії від дисипативного елемента; c_{p_k} , c_{F_k} –

питома вартість «продукту» і «палива», відповідно (грн/кВт); Z_k – інвестиційна вартість обладнання.

В основі єдиного підходу до визначення вартості ексергетичних потоків лежать відомі правила P для «продукту» і F для «палива» елемента [42]. Згідно з правилом P питома вартість термічної частини ексергії дорівнює вартості її механічної частини. За правилом F вартості вхідних і вихідних потоків ексергії при проходженні через k-й елемент не змінюються і дорівнюють вартості «палива» цього елемента. При цьому вартість термічної і механічної частин можуть відрізнятися.

На сьогодні в світі прийнята методика економічної оцінки систем генерації теплоти або холоду, в якій внесок капітальної складової у вартість цільового продукту визначається з розрахунку повернення банківських інвестицій в проект. Таким чином, нівелюється внесок капітальної складової у вартість цільового продукту, що в цілому має сприяти більш інтенсивному впровадженню дорогих енергозберігаючих технологій. Інвестиційна складова у вартості продукту визначається з тих міркувань, щоб за термін експлуатації установки банку була повернута позика з урахуванням банківського відсотка [7]. Сума, яка повертається банку, знаходиться як

$$Z_{k} = a_{\mu} \overline{Z}_{k}, \qquad (2.13)$$

де \overline{Z}_{k} – базова капітальна вартість елемента;

 $a_{\rm r}$ – коефіцієнт відновлювальної вартості, який знаходиться за рівнянням

$$a_{\mu} = \frac{r(1+r)^n}{(1+r)^n - 1},$$
(2.14)

де *r* – коефіцієнт дисконтування;

n – роки експлуатації установки.

Зупинимося докладніше на деяких основних відмінностях, а також перевагах і недоліках цих моделей, які власне і привели до виникнення таких різних підходів до декомпозиції. Так в *E* моделі при переході від ексергетичного балансу (формула (2.4), табл. 2.1) до вартісному балансу (формула (2.10) табл. 2.1) деструкція ексергії E_{Dk} випадає з розгляду, тобто спостерігається невідповідність ексергетичних балансів з вартісними. Вартість деструкції при цьому призначається директивно, рівній питомої вартості «палива» елемента незалежно від природи виникнення деструкції E_{Dk} і засобів на її усунення. Це не завжди вірно, тому що E_{Dk} в одному елементі може бути обумовлена неефективністю іншого взаємопов'язаного з ним елемента. Якщо ж спробувати на основі виразу (2.4) записати вартісний баланс, вважаючи, що питома вартість деструкції рівна питомій вартості «палива» елемента, то це може привести до парадоксального висновку, що чим більше E_{Dk} , тим менше вартість продукту

$$c_{Pk}E_{Pk} = c_{Fk}(E_{Fk} - E_{Dk}) + Z_k.$$
(2.15)

Таким чином, основний недолік *E* моделі полягає в тому, що немає чіткого взаємозв'язку між ексергетичної і вартісними балансами, це не дозволяє визначити реальну вартість деструкції ексергії в елементі.

З метою усунення недоліків Е моделі була запропонована E-S модель (див. табл. 2.1), в якій при поділі потоків на «паливо» і «продукт» підходять з інших позицій. В *E-S* моделі ексергетичний баланс включає наступні потоки: ексергія «палива» елемента, ексергія «продукту» елемента, а також потоки ексергії Е_{1k}, які безповоротно покидають систему і в подальшому не беруть участь в процесі формування вартості (2.5, табл. 2.1). Останні пов'язані тільки з дисипативними елементами, які контактують з навколишнім середовищем і скидають в неї невикористану теплоту тертя, що генерується у циклі. У вартісному балансі деструкція ексергії, в залежності від методів її усунення, може розглядатися або як «паливо», або як «продукт». У першому випадку, вона пов'язана з підвищенням потужності на привід компресора і збільшенням експлуатаційних витрат. У другому випадку – це додаткові інвестиційні вкладення, спрямовані на усунення деструкції ексергії в елементі і пов'язані з його удосконаленням. Одним з недоліків Е-Ѕ моделі є складність у визначенні ККД конденсатора. Як відомо [5], оцінка ККД конденсатора, заснована на тих же принципах, що і для звичайних рекуперативних теплообмінників не має сенсу, оскільки коефект пов'язаний рисний ТУТ не підвищенням ексергії речовини. 3

В.М. Бродянським був запропонований непрямий спосіб обчислення ККД конденсатора через відношення реального ККД установки до її фіктивного ККД, при обчисленні якого приймалося, що на вхід конденсатора надходить пара, що має термічну ексергію рівну нулю.

Поява *H-S* моделі, на нашу думку, пов'язана в основному з нерозумінням принципів складання схеми декомпозиції для *E-S* моделі. Незважаючи на зовнішню схожість з *E-S* моделлю (поділ потоків ексергії *E* на ентальпійну і ентропійну частини), вона, по своєї суті, є спрощеною *E* моделлю. Однак вона при цьому втратила всі її переваги, такі як взаємозв'язок потоків системи з навколишнім середовищем (поділ потоку ексергії *E* на термічну і механічну складові), а також врахування потоку термічної ексергії після дроселя в якості його «продукту».

Від загального аналізу перейдемо до конкретного застосування кожної з розглянутих моделей на прикладі визначення вартості холоду, виробленого парокомпресорною холодильною машиною. В *Е* моделі для визначення термічної і механічної складових потоку ексергії використовуються наступні співвідношення

$$E_{i}^{M} = m_{x\pi} \left[\left(i_{i}^{M} - i_{0} \right) - T_{HC} \left(s_{i}^{M} - s_{0} \right) \right]$$
(2.16)

та

$$E_{i}^{T} = m_{x\pi} \left[\left(i_{i} - i_{i}^{M} \right) - T_{HC} \left(s_{i} - s_{i}^{M} \right) \right], \qquad (2.17)$$

де E_i^{M} – механічна частина ексергії потоку, кВт;

 E_i^T – термічна частина ексергії потоку, кВт;

 $i_{\rm hc}, s_{\rm hc}$ – ентальпія та ентропія при $T_{\rm hc}$ і тиску $P_{\rm hc}$ навколишнього середовища; $i_i^{\rm M}, s_i^{\rm M}$ – ентальпія і ентропія при $T_{\rm hc}$ і тиску P_i в характерних точках циклу, кДж/кг, кДж/(кг·К), відповідно;

*i*_{*i*}, *s*_{*i*} – ентальпії і ентропії холодоагенту в характерних точках циклу.

На *T-s* діаграмі (рис. 2.1) схематично показано знаходження параметрів холодоагенту $s_i^{\rm M} = f(T_{\rm hc}, P_i), i_i^{\rm M} = f(T_{\rm hc}, P_i), s_{\rm hc} = f(T_{\rm hc}, P_{\rm hc})$ та $i_{\rm hc} = f(T_{\rm hc}, P_{\rm hc})$.



Рис. 2.1. Цикл XM і схема визначення s_i^{M} , i_i^{M} , s_0 та i_0

Вузлові точки циклу на рис. 2.1: 1 – перегріта пара на вході в компресор; 2 – пар на вході в конденсатор; 4 – рідина на виході з конденсатора; 5 – двофазний потік на вході у випарник; 6 – пар на виході з випарника.

Оскільки термічна складова ексергії – це аналог теплоти, відведеної в ізобарному процесі (P_i = const) при зміні параметрів холодоагенту від T_i до $T_{\rm hc}$, а механічна – це робота ізотермічного розширення ($T_{\rm hc}$ = const) від P_i до $P_{\rm hc}$, відповідно до рекомендацій роботи [74], $s_i^{\rm M}$ і $i_i^{\rm M}$ знаходяться на перетині P_i = const з ізотермою $T_{\rm hc}$, а $s_{\rm hc}$ і $i_{\rm hc}$ визначаються на перетині ізобари $P_{\rm hc}$ = const з ізотермою $T_{\rm hc}$, а $s_{\rm hc}$ і $i_{\rm hc}$ визначаються на перетині ізобари $P_{\rm hc}$ = const з ізотермою $T_{\rm hc}$, а $s_{\rm hc}$ і $i_{\rm hc}$ визначаються на перетині ізобари $P_{\rm hc}$ = const з ізотермою $T_{\rm hc}$ = const (рис. 2.1).

Сумуючи рівняння (2.16) і (2.17) знаходиться повна ексергія потоку

$$E_{i} = E_{i}^{\mathrm{M}} + E_{i}^{\mathrm{T}} = m_{x\pi} [(i_{i} - i_{\mathrm{Hc}}) - T_{\mathrm{Hc}}(s_{i} - s_{\mathrm{Hc}})].$$
(2.18)

Поділ ексергетичних потоків на «паливо» і «продукт» для елементів XM на основі *Е* моделі представлено в табл. 2.2.

Оскільки в XM має місце взаємовплив втрат ексергії не тільки в послідовно розташованих елементах, але і в суміжних, то при визначенні вартості потоку робити її розрахунок послідовно від елемента до елементу, прив'язуючись до гідравлічного контуру циркуляції холодоагенту в XM, некоректно. При такому підході накопичення вартості потоку ексергії буде відображатися тільки на наступному елементі. Це є одним з «слабких» місць *E* моделі.

Компресор	Конденсатор	Дросель	Випарник	
Розрахунок E_k^T та E_k^M в елементах				
$\boldsymbol{E}_{\rm \tiny KM}^{\rm T} = \boldsymbol{E}_2^{\rm T} - \boldsymbol{E}_1^{\rm T},$	$E_{\rm kg}^{\rm T} = E_2^{\rm T} - E_{4'}^{\rm T}$	$E_{\rm gp}^{\rm T} = E_5^{\rm T} - E_4^{\rm T}$	$E_{\rm вип}^{\rm M} = E_5^{\rm M} - E_6^{\rm M}$	
$E^{\rm M}_{\rm KM}=E^{\rm M}_2-E^{\rm M}_1$	$E^{\mathrm{M}}_{\mathrm{kl}}=E^{\mathrm{M}}_{2}-E^{\mathrm{M}}_{4^{\prime}}$	$E_{\rm Ap}^{\rm M} = E_4^{\rm M} - E_5^{\rm M}$	$E_{\rm buil}^{\rm T} = E_5^{\rm T} - E_6^{\rm T}$	
Ексергія «палива» $E_{F,k}$				
$E_{F_{\rm KM}} = N_{\rm KM} + E_1^{\rm T}$	$E_{F\mathbf{k}\mathbf{q}} = E_{\mathbf{k}\mathbf{q}}^{\mathrm{T}} + E_{\mathbf{k}\mathbf{q}}^{\mathrm{M}}$	$E_{F_{\rm A}p} = E_4^{\rm T} + E_{\rm A}^{\rm M}$	$E_{F_{BH\Pi}} = E_{BH\Pi}^{\mathrm{T}} + E_{BH\Pi}^{\mathrm{M}}$	
Ексергія «продукту» E_k^P				
$E_{P_{\rm KM}} = \left(E_2^{\rm M} - E_1^{\rm M}\right) + E_2^{\rm T}$	E_{P кд = $E_w^{\text{вих}} - E_w^{\text{вх}}$	$E_{P_{\text{App}}} = E_5^{\text{T}}$	$E_{P_{\rm BHII}} = E_s^{\rm BHX} - E_s^{\rm BX}$	

Термодинамічний аналіз ХМ по Е моделі

У табл. 2.3 показано розподіл ексергетичних потоків на «паливо» і «продукт» на основі H-S і E-S моделей. Як видно з табл. 2.3, H-S модель не виділяє продукт «дроселя» і відповідно не враховує витрати, які пов'язані з процесом дроселювання в вартості холоду. З метою усунення цього недоліку авторами H-S моделі [58] запропонована UFS модель, яка відрізняється від першої додатковим поділом ентальпійного частини ексергії H на U і F складові, що дозволяє виділити «продукт» дроселя. При цьому мають місце такі залежності

$$U_{i} = m_{x\pi} (u_{i} - u_{HC}), \ F_{i} = m_{x\pi} (p_{i} v_{i} - p_{HC} v_{HC}), \ S_{i} = m_{x\pi} T_{HC} (s_{i} - s_{HC}), \ (2.19)$$

де *и*_{*i*} – внутрішня енергія;

v_i— питомий об'єм.

У табл. 2.4 представлено розподіл ексергетичних потоків по UFS моделі.

На рис. 2.2 та 2.3 показані схеми декомпозиції ексергетичної потоків при формуванні вартості холоду по *E-S* та *UFS* моделям, відповідно. На схемах прийняті наступні позначення: c_{k}^{M} , c_{s}^{T} , c_{s} – питомі вартості потоків механічної і термічної ексергії, а також негентропії, відповідно (грн/кВт); c_{Q0} , c_{EQ0} , c_{L} – питомі вартості виробленого холоду, ексергії холоду і втрат в навколишнє середовище; c_{e} – тарифна вартість електроенергії, грн/(кВт·год); τ – час експлуатації електроприводу за рік, год. Вартості ексергії визначаються з вартісних балансів (2.10), (2.11) і (2.12) на основі викладених вище моделей поділу ексергетичних потоків на «паливо» і «продукт».

114 Таблиця 2.3

Н-Ѕ модель	Е-Ѕ модель			
Ексергетичний баланс компр	copa: $E_{D_{\rm KM}} = N_{\rm KM} + E_1 - E_2$ (2.20)			
Поділ на «паливо» і «продукт» потоків Е в компресорі				
	Враховуючи, що $E_{D,\kappa M} = T_{\mu c} (S_2 - S_1)$ запишемо			
E = N + H - H - T (S - S)	(2.20) у вигляді $T_{\mu\nu}(S_2 - S_1) = N_{\mu\nu} + E_1 - E_2$ або			
$E_{D_{\rm KM}} = N_{\rm KM} + H_1 - H_2 - I_{\rm Hc}(S_1 - S_2)$	$0 = (N_{\rm KM} + T_{\rm HC}(S_1 - S_2)) - (E_2 - E_1).$			
$E_{D_{\rm KM}} = [N_{\rm KM} + T_{\rm Hc}(S_2 - S_1)] - (H_2 - H_1)$	$S_{\rm KM}^{\rm Her} = T_{\rm Hc}(S_1 - S_2) - {\rm Herentponis}$			
«Паливо» та «пр	содукт» компресора			
$F_{\rm KM} = [N_{\rm KM} + T_{\rm Hc}(S_2 - S_1)] = N_{\rm KM} + S_{\rm KM}$ Ta	$F_{\rm rel} = (N_{\rm rel} + S_{\rm rel}^{\rm Her})$ и			
$P_{\rm KM} = \left(H_2 - H_1\right) = H_{\rm KM}$	$P_{\mathrm{int}} = (E_2 - E_1) = E_{\mathrm{int}}^{\mathrm{T}} + E_{\mathrm{int}}^{\mathrm{M}}$			
Ексергетичний баланс конденсатора: $E_{D_{KT}} = E_2 - E_{A'} - E_0$ (2.21)				
Поділ на «паливо» і «продукт» потоків Е в конденсаторі				
	$E_{D_{\mathrm{KR}}} = Q_{\mathrm{K}} (1 - \theta_{\mathrm{K}}) - T_{\mathrm{Hc}} (S_2 - S_{4'}),$			
E + E = (H - H) - T (S - S)	$E_{Q_{\kappa}} = Q_{\kappa} \Theta_{\kappa}$, (2.22). Запишемо			
$D_{\mathrm{K}\mathfrak{q}} : D_{\mathbb{Q}_{\mathrm{K}}} (12) = 14^{-1} + 16 (2) = 24^{-1} + 16 (2) = 14^{-1} + 1$	$Q_{\kappa}(1-\Theta_{\kappa})-T_{\mu c}(S_{2}-S_{4'})=E_{2}-E_{4'}-Q_{\kappa}\Theta_{\kappa},$			
	так як $S_{\text{кд}}^{\text{her}} = T_{\text{hc}} (S_{4'} - S_2)$, то $Q_{\text{k}} = E_2 - E_{4'} - S_{\text{kg}}^{\text{her}}$			
«Паливо» і «про	дукт» конденсатора			
$F_{\rm ka} = (H_2 - H_{4'}) = H_{\rm ka}, P_{\rm ka} = T_{\rm hc} (S_2 - S_{4'}) = S_{\rm ka}$	$F_{_{\mathrm{K}\!\mathrm{I}}} = E_{_2} - E_{_{4'}} = E_{_{\mathrm{K}\!\mathrm{I}}}^{^{\mathrm{T}}} + E_{_{\mathrm{K}\!\mathrm{I}}}^{^{\mathrm{M}}}, \ P_{_{\mathrm{K}\!\mathrm{I}}} = S_{_{\mathrm{K}\!\mathrm{I}}}^{^{_{\mathrm{H}\mathrm{er}}}}$			
Ексергетичний баланс др	оселя: $E_{D_{\text{Др}}} = E_4 - E_5$ (2.23)			
Поділ на «паливо» і «пр	одукт» потоків Е у дроселі			
	$T_{_{\rm Hc}}(S_5 - S_4) = E_4 - E_5 = -E_{_{\rm AP}}^{_{\rm T}} + E_{_{\rm AP}}^{^{\rm M}}$			
$E_{D_{\rm AD}} = (H_4 - H_5) + T_{\rm Hc}(S_5 - S_4)$	$S_{_{\rm др}}^{_{\rm Her}} = T_{_{\rm Hc}}(S_4 - S_5)$, тоді $0 = E_{_{\rm дp}}^{\rm M} + S_{_{\rm дp}} - E_{_{\rm дp}}^{\rm T}$			
«Паливо» і «про	дукт»дроселя (2.24)			
При такому поділі у дроселі немає продукту.	$F_{\rm up} = E_{\rm up}^{\rm M} + S_{\rm up}^{\rm Her},$			
Для вирішення цього завдання автори вво-	$p = F^{\mathrm{T}}$			
дять UFS метод поділу.				
Ексергетичний баланс випарника: $E_{\text{Deun}} = E_5 - E_6 + E_{Q0}$ (2.25)				
Поділ на «паливо» і «про	дукт» потоків E в випарнику			
	$E_{\text{Deun}} = T_{\text{Hc}}(S_6 - S_5) - Q_0(1 - \theta_0).$			
$E_{\mathrm{p}} = T_{\mathrm{r}} \left(S_{\mathrm{c}} - S_{\mathrm{c}} \right) - \left(H_{\mathrm{c}} - H_{\mathrm{c}} + E_{\mathrm{c}} \right)$	Запишемо (2.26) як $T (S - S) - Q (1 - \theta) - E - E + Q \theta$			
$Deun + C = 6 = 57 = 6 = 5 Q_0 f$	$I_{\rm Hc}(S_6 - S_5) - Q_0(1 - O_0) - E_5 - E_6 + Q_0O_0,$ Bray opvious up S ^{Her} - T (S - S) pullulates			
	$0 = [E - E + S^{\text{Her}}] - [-O]$			
$(\Box_{2} \Box_{B} \Box_{$				
$F_{} = T_{}(S_{c} - S_{c}) = S_{}, \qquad F_{} = [E_{c} - E_{c} + S^{\text{Her}}]$				
$P = (H_1 - H_2) + F_2 = H_1 + F_2$	$P = \begin{bmatrix} -O \end{bmatrix}$			
вип $(-6 -5) - 20$ - вип -20	⊢ _{вип}			

Порівняльний аналіз *H-S* та *E-S* моделей

	«Паливо»	«Продукт»
Компресор	$\left(N_{_{ m KM}}+S_{_{ m KM}} ight)$	$\left(U_{_{ m KM}}+F_{_{ m KM}} ight)$
Конденсатор	$\left({{U}_{_{\mathrm{K}\!\mathrm{I}}}} + {F_{_{\mathrm{K}\!\mathrm{I}}}} ight)$	$S_{_{ m KZ}}$
Дросель	$\left(U_{_{\mathrm{AP}}}+S_{_{\mathrm{AP}}}\right)$	$F_{_{ m extsf{gp}}}$
Випарник	$S_{_{ m BU\Pi}}$	$\left(U_{_{\mathrm{BH}\Pi}} + F_{_{\mathrm{BH}\Pi}} \right) + E_{\mathcal{Q}_0}$

Розділення потоків на «паливо» і «продукт» для XM на основі UFS моделі



Рис. 2.2. Ексергоекономічні та вартісні зв'язки між елементами схеми за *E-S* моделлю



Рис.2.3. Ексергоекономічні та вартісні зв'язки між елементами схеми за UFS моделлю

Видно, що як в *E-S* (рис. 2.2), так і в *UFS* моделі (рис. 2.3) визначається «продукт» дроселя. Однак, незважаючи на зовнішню схожість, все ж є істотні відмінності. Так *E-S* модель крім капітальної складової враховує також негативний ефект від збільшення термічної ексергії після дроселя, за який «розплачується» вся XM у вигляді збільшення вартості виробленого холоду. У *UFS* та *E* моделях деструкція ексергії не враховується при формуванні вартості цільового продукту системи, а «паливо» і «продукт» визначаються за принципом зменшення або збільшення ексергії при проходженні через елемент. У цьому полягає їх основна відмінність від *E-S* моделі, в якій втрати в гідравлічному контурі також беруть участь у формуванні вартості. При цьому *E-S* модель вимагає проведення функціонального аналізу системи з чітким виділенням або призначенням цільового процесу елемента, що, незважаючи на ускладнення схеми декомпозиції, є її перевагою [59].

У низькотемпературних установках теплота, яка виділяється внаслідок узагальненого тертя, повинна бути відведена в навколишнє середовище. Міні-

мальна робота, яка необхідна для передачі теплоти тертя з температурного рівня виробництва холоду на рівень навколишнього середовища, – є ексергія тертя. Деструкція ексергії внаслідок тертя на температурному рівні вироблення холоду завжди більше, ніж витрати потужності приводу компресора на подолання тертя. Таким чином, додаткова витрата енергії в компресорі пов'язана не тільки з витратою потужності на подолання тертя, але і з витратою на передачу теплоти тертя на температурний рівень навколишнього середовища. При цьому система здійснює свого роду роботу по «очищенню» від теплоти тертя, що генерується в циклі. Процес «очищення» відбувається оборотним шляхом переходу системи від стану з меншою ймовірністю в стан з більшою ймовірністю (рівновага з навколишнім середовищем). Для здійснення роботи «очищення» витрачається ентропійний компонент ексергії [$-T_{\rm нс}(s_i - s_0)$]. З позицій термоекономічного аналізу «очищення» системи проводиться через дисипативний елемент, тому витрати на неї лягають не тільки на компресор, але і на конденсатор.

При чисельній реалізації зазначених термоекономічних моделей використовувалися результати структурного термодинамічного аналізу XM, проведеного автором в роботах [60, 61]. Охолодження установки в розрахунковому режимі становить 15,5 кВт. Як варійовані параметри приймалися величина перегріву у випарнику, а також капітальні витрати. Збільшення перегріву в випарнику призводило до зниження всіх витратних характеристик XM ($Q_0, Q_{\rm K}, N_{\rm KM}, m_{\rm XR}$), однак сумарна деструкція в XM при цьому збільшувалася. Зміна капітальних витрат досягалася шляхом варіювання терміну погашення банківського кредиту, величина *n* в рівнянні (2.14). Вартість електроенергії приймалася рівною 0,25 грн/(кВт год).

На рис. 2.4 показані залежності вартостей продукту випарника від втрат ексергії в ньому, отримані на основі зазначених вище моделей.

Слід зазначити, що *E-S* модель дозволяє визначити не тільки вартість ексергії холоду, як всі інші моделі, але і обчислити вартість цільового продукту, а саме, виробленого холоду Q_0 (рис. 2.4, залежність 2).



1 — вартість E_{Q0} (*E*-*S* модель); 2 — вартість Q_0 (*E*-*S* модель); 3 — вартість E_{Q0} (*UFS* модель); 4 — вартість E_{Q0} (*E* модель)

Рис. 2.4. Питома вартість продукту випарника *с*_{*Рвип} при банківському кре-*диті на 1 рік (суцільна лінія) та 10 років (штрихпунктирна лінія)</sub>

При зменшенні терміну погашення банківського кредиту до 1 року спостерігається збільшення вартості ексергії холоду отриманої за всіма трьома моделями (рис. 2.4). При низькому значенні деструкції ексергії у випарнику питома вартість ексергії холоду c_{EOO} по E-S моделі помітно вище за величиною, однак її характер схожий з характером залежності с_{ЕОО} по Е моделі. Результати, отримані за UFS та Е моделям, збігаються тільки при низьких втратах ексергії в системі, тобто коли, установка працює в штатному режимі. Однак при збільшенні деструкції ексергії у випарнику спостерігається різке зростання вартості E_{O0} по UFS моделі. Це свідчить про те, що дана модель не враховує «очищення» системи від теплоти, що генерується внаслідок тертя. Ця надлишкова теплота накопичується у вигляді додаткової вартості ексергії холоду при збільшенні сумарних ексергетичної втрат в XM. На рис. 2.5 наведено вартість деструкції ексергії Е_{Дсум}, яку отримано за трьома моделями. Видно, що UFS модель дає різке зростання вартості деструкції, що підтверджує припущення про накопичення додаткової вартості за рахунок наявності теплоти тертя і свідчить про можливу неадекватність UFS моделі стосовно для аналізу XM.



Рис. 2.5. Вартість сумарної деструкції ексергії в XM за 1 рік її експлуатації при банківському кредиті на 10 років, яка розрахована за різними моделями

На рис. 2.6 показано питомі вартості деструкції ексергії в основних елементах XM в залежності від втрат ексергії в випарнику, які отримано на основі E-S та E моделей. Вартість деструкції ексергії в кожному елементі C_{Dk} , що розрахована на основі E моделі, визначається за вартістю «палива» кожного елемента, яка, в свою чергу, безпосередньо залежить від вартості споживаної електроенергії і величини деструкції ексергії в елементі. Капітальна вартість конденсатора в цій моделі не бере участь у формуванні вартості потоку ексергії і, відповідно, не впливає на вартість деструкції в кожному елементі.

На відміну від *E* моделі *E-S* модель дозволяє сформувати вартість деструкції ексергії з вартісного балансу. В цьому випадку вона дорівнює вартості негентропії для кожного елемента ($C_{Dk} = c_s \cdot S_k^{\text{Her}}$). Таким чином, C_{Dk} , згідно *E-S* моделі, формується в конденсаторі при врахуванні його капітальної вартості, тому характер залежності C_{Dk} від E_{DBHII} для компресора, конденсатора і дроселя (крива 1, рис. 2.6, *a*, *б*, *в*) істотно відрізняються від результатів, отриманих по *E* моделі. Винятком є випарник, де характер кривих 1 і 2 однаковий. Це пов'язано з тим, що, випарник має тільки ендогенну складову деструкції ексергії і E_{DBHII} не залежить від досконалості інших елементів, як було зазначено нами в роботі [60].



1 - E-S модель; 2 - E модель

Рис. 2.6. Вартості деструкції в залежності від втрат ексергії в випарнику:

а – конденсатора; б – компресора; в –дроселя; г – випарника

На рис. 2.7 показана залежність відношення вартості продукту конденсатора $C_{P_{\text{K}\text{Д}}} = c_s \cdot S_{\text{K}\text{R}}^{\text{нег}}$ до вартості ексергії на вході в систему $C_{F_{\text{B}\text{X}}} = c_e \cdot \tau \cdot N_{\text{K}\text{M}}$ від сумарної деструкції ексергії $E_{D,\text{сум}}$ при банківському кредиту на 1 рік та 10 років.



Рис. 2.7. Залежність *С*_{*Pкд*}/*С*_{*Fвх*} от *E*_{*Dсум*} при банківському кредиті на 1 рік та 10 років, яка отримана на основі *E-S* моделі

120

Видно, що істотний вплив на вартісні показники, які отримані по *E-S* моделі, надають капітальні складові елементів. Це пояснюється тим, що при «очищенні» системи від невикористаної теплоти тертя витрачаються не тільки експлуатаційні кошти у вигляді витрати електроенергії, а й капітальні витрати у вигляді амортизації, спрямовані на усунення деструкції в системі.

На основі принципу побудови відомої ексергетичної потокової діаграми Грассмана, запропонована діаграма негентропійних та ексергетичних потоків, що ілюструє результати термоекономічного функціонального аналізу холодильної машини із застосуванням *E-S* моделі (Додаток А).

2.2. Порівняльний аналіз термоекономічних моделей парокомпресорної теплонасосної установки

На відміну від холодильної машини, для якої, як відомо, немає альтернативи у виробництві холоду, вироблення тепла теплонасосною установкою завжди буде альтернативою в порівнянні з традиційним способом, який засновано на спалюванні органічного палива. У зв'язку з цим, при виборі нетрадиційного способу опалення проблема визначення вартості тепла з урахуванням термодинамічної ефективності ТНУ набуває особливої значимості, оскільки від вартості виробленого установкою теплової енергії безпосередньо залежать масштаби впровадження ТНУ в Україні.

Як зазначалося раніше, термоекономічні моделі можна поділити на два типи. Перший тип – це моделі, в основі яких лежить фізична структура установки (топологія схеми). Основним їх обмеженням є складність врахування впливу на вартість цільового продукту установки дисипативного елемента, яким є конденсатор, наприклад, у холодильної машини або у паросилової установки. У таких моделях дисипативний елемент випадає з розгляду і фактично не бере участі в процесі формування вартості всієї установки, або його внесок описується спрощено [8, 57]. Другий тип термоекономічних моделей заснований на уявленні топології схеми установки у вигляді виробничої структури (функціональної схеми). Функціональна схема графічно відображає напрямок розподілу ексергетичних потоків в установці при виробництві цільового продукту. На функціональній схемі показується як фактичне обладнання, в якому відбувається обмін речовиною, так і фіктивні елементи, через які проходять штучні (фіктивні) потоки. Фіктивні потоки дозволяють розглядати енергетичні взаємодії між елементами лише в термомеханічних межах (зміни термічної і механічної складових ексергії). Чим глибше концептуальне розподілення системи на елементи і складові ексергетичних потоків, тим точніше описується процес формування ексергетичної вартості цільового продукту. Наприклад, поділ на функціональній схемі термотрансформатору фізичної ексергії на ентальпійну і ентропійну частини (див. підрозділ 2.2.). Як і при термоекономічному аналізі ХМ, суб'єктивний підхід до розподілу витрат в ТНУ полягає в можливій двозначній оцінці цільового продукту конденсатора. Пояснимо призначення конденсатора ТНУ з позицій термоекономічного функціонального аналізу. На відміну від парокомпресійних холодильних циклів, де функціональне призначення конденсатора полягає в «закритті» циклу, тобто забезпеченні найменшого значення ентропії робочого тіла в циклі шляхом відведення тепла в навколишнє середовище, в конденсаторі ТНУ корисним продуктом є саме нагрів теплоносія. Однак при цьому в навколишнє середовище відводиться потік з фактично нульовим вмістом ексергії. Отже, якщо використовувати перший тип термоекономічних моделей, вартість такого ексергетичного потоку буде мала. Крім того, використовуючи таку термоекономічну модель складно врахувати енергетичні та неенергетичні витрати, пов'язані з процесом передачі теплоти від холодоагенту до навколишнього середовища (зовнішнього повітря). Таким чином, застосування тільки поняття ексергії, як головної міри якості енергії, часто не достатньо для адекватного опису процесу формування вартості цільового продукту термотрансформатору. Використання моделей другого типу дозволяє розподілити витрати на нагрів теплоносія між іншими елементами системи пропорційно зміні ексергії потоку холодоагенту в конденсаторі. Як критерій розподілу витрат тут використовується поняття негентропії, що теж може піддаватися критиці. Таким чином, можна сказати, що питання формування вартості цільового продукту ТНУ і вибору критерію для розподілу витрат у ньому багато в чому ще є дискусійними.

Нижче представлений порівняльний аналіз існуючих термоекономічних моделей ТНУ, які використовуються для опису процесу формування вартості виробленого тепла.

Зупинимося докладніше на деяких основних відмінностях, а також перевагах і недоліках відомих термоекономічних моделей стосовно до задачі формування вартості цільового продукту ТНУ. Відзначимо, що всі моделі ТНУ, як і XM, засновані на рівняннях ексергетичного балансу, записаних для кожного елемента установки (2.1).

Ексергетичний ККД елемента визначається по (2.7)-(2.9).

Питому вартість «продукту» елемента можна записати, як [8, 57]

$$c_{Pk} = c_{Fk} k_k + k_{Zk} , \qquad (2.27)$$

де k_k – ексергетична вартість потоку (величина зворотна ексергетичної ККД);

 k_{Zk} – питомі капітальні витрати на елемент, віднесені до його «продукту», які визначаються як

$$k_{zk} = \frac{Z_k}{P_k}, \qquad (2.28)$$

Однак при поділі ексергетичних потоків на «паливо» і «продукт» в моделях ТНУ, як і в ХМ, є істотні відмінності [8]. Так в E моделі використовується фізична структура установки, при цьому ексергетичний баланс для елемента записується по ексергії входу і виходу. В *H-S* моделі використовується функціональна схема із застосуванням блоків комунікаторів, при цьому потік ексергії, як було показано вище, розділяється на ентальпійну і ентропійну частини. *E-S* модель заснована на понятті про негентропію. При складанні функціональної схеми використовуються блоки-комунікатори з поділом потоку ексергії на термічну і механічну складові.

Зупинимося докладніше на *H-S* моделі. Поділ ексергетичних потоків на «паливо» і «продукт» для ТНУ на основі *H-S* моделі наведено в табл. 2.6.

Поділ ексергетичних потоків на «паливо» і «продукт»

Елемент	Ексергетичний баланс	«Паливо»	«Продукт»
КМ	$\begin{split} E_{D_{\mathrm{KM}}} &= N_{\mathrm{KM}} + H_1 - H_2 - \\ &- T_{\mathrm{Hc}} \bigl(S_1 - S_2 \bigr) \end{split}$	$E_{F_{\rm KM}} = \left[N_{\rm KM} + T_{\rm hc} \left(S_2 - S_1 \right) \right]$	$E_{P_{\mathrm{KM}}} = \left(H_2 - H_1\right)$
КД	$\begin{split} E_{D_{\rm KR}} &= \left(H_2 - H_4 \right) - \\ &- \left(T_{\rm Hc} \left(S_2 - S_4 \right) + E_{Q_k} \right) \end{split}$	$E_{F_{\mathrm{K}\mathrm{R}}} = \left(H_2 - H_4\right)$	$E_{P_{\rm KQ}} = T_{\rm Hc} (S_2 - S_4) + E_{Q_{\rm K}}$
ДР	$E_{D_{\rm AD}} = (H_4 - H_5) + T_{\rm Hc} (S_5 - S_4)$	$E_{F_{\rm AD}} = (H_4 - H_5) + T_{\rm Hc} (S_5 - S_4)$	
ВИП	$\begin{split} E_{D_{\text{ВИП}}} = T_{\text{Hc}} \Big(S_6 - S_5 \Big) - \\ - \Big(H_6 - H_5 - E_{\mathcal{Q}_0} \Big) \end{split}$	$E_{F_{BUIT}} = T_{Hc} (S_6 - S_5) + E_{Q_0}$	$E_{P_{BMII}} = \left(H_6 - H_5\right)$

по Н-Ѕ моделі для ТНУ

Вузлові точки циклу представлені вище на рис. 2.1.

З таблиці випливає, що в *H-S* моделі не виділяється продукт «дроселя» і відповідно не враховуються витрати, що пов'язані з процесом дроселювання в вартості цільового продукту термотрансформатору. Для усунення цього недоліку авторами *H-S* моделі [58], як і для XM, використовується *UFS* модель, яка відрізняється від першої додатковим поділом ентальпійної частини ексергії *H* на складові *U* (внутрішня енергія) і *F* (робота потоку), що визначаються за (2.19).

На рис. 2.8 показано схему декомпозиції ексергетичних потоків при формуванні вартості тепла по *UFS* моделі для ТНУ.

Правила розподілу потоків *S* залишаються незмінними: зменшення ентропії є «продуктом» елемента. Що стосується потоків *U* і *F*, то поділ на «паливо» і «продукт» відбувається за принципом – збільшення u_i і p_iv_i в термодинамічному процесі відносять до «продукту», а зменшення цих параметрів – до «палива».



Рис. 2.8. Схема декомпозиції ексергетичної потоків по UFS моделі

Зауважимо, що *H-S* модель може бути успішно використана для аналізу тепло-технологічних схем, в яких відсутній процес дроселювання.

Визначення вартості потоків проводиться за рівнянням (2.27), при цьому розрахунок починається з елемента, яке споживає електричну енергію (компресор). Вартість «палива» для компресора приймається рівною вартості електроенергії, а вартість потоку $S_{\rm KM}$ в першій ітерації прирівнюється нулю. Після визначення вартості потоку $S_{\rm Kd}$, як «продукту» конденсатора, вартість «палива» компресора уточнюється. Питома вартість потоку ексергії \bar{c}_{EQk} визначається як вартість «продукту» конденсатора \bar{c}_{Pkn} і рівна питомій вартості потоку \bar{c}_{Skn} :

$$\bar{c}_{EQk} = \bar{c}_{P\kappa\mu} = \bar{c}_{S\kappa\mu} = \frac{c_{F\kappa\mu}k_{\kappa\mu} + k_{Z\kappa\mu}}{\tau}, \qquad (2.29)$$

На відміну від *UFS* моделі формування вартості цільового продукту та ексергетичних потоків в кожному елементі ТНУ по E моделі проводиться по ходу руху холодоагенту в гідравлічному контурі (рис. 2.9). В основу E моделі покладено SPECO-метод ексергоекономіки [2, 62].



Рис. 2.9. Схема ексергетичних потоків в ТНУ на основі Е моделі

Система рівнянь для визначення питомих вартостей кожного потоку ексергії, що входить і виходить з елемента, записується в такий спосіб:

$$c_{1}E_{1} + c_{11}E_{11} + Z_{\rm KM} = c_{2}E_{2} c_{2}E_{2} + c_{7}E_{7} + Z_{\rm KR} = c_{4}E_{4} + c_{8}E_{8} c_{4}E_{4} + Z_{\rm Ap} = c_{5}E_{5} c_{5}E_{5} + c_{9}E_{9} + Z_{\rm BMI} = c_{1}E_{1} + c_{10}E_{10}$$

$$(2.30)$$

При цьому $c_2 = c_4 = c_4$, $c_{10} = 0$, $c_{11} = \frac{c_e \tau N_{_{\rm KM}}}{E_{11}}$, $c_7 = \frac{c_e \tau N_{_{\rm B}}}{E_7}$ і $c_9 = \frac{c_e \tau N_{_{\rm H}}}{E_9}$.

Права частина рівнянь (2.30) – це сумарні витрати, пов'язані з «паливом» елемента, а ліва – вартість його «продукту».

Для визначення питомої вартості цільового продукту ТНУ, а саме ексергії теплового потоку, використовується наступне співвідношення

$$\overline{c}_{EQ_{\kappa}} = \frac{c_8 E_8}{E_{Q_{\kappa}} \tau}.$$
(2.31)

Автори *E* моделі при формуванні вартості цільового продукту ТНУ дещо відійшли від встановлених ними раніше правил для «палива» і «продукту» елемента [2]. Так, наприклад, розглядаються вхідні потоки ексергії в якості «палива», а вихідні – в якості «продукту». Тим часом, за правилом *F* «паливом» є зменшення ексергії при проходженні через елемент, а «продуктом» – збільшення ексергії в елементі. Має місце також відступ від правил присвоєння вартості ексергетичним потокам. Так, в дроселі відбувається зниження ексергії, отже, він не має продукту, і потоки ексергії E_4 та E_5 , згідно з правилом F, є «паливом», а значить c_4 має дорівнюватися c_5 . Однак, при визначенні вартості потоків ексергії в дроселі ТНУ автори роботи [2] користуються правилом P для «продукту» і записують такий вираз

$$c_5 = \frac{c_4 E_4 + Z_{\rm Ap}}{E_5}.$$
 (2.32)

Згідно схеми поділу ексергетичних потоків на «паливо» і «продукт», яку використовують автори в моделі, на нашу думку, важко коректно визначити ексергетичний ККД елементів ТНУ. Так, наприклад [62], ексергетичний ККД випарника, обчислений як $\eta_{wm} = \frac{E_6 + E_{10}}{E_5 + E_9}$, не дає уявлення про термодинамічну досконалість теплообмінника і, в принципі, не придатний для практики. Призначення будь-якого теплообмінника полягає в тому, щоб передавати тепло від гарячого теплоносія до холодного. З цієї причини його досконалість має оцінюватися двома величинами: 1) кількістю переданої ексергії (теплоти); 2) кількістю витраченої ексергії на передачу теплоти [63]. Величина $\eta_{вип}$ в даному випадку наближається до 1 та ні як не характеризує ані кількості переданої ексергії, ані кількості витраченої ексергії. Слід зазначити, що при використанні *E* моделі для термоекономічного аналізу холодильної машини, що має ті ж елементи, що і ТНУ, автори [62] звертаються до традиційних для SPECO-методу правилам *F* і

Р поділу потоків на «паливо» і «продукт».

Спільним недоліком розглянутих вище термоекономічних моделей є те, що вартість деструкції не бере участі у вартісному балансі, а призначається директивно за вартістю «палива» елемента. Нам здається, що для опису процесу формування вартості цільового продукту XM або THУ, деструкція ексергії повинна визначається з рішення рівнянь вартісних балансів, також як і вартість ексергетичної потоків.

Головна відмінність *E-S* моделі від *E* та *UFS* моделей, полягає в тому, що при складанні функціональної схеми нарівні з ексергією *E* (працездатна частина енергії) розглядається і непрацездатна її частина у вигляді потоків, що беруть

участь в процесі формування вартості цільового продукту всієї системи [7]. Як відомо [5, 6], працездатна частина енергії здійснює в циклі корисну роботу, а непрацездатна (втрати, що характеризуються підвищенням ентропії) входить як баласт в продукт системи і відводиться з циклу через дисипативний елемент (конденсатор) до споживача в разі ТНУ, або ж в навколишнє середовище в разі ХМ. Автором дисертаційної роботи відзначається [8, 64], що при формуванні вартості цільового продукту непрацездатна частина енергії розглядається в якості фіктивного потоку, який приєднується до потоку ексергії, що входить в елемент як «паливо» або виходить з нього як «продукт» в залежності від функціонального призначення елемента в системі. У такому випадку рівняння балансу слід записувати як (2.6). Для дисипативних елементів, таких як конденсатор ТНУ, $L_k \neq 0$. Однак цей потік йде з системи і надалі не бере участі в процесі формування вартості цільового продукту, тому його вартість прирівнюється нулю. Для всіх інших елементів системи $L_k = 0.3$ (2.6) випливає, що «паливом» і «продуктом» елемента можуть бути як ексергетичні, так і фіктивні потоки. При поділі ексергетичних потоків на «паливо» і «продукт» використовуються відомі правила ексергоекономічного аналізу (F та P) [2], згідно з якими будьяке зменшення ексергії є «паливом», а збільшення – «продуктом» елемента. Складніша справа з фіктивними потоками, оскільки при поділі на «паливо» і «продукт» необхідно визначити, який елемент і в якому обсязі «розплачується» за втрати в інших елементах. Так, наприклад, для компресора «паливом» є механічна енергія, однак на ексергетичну і економічну вартість його «продукту» також впливає ефективність конденсатора. Щоб врахувати цей взаємозв'язок вводиться потік негентропії $S^{\text{нег}}$, рівний за величиною і протилежний за знаком деструкції ексергії в компресорі. Отже, він повинен бути направлений з конденсатора в компресор в якості «палива». Аналогічно розподіляються потоки негентропії в якості «палива» для дроселя і випарника. Слід зазначити, що з точки зору реальної експлуатації установки ХМ і ТНУ потік негентропії не має ніякого фізичного сенсу, однак він важливий при визначенні витрат на усунення деструкції в елементах.

Таким чином, при розробці термоекономічних моделей як XM, так і THУ, що використовують негентропію поряд з ексергією, приймається, що потік негентропії завжди є продуктом конденсатора. Підставою для цього служить той факт, що в конденсаторі, в першу чергу, необхідно здійснити процес конденсації холодоагенту, який відбувається зі зменшенням ентропії, а теплота, відведена від конденсатора, тут може розглядатися як супроводжуючі цей процес втрати в навколишнє середовище.

Поділ потоків ексергії і негентропії на «паливо» і «продукт» для теплонасосної установки може бути представлено в наступному вигляді (табл. 2.7).

Таблиця 2.7

Елемент ТНУ	«Паливо»	«Продукт»
Компресор	$F_{\rm KM} = \left(N_{\rm KM} + T_{\rm Hc}\left(S_1 - S_2\right)\right) = N_{\rm KM} + S_{\rm KM}^{\rm Her}$	$P_{\rm im} = \left(E_2 - E_1\right) = E_{\rm im}$
Конденсатор	$F_{\mathrm{kg}}=ig(E_2-E_4ig)=E_{\mathrm{kg}}$	$P_{\rm kr} = T_{\rm oc} (S_4 - S_2) = S_{\rm kr}^{\rm Her}, L_{\rm kr} = Q_{\rm k}$
Дросель	$F_{\rm dp} = (E_4 - E_5) + T_{\rm hc} (S_4 - S_5) = E_{\rm dp} + S_{\rm dp}^{\rm her}$	_
Випарник	$F_{\rm BMII} = E_5 - E_6 + T_{\rm Hc} (S_5 - S_6) = E_{\rm BMII} + S_{\rm BMII}^{\rm Her}$	$P_{\rm BMII} = \left[-Q_0\right]$

Поділ на «паливо» і «продукт» потоків ексергії і негентропії для елементів ТНУ

На рис. 2.10 показана функціональна схема ТНУ з виділенням на ній потоків ексергії і негентропії з урахуванням вартісних показників. На рисунку прийняті наступні позначення: c_k – питома вартість потоку ексергії; c_{sk} – питома вартість потоку негентропії.

Потоки *E* і *S*^{нег} (рис. 2.10) спрямовані в протилежних напрямках в сторону зменшення ексергії і негентропії холодоагенту від елемента до елемента ТНУ. Всі вихідні з елементів потоки ексергії і негентропії відносяться до «продукту», а вхідні – до «палива» елемента. Оскільки в ТНУ процес дроселювання відбувається на температурному рівні вище температури навколишнього середовища, то в цьому випадку дросель перетворюється в елемент установки, що не має продукту у вигляді термічної ексергії, як в ХМ. Отже, щоб дросель брав участь в процесі формування вартості цільового продукту ТНУ його необхідно розглядати спільно з випарником як єдиний елемент, який має продукт у вигляді потоку тепла від низькопотенційного джерела. Знак (+) на рис. 2.10 означає, що всі потоки, пов'язані з дроселем, приєднуються до випарника.



Рис. 2.10. Функціональна схема ТНУ з урахуванням вартісних показників на основі *E-S* моделі

Слід зазначити, що використання негентропійного підходу для XM не викликає ускладнень, оскільки її цільової продукт (холод) відводиться до споживача через випарник, який не є дисипативним елементом. На відміну від XM для THУ має місце інша ситуація. Цільовим продуктом THУ, який в дійсності використовується споживачем, є відведена від дисипативного елемента теплота. У цьому полягає основне протиріччя негентропійного підходу до поділу потоків на «паливо» і «продукт», так як конденсатор в цьому випадку має два «продукти» (ексергію теплоти і негентропію), а випарник – жодного. Щоб уникнути помилок при складанні функціональної схеми цільовим продуктом THУ слід вважати відбір тепла від низькопотенційного джерела у випарнику [64]. В цілому це можливо через те, що для THУ важливо забезпечити ефективний як в енергетичному, так і в економічному відношенні відбір теплоти від низькопотенційного джерела, а підвод теплоти до приймача (споживачеві) вже обумовлений самим ходом здійснення термодинамічного циклу 131

$$C_{IIII} = c_{Q_0} Q_0. \tag{2.33}$$

Нижче наведено алгоритм визначення вартості потоків ексергії і негентропії в ТНУ. Вартісний баланс ексергетичних і матеріальних потоків для ТНУ має вигляд, такий же як і для XM (2.12, табл. 2.1).

Згідно (2.12), з урахуванням правила *P* [2], визначаємо питому вартість ексергетичного «продукту» компресора

$$c_{\rm KM} = \frac{c_{\rm e} \tau N_{\rm KM} + c_{\rm s\,KM} S_{\rm KM}^{\rm Her} + Z_{\rm KM}}{E_{\rm KM}} \,.$$
(2.34)

У першому наближенні вартість негентропії приймається рівною 1, в подальшому уточнюється в ході ітерацій.

Ексергетичні вартості інших елементів ТНУ визначається як

$$c_{\rm kg} = c_{\rm gp} = c_{\rm hen} = \frac{c_{\rm km} E_{\rm km}}{\left(E_{\rm kg} + E_{\rm gp} + E_{\rm BHI}\right)}.$$
 (2.35)

Для конденсатора вартість негентропії записується як вартість «продукту» елемента

$$c_{\rm skg}S_{\rm kg}^{\rm Her} = c_{\rm kg}E_{\rm kg} + c_{\rm e}\tau N_{\rm B} + Z_{\rm kg} \,. \tag{2.36}$$

Питома вартість потоків негентропії знаходиться за виразом

$$c_{_{SKM}} = c_{_{SDP}} = c_{_{SBU\Pi}} = \frac{c_{_{SKA}} S_{_{KA}}^{^{Her}}}{\left(S_{_{KM}}^{^{Her}} + S_{_{AP}}^{^{Her}} + S_{_{BU\Pi}}^{^{Her}}\right)}.$$
 (2.37)

При визначенні вартості цільового продукту установки (холод) вартісні потоки ексергії і негентропії, а також капітальні витрати, пов'язані з дроселем, розглядаються в якості «палива» випарника

$$C_{\rm LI\Pi} = c_{\rm BHII} E_{\rm BHII} + c_{\rm AP} E_{\rm AP} + c_{\rm e} \tau N_{\rm H} + c_{\rm s_{BHII}} S_{\rm BHII}^{\rm Her} + c_{\rm s_{AP}} S_{\rm AP}^{\rm Her} + Z_{\rm BHII} + Z_{\rm AP}. \quad (2.38)$$

Вартість деструкції ексергії в *k*-м елементі записується як

$$C_{Dk} = c_{sk} E_{Dk}. \tag{2.39}$$

Оскільки «паливом» і «продуктом» елемента в *E-S* моделі не завжди є потік ексергії (див. рис. 2.10), то ексергетичний ККД елемента слід визначати за (2.9).

Для порівняння розглянутих термоекономічних моделей нами проведено розрахунок статичних характеристик ТНУ типу «вода-повітря» за методикою, запропонованою в [7]. Проектні характеристики ТНУ наступні: холодопродуктивність в розрахунковому режимі становить 16,8 кВт, теплопродуктивність – 21,6 кВт; температура випаровування дорівнює 6,2 °С; температура конденсації - 45,9 °C; витрата води через випарник - 1 л/с; витрата повітря через конденсатор – 2,88 м³/с; температура води на вході у випарник дорівнює 12 °C; температура повітря на вході в конденсатор – 32 °С; відносна вологість повітря – 37,2 %. Робоча речовина – R22. Компресор «Мапеигор МТ 64». Конденсатор повітряний з пластинчастим оребренням, площею поверхні 56 м², діаметр труб конденсатора – 12 мм, число рядів труб – 3, кількість труб в ряду – 18. Довжина однієї трубки дорівнює 1400 мм. Розміри з'єднувальних трубопроводів: довжина лінії всмоктування – 20 м, діаметр – 28 мм; довжина лінії нагнітання – 4 м, діаметр – 12 мм; довжина рідинної лінії – 20 м, діаметр – 12 мм. Випарник – кожухотрубний з внутрішньотрубним кипінням холодоагенту. Довжина трубки – 1500 мм, діаметр кожуха – 127 мм. Час роботи ТНУ в опалювальний період прийнято рівним т = 5000 год. Вихідні капітальні вартості елементів ТНУ – $Z_{\rm KM}$ = 839 \$, $Z_{\rm KZ}$ = 2338 \$ та $Z_{\rm BHI}$ = 1640 \$. Вартість електроенергії $c_{\rm e}$ =0,025 \$/(кВт·г).

На рис. 2.11 представлені залежності ексергетичних ККД для кожного елемента теплового насоса від температури низько потенційного теплоносія на вході у випарник T_{s1} .

Як можна бачити з рис. 2.11 ККД, які отримані по *E* і *UFS* моделям, менш чутливі до зміни T_{s1} . Отримані по *E-S* моделі ексергетичні ККД конденсатора, випарника і дроселя знижуються з підвищенням температури T_{s1} . Це свідчить про те, що збільшення деструкції ексергії в цих елементах перевищує зростання їх ексергетичного «продукту».

Навпаки, ККД компресора зростає, незважаючи на те, що деструкція ексергії в ньому збільшується з ростом T_{s1} . Отже, збільшення «продукту» компресора більше, ніж зростання деструкції ексергії в ньому.



Рис. 2.11. Залежність від *T*_{s1} ексергетичних ККД елементів ТНУ: *а* – компресора; *б* – конденсатора; *в* – дроселя; *г* – випарника

На рис. 2.12 показано зміну вартості деструкції ексергії E_{Dk} в кожному елементі ТНУ в залежності від температури T_{s1} .



Рис. 2.12. Залежність вартості E_{Dk} від температури T_{s1}

Як можна бачити з рисунків, вартість деструкції C_{Dk} , розрахована по *E-S* моделі (рис. 2.12, δ), істотно нижче, ніж вартості C_{Dk} , отримані по *E* і *UFS* моделям (рис. 2.12, *a*, *в*). Це пов'язано з тим, що вона отримана як вартість потоку негентропії з рівняння вартісного балансу, що було відзначено вище (2.34). За двома іншими моделями (рис. 2.12, *a*, *в*) C_{Dk} обчислювилася шляхом множення питомої вартості «палива» елемента на величину E_{Dk} . Таким чином всі капітальні та експлуатаційні витрати, пов'язані з «паливом» елемента, перекладаються на вартість його деструкції. Між цим, ці витрати вже враховані у вартості цільового продукту установки.

Таким чином, вартість ексергетичних потоків, які розраховані по *E-S* моделі, формуються в компресорі, вбираючи в себе його капітальну вартість, а вартість деструкції ексергії – в конденсаторі. При цьому вона включає капітальні вартості як компресора, так і конденсатора. У зв'язку з цим витрати, які пов'язані з усуненням деструкції, в значній мірі обумовлені капітальною вартістю обладнання, ніж витратами на електроенергію.

Вартості деструкції ексергії в елементах ТНУ чутливі до зміни співвідношення капітальних $C_{\text{кап}} = a_{n} \sum \overline{Z}_{k} = \sum Z_{k}$ від експлуатаційних витрат $C_{\text{екс}} = c_{e} N_{\text{км}} \tau$ в залежності від коефіцієнта відновної вартості a_{n} , який варіювався шляхом зміни терміну повернення кредиту банку *n* в (2.14), при *r* = 0,06

$$K = \frac{C_{exc}}{C_{kan}}.$$
 (2.40)

На рис. 2.13 представлена залежність капітальних витрат від кількості років експлуатації установки *n* в порівнянні з експлуатаційними витратами за рік.

На рис. 2.14 показано зміну вартості деструкції ексергії C_{Dk} в елементах ТНУ в залежності від К. Видно, що C_{Dk} істотно знижується при К < 0,5, тобто зменшується вплив капітальної складової на C_{Dk} . Надалі з ростом К значення C_{Dk} практично не змінюється, оскільки переважає вплив експлуатаційної складової при формуванні вартості потоків ексергії і негентропії. Найменш чутлива вартість деструкції випарника до зміни коефіцієнта К, тому що вона, як відомо [7, 61], є ендогенною і тому не залежить від втрат в інших елементах, а визначається тільки термодинамічною досконалістю самого випарника. *E-S* модель дозволяє оцінити вплив співвідношення капітальних і експлуатаційних витрат на вартість деструкції ексергії в кожному елементі установки.



Рис. 2.13. Залежність Скап від *п* та Секс



Рис. 2.14. Залежність С_{Dk} від К

Таким чином можна підсумувати, що в кожній термоекономічній моделі є свої переваги і недоліки. Так, основна перевага *E-S* моделі полягає в можливості визначати з вартісного балансу монетарну вартість деструкції ексергії завдяки введенню фіктивного потоку негентропії (негативна ентропія), який формусться в дисипативний елементі. Він дозволяє розподілити монетарні витрати на компенсацію виробництва ентропії пропорційно втратам в елементах. Одним з недоліків *E-S* моделі є складність у визначенні ККД елементів.

Перевагами E моделі є обгрунтовані правила поділу потоків ексергії за функціональною ознакою «паливо-продукт», наочність, зручність у визначенні ексергетичного ККД і вартості потоків ексергії в кожному елементі. Одним з недоліків E моделі є те, що при визначенні вартості потоку розрахунок проводиться послідовно від елемента до елементу, прив'язуючись до гідравлічного контуру циркуляції холодоагенту в XM. Оскільки в XM має місце взаємовплив втрат ексергії не тільки в послідовно розташованих елементах, але і в суміжних, то визначати вартість таким чином – не коректно. Простота правил поділу ексергетичних потоків за формальною ознакою збільшення або зменшення складових ексергії на паливо і продукт є безумовною перевагою *UFS* моделі і дозволяє розглядати складніші багатоступінчасті схеми. До недоліків можна віднести те, що вона не вказує на можливі шляхи усунення деструкції ексергії, оскільки її вартість здебільшого пов'язують з експлуатаційними, ніж з капітальними витратами.

Спільним недоліком усіх моделей є те, що декомпозиція ексергетичних потоків дуже залежить від цільового призначення установки.

Таким чином, існує запит на формулювання більш простих і чітких правил поділу потоків без щодо функціонального призначення термотрансформатора при побудові термоекономічних моделей енергоперетворюючих систем.

2.3. Функціональний термоекономічний аналіз парокомпресійних термотрансформаторів із залученням універсальної термоекономічної моделі

2.3.1. Універсальна термоекономічна модель парокомпресорних термотрансформаторів

Запропоновану автором в роботах [8, 47, 90] нову термоекономічну модель парокомпресорних термотрансформаторів можна назвати універсальною, оскільки в ній закладено досить простий принцип поділу ексергетичних потоків на «паливо» і «продукт» незалежно від функціонального призначення елементів схеми. Розподілення ексергетичних потоків проводиться не по функціональному призначенню елементів схеми, а за здатністю системи передавати тепловий потік в навколишнє середовище і можливості здійснювати роботу над навколишнім середовищем.

Запропонована автором методика ґрунтується на рівнянні балансу ексергетичних потоків для елементів системи (2.4). Однак, на відміну від розглянутих раніше термоекономічних моделей, при декомпозиції ексергетичних потоків в термотрансформаторі на «паливо» і «продукт» пропонується розділяти потоки не тільки на термічну і механічну складові ексергії, але і кожну цю частину ексергії на ентальпійну та ентропійну складові

$$E_{i}^{T} = m_{x\pi} (i_{i} - i_{i}^{M}) + m_{x\pi} T_{HC} (s_{i}^{M} - s_{i}) = H_{i}^{T} + S_{i}^{T}, \qquad (2.41)$$

$$E_{i}^{M} = m_{xn} (i_{i}^{M} - i_{Hc}) + m_{xn} T_{Hc} (s_{Hc} - s_{i}^{M}) = H_{i}^{M} + S_{i}^{M}.$$
(2.42)

Повна ексергія в і-ой точці циклу визначається за формулою (2.18).

На рис. 2.15 показано цикл XM в *i-s* діаграмі, а також схематичне зображення визначення ентальпійної і ентропійної складових ексергії для точки 4, яка відповідає параметрам холодоагенту перед випарником.



1 - 4 – точки циклу XM; 1^{M} - 4^{M} – параметри стану холодоагенту при P_{i} і $T_{i} = T_{hc}$; о – точка, яка відповідає параметрам холодоагенту при

$$P_i = P_{\rm Hc}$$
 1 $T_i = T_{\rm Hc}$
Рис. 2.15. Цикл XM в *i-s* діаграмі

Декомпозиція ексергетичних потоків в XM проводиться за єдиним правилом: якщо відбувається зменшення ентальпійної і збільшення ентропійної складових ексергії це «паливо» елемента

$$H_{k}^{\mathrm{T(M)}} = \left(H_{i+1}^{\mathrm{T(M)}} - H_{i}^{\mathrm{T(M)}}\right) < 0, \qquad (2.43)$$

$$S_{k}^{\mathrm{T(M)}} = \left(S_{i+1}^{\mathrm{T(M)}} - S_{i}^{\mathrm{T(M)}}\right) > 0, \qquad (2.44)$$

а збільшення ентальпійної і зменшення ентропійної складових ексергії – «продукт» елемента

$$H_{k}^{\mathrm{T(M)}} = \left(H_{i+1}^{\mathrm{T(M)}} - H_{i}^{\mathrm{T(M)}}\right) > 0, \qquad (2.45)$$

$$S_{k}^{\mathrm{T(M)}} = \left(S_{i+1}^{\mathrm{T(M)}} - S_{i}^{\mathrm{T(M)}}\right) < 0.$$
(2.46)

Головна відмінність запропонованого способу поділу ексергетичних потоків на «паливо» і «продукт» від відомих (див., наприклад, [2]) полягає в тому, що «продуктом» елемента є не здійснення роботи або виробництво теплоти чи холоду, а отримання робочої речовини з необхідними параметрами.

Це можна пояснити наступним чином. Якщо в процесі відбувається зміна параметрів стану холодоагенту, яке в подальшому дозволить передавати тепловий потік з системи в навколишнє середовище (від i_i до i_i^{M} і від s_i до s_i^{M} при $P_i = \text{const}$) і здійснювати роботу ізотермічного розширення (від i_i^{M} до i_{hc} і від s_i^{M} до s_{hc} при $T_{\text{hc}} = \text{const}$), то в цьому елементі системи виробляється «продукт». Іншими словами, відбувається збільшення ентальпійної і зменшення ентропійної складових ексергії (рис. 2.15).

Якщо ж при переході від початкової точки циклу до кінцевої точки циклу відбувається зменшення ентальпійної і збільшення ентропійної складової, то знижується здатність системи передавати тепловий потік в навколишнє середовище і здійснювати роботу над ним. У цьому випадку вважаємо, що потік ексергії надходить в елемент як «паливо».

Використовуючи тепловий потік, що йде від навколишнього середовища до робочого тіла при градієнті температур від $T_{\rm Hc}$ до T_i , система отримує можливість

здійснювати роботу. Таким чином, навколишнє середовище впливає на установку, і ексергія теплоти надходить в систему у вигляді «палива». Аналогічно цьому, електрична енергія від зовнішнього джерела є «паливом» для системи.

Схема декомпозиції ексергетичних потоків у парокомпресорному чилері типу «вода-вода», що складалася з урахуванням поділу на термічну ентальпійну та ентропійну, а також механічну ентальпійну та ентропійну складові ексергії, представлено на рис. 2.16 та 2.17. На рисунках крім основних елементів (компресор, конденсатор, дросель, випарник) показані віртуальні елементи (H^M , S^M , H^T і S^T), які служать блоками-комунікаторами між основними. Для віртуальних елементів системи ексергетичний баланс (2.4) буде записаний без деструкції ексергії, тому що ці елементи виконують роль пристроїв, в яких відбуваються оборотні ізотермічні та ізобарні процеси, які характеризуються зміною параметрів стану холодоагенту від точці циклу до параметрів, що відповідають його стану при температурі i тиску навколишнього середовища. Віртуальні елементи дозволяють простежити взаємозв'язок між елементами.



Рис. 2.16. Схема декомпозиції складових ексергетичних потоків у чилері типу «вода-вода» при $T_{s1} > T_{Hc}$



 c_p – питома вартість (п/в) «продукту» основних елементів; c_e – п/в електроенергії; $N_{\rm H}$ – потужність насосу; $c_{H, S}$ – п/в «продукту» віртуальних елементів Рис. 2.17. Схема декомпозиції складових ексергетичних потоків у чилері типу «вода-вода» при $T_{\rm s1} < T_{\rm Hc}$

Всі вхідні в елементи потоки, зображені на рис. 2.16 та 2.17 – це «паливо», усі, вихідні – «продукт» елементу. На відміну від раніше розглянутих термоекономічних моделей, де розподіл *E* потоків за якісною ознакою «паливо» – «продукт» залежить від цільового функціонального призначення установки (XM / TH), напрямок потоків для конкретної установки нефіксований. Він змінюється в залежності від параметрів HC, а саме параметрів механічної ентальпії і ентропії (при $T_i = T_{\rm hc}$ і P_i) (рис. 2.18), а це означає, що змінюється призначення потоку для кожного елемента установки.

Наприклад, «паливом» для компресора при $T_{s1} > T_{HC}$ (рис. 2.16) є потоки

$$F_{\rm KM} = S_{\rm KM}^{\rm T} + N_{\rm KM}$$

а при *T*_{s1} < *T*_{нс} (рис. 2.17)

$$F_{\rm KM} = H^{\rm M}_{\rm KM} + S^{\rm T}_{\rm KM} + N_{\rm KM}.$$

«Продуктом» компресора у випадку, коли $T_{s1} > T_{HC}$ (рис. 2.16)

$$P_{\rm KM} = H^{\rm T}_{\rm KM} + H^{\rm M}_{\rm KM} + S^{\rm M}_{\rm KM}$$

а при *T*_{s1} < *T*_{нс} (рис. 2.17)

$$P_{\rm KM} = H_{\rm KM}^{\rm T} + S_{\rm KM}^{\rm M}$$



Рис. 2.18. Цикл парокомпресійного чилера в *i-s* діаграмі та параметри холодоагенту при $T_i = T_{\rm hc}$ і P_i : a - при $T_{\rm s1} > T_{\rm hc}$; 6- при $T_{\rm s1} < T_{\rm hc}$

Далі, для визначення вартості складових потоків ексергії був застосований єдиний методологічний підхід (див. підрозділ 2.1), в основі якого лежать правила *P* для «продукту» і *F* для «палива» елемента.

На прикладі режиму роботи чилеру при $T_{s1} < T_{Hc}$, показано формування вартості «палива» та «продукту» елементів.

Згідно рис. 2.17 питома вартість «продукту» основних елементів визначається як

$$\begin{split} \mathbf{c}_{\mathbf{p}_{KM}} &= \frac{\mathbf{N}_{KM} \mathbf{\tau}_{e_{KC}} c_{e} + c_{\mathrm{s}}^{\mathrm{T}} S_{KM}^{T} + c_{\mathrm{H}}^{\mathrm{M}} H_{KM}^{M} + \mathbf{Z}_{KM}}{S_{KM}^{M} + H_{KM}^{T}}, \\ \mathbf{c}_{\mathbf{p}_{K\partial}} &= \frac{\mathbf{N}_{e_{KC}} \mathbf{\tau}_{e_{KC}} c_{e} + c_{\mathrm{s}}^{\mathrm{M}} S_{K\partial}^{M} + c_{\mathrm{H}}^{\mathrm{M}} H_{K\partial}^{M} + c_{\mathrm{H}}^{\mathrm{T}} H_{K\partial}^{T} + \mathbf{Z}_{K\partial}}{S_{K\partial}^{T} + E_{Q_{K}}}, \\ & c_{p_{AD}} = \frac{c_{s}^{M} S_{AD}^{M} + c_{H}^{T} H_{AD}^{T} + \mathbf{Z}_{AD}}{S_{AD}^{T} + H_{AD}^{M}}, \\ \mathbf{c}_{\mathrm{P}_{BHII}} &= \frac{\mathbf{N}_{\mathrm{BBHII}} \mathbf{\tau}_{\mathrm{eKC}} c_{e} + c_{\mathrm{s}}^{\mathrm{T}} S_{\mathrm{BHII}}^{T} + c_{\mathrm{H}}^{\mathrm{M}} H_{\mathrm{BHII}}^{M} + c_{\mathrm{s}}^{\mathrm{M}} S_{\mathrm{BHII}}^{M} + \mathbf{Z}_{e_{\mathrm{M}}} }{H_{\mathrm{BHII}}^{T}} \end{split}$$

при цьому $c_{PQ0}E_{Q0} = N_{gBUT}\tau_{ekc}c_{e}$.

Вартості ентальпійної та ентропійної термічної та механічної складових ексергії є питомими вартостями «палива», які формуються у віртуальних елементах і визначаються як

$$c_{H}^{T} = \frac{c_{P_{KM}}H_{KM}^{T} + c_{P_{BHII}}H_{BHII}^{T}}{H_{Ap}^{T} + H_{KA}^{T}}, \quad c_{H}^{M} = \frac{c_{P_{Ap}}H_{Ap}^{M}}{H_{BHII}^{M} + H_{KA}^{M} + H_{KM}^{M}}, \quad (2.47)$$

$$c_{\rm s}^{T} = \frac{c_{\rm PKA}S_{\rm KA}^{T} + c_{\rm PAP}S_{\rm AP}^{T}}{S_{\rm BH\Pi}^{T} + S_{\rm KM}^{T}}, \qquad c_{\rm s}^{M} = \frac{c_{\rm PKM}S_{\rm KM}^{M}}{S_{\rm AP}^{M} + S_{\rm KA}^{T} + S_{\rm BH\Pi}^{M}}.$$
 (2.48)

У виразах (2.47) та (2.48) вартість ентальпійної частини термічної і механічної складових ексергії визначають вартість продукту елемента (здійснення роботи і зміна внутрішньої енергії), а вартість ентропійної термічної та механічної складових ексергії – грошові витрати на компенсацію втрат від незворотності процесів.

Таким чином, запропонований підхід дозволяє оцінити вплив параметрів навколишнього середовища на характер розподілу потоків ексергії в кожному з елементів; визначити втрати ексергії, які обумовлено необоротністю теплообміну, і втрати, які викликано наявністю гідравлічних опорів по тракту циркуляції холодоагенту, а також визначити монетарни витрати на їх компенсацію.

Для перевірки працездатності запропонованої універсальної термоекономічної моделі в роботі [119] автором проведено ексергетичний, а також термоекономічний аналіз парокомпресорного чилера типу «вода - вода». Експериментальне дослідження даного чилера представлено в роботі [120], метою якої була поетапна модернізація його елементів. Базова комплектація чилера (варіант А) містила кожухотрубний конденсатор з конденсацією холодоагенту в міжтрубному просторі, пластинчастий випарник і напівгерметичний компресор «TWINscrew» з об'ємною подачею 380 м³/год. У варіанті В був замінений конденсатор з зовнішнім ребрами і внутрішніми гладкими мідними трубками для проходу води на модель з внутрішнім спіральним оребрінням, що дозволило посилити тепловіддачу з боку води. У варіанті С крім конденсатора був замінений компресор на більш ефективний, що підвищило його об'ємну продуктивність. Проектні характеристики базової комплектації чилера наступні: холодопродуктивність в розрахунковому режимі становить 324,56 кВт, теплопродуктивність – 407,78 кВт. Робоча речовина R22. Температура води на вході в конденсатор $T_{w1} = 30$ °C, на вході у випарник $T_{s1} = 12$ °C. Витрата води через конденсатор дорівнює 19,46 кг/с, а через випарник – 15,49 кг/с.

На рис. 2.19 представлені результати термоекономічного аналізу за універсальною термоекономічною моделлю водоохолоджуючої машини при її модернізації (заміні компресора, а потім і конденсатора) при різній температурі навколишнього середовища. Представлено зміну деструкції ексергії внаслідок незворотності теплових процесів у конденсатору (рис. 2.19, *a*) та у випарнику (рис. 2.19, *б*).



1 – при $T_{\rm hc} = 0$ °C; 2 – при $T_{\rm hc} = 25$ °C



На рис. 2.20 показано зміну вартості деструкції внаслідок незворотності теплових процесів, що витрачається на її компенсацію, яку віднесено до кількості годин експлуатації установки за рік ($\tau_{ekc} = 5000$ год).


1– при $T_{\rm hc} = 0$ °C; 2– при $T_{\rm hc} = 25$ °C

Рис. 2.20. Зміна вартості деструкції внаслідок незворотності теплових процесів: *a* – у конденсаторі; *б* – у випарнику

Втрати ексергії внаслідок гідравлічних опорів в випарнику і конденсаторі представлені на рис. 2.21.



1– при $T_{\rm hc} = 0$ °C; 2– при $T_{\rm hc} = 25$ °C



Видно, що при температурі $T_{\rm hc} = 0$ °C, тобто нижче, ніж на вході у випарник, деструкція ексергії нижче, ніж при $T_{\rm hc} = 25$ °C. Вартість на усунення гідравлічних втрат у випарнику при $T_{\rm hc} = 0$ °C набагато нижче, ніж при 25 °C (рис. 2.22). Це пояснюється тим, що деструкція ексергії внаслідок наявності гідравлічних опорів по тракту руху холодоагенту визначається витраченою на подолання тертя енергією.



1– при *T*_{нс} =0 °С; 2– при *T*_{нс} =25 °С

Рис. 2.22. Зміна вартості деструкції внаслідок наявності гідравлічних опорів по тракту руху холодоагенту: *a* – у конденсаторі; *б* – у випарнику

Таким чином, штучно знизивши температуру навколишнього середовища до температури холодоагенту у випарнику ($T_{\rm hc} = 0$ °C), можна виділити необхідні витрати енергії на привід компресора, що пов'язані з подоланням гідравлічних опорів по тракту випарника.

3 рис. 2.20 та 2.21 видно, що вартості втрат внаслідок незворотності теплових процесів та наявності гідравлічних опорів по тракту руху холодоагенту різні, з огляду на нерівнозначність за вартістю термічної і механічної складових ексергії.

Так, на компенсацію втрат ексергії в результаті гідравлічних опорів по тракту холодоносія витрачається чиста ексергія (електрична енергія). Компенсувати ж термічну деструкцію ексергії допомагає навколишнє середовище.

2.3.2. Функціональний термоекономічний аналіз парокомпресійного термотрансформатору

Подальший ексергетичний аналіз проводиться шляхом порівняння з еталонними режимами роботи термотрансформатору, тобто режимами з мінімальними втратами.

Ідеалізований цикл з усуненими технічними втратами будується в припущенні, що температура випаровування в ньому на 0,5 К нижче температури холодоносія на виході з випарника T_{s2} , а температура конденсації на 0,5 К вище температури теплоносія на вході в конденсатор (рис. 2.23).



Рис. 2.23. Реальний і еталонний цикли термотрансформатору

Таким чином, вважається, що існує фактично ідеальний контакт між речовинами, що обмінюються теплотою. Крім того, вводиться припущення, що процес стиснення здійснюється при максимально досяжному для сучасних компресорів значенні ізоентропного ККД $\eta_{iskm} = 95$ % і без тепловтрат з поверхні корпусу компресора.

Для дослідження взаємовпливу складових ексергетичної втрат в елементах XM необхідно скористатися основними рівняннями теорії ексергетичної вартості [35]. Тоді ексергетичний баланс в елементах системи (2.4) записується в наступному вигляді

$$E_{Dk} = (k_k - 1)P_k, \qquad (2.49)$$

де $k_k = F_k / P_k$ – ексергетична вартість потоку, яка показує втрату його якості при проходженні через елемент.

Втрати ексергії в k-му елементі виражені через складові як

$$E_{Dk} = E_{Dk}^{0} + \Delta E_{Dk} = (k_{k}^{0} - I)P_{k}^{0} + P_{k}^{0}\Delta k_{k} + (k_{k} - I)\Delta P_{k}, \qquad (2.50)$$

де E_{Dk}^{0} і P_{k}^{0} – втрати ексергії і «продукт» *k*-го елемента в еталонному режимі. Під еталонним розуміється режим, в якому є тільки неусувні втрати, рівні

$$E_{Dk}^{UN} = (k_k^0 - I) P_k^0, \qquad (2.51)$$

де k_k^0 – ексергетична вартість потоку в еталонному режимі.

Таким чином, технічно можливий потенціал енергозбереження для системи може бути визначений при порівнянні реального і еталонного режимів наступним чином

$$\Delta E_{Dk} = P_k^0 \Delta k_k + (k_k - 1) \Delta P_k. \qquad (2.52)$$

У рівнянні (2.52) перший доданок характеризує вплив на ΔE_{Dk} втрат від незворотності в *k*-му елементі, які безпосередньо пов'язані з його технічною недосконалістю, тобто є аналогом ендогенної деструкції ексергії $E_{Dk}^{EN} = P_k^0 \Delta k_k$. Другий доданок визначає втрати ексергії в тому ж *k*-му елементі, які залежать від недосконалості інших елементів і впливу зовнішніх впливів (аналог екзогенної деструкції ексергії $E_{Dk}^{EX} = (k_k - I)\Delta P_k$).

Якщо змінюються умови експлуатації установки, то змінюється її ефективність і вироблений «продукт» відносно еталонного режиму (рис. 2.24).



Рис. 2.24. Неусувна E_{Dk}^{UN} , усунена екзогенна E_{Dk}^{EN} і усунена ендогенна E_{Dk}^{EX} складові втрат ексергії

Для кожного варіанту модернізації установки (A, B, C) визначався свій еталонний цикл в заданих температурних межах (рис. 2.24). Потім розраховувалась масова витрата холодоагенту $m_{\rm xn}$ за умови постійності холодопродуктивності для реального і відповідного йому еталонного режиму

$$Q_0 = G_{\rm s} \cdot c_p (T_{s1} - T_{s2}) = m_{\rm xn} \cdot (i_6 - i_5).$$
(2.53)

У кожному з обраних варіантів фіксувалися такі параметри: витрата низькопотенційного теплоносія G_s і його температура на вході T_{s1} та виході з випарника T_{s2} ; витрата високопотенційного теплоносія G_w і його температура на вході T_{w1} та виході з конденсатора T_{w2} .

Такий підхід дозволяє визначити мінімальні усувні втрати в кожному елементі системи.

Для оцінки доцільності модернізації розглянутого чилера, необхідно отримати еталонний режим віртуального термотрансформатора з певним «ідеальним» компресором. Шляхом порівняння з параметрами віртуальної установки з «ідеальним» компресором визначаються максимальні граничні можливості удосконалення елементів при модернізації установки. Як «ідеальний» приймається теоретичний компресор з адіабатичним стиском робочого тіла. Вважається, що в циліндрі відсутній мертвий простір, а також відсутні тертя і втрати тиску.

На відміну від еталонного циклу, де незмінною є холодопродуктивність, при створенні віртуальної холодильної машини об'ємна подача компресора приймається в якості головного незмінного параметра $V_{\rm T}$. Цей параметр не відноситься до розряду безперервних, оскільки практика компресоробудування визначає суто дискретний характер його зміни.

Якщо прийняти коефіцієнт подачі компресора λ_{км} = 0,95, то можна визначити максимально можливу масову витрату холодоагенту

$$m_{\rm xn} = \lambda_{\rm KM} V_{\rm T} / v_{\rm KM} , \qquad (2.54)$$

де *v*_{км} – питомий об'єм пари на всмоктуванні в компресор.

Споживана потужність компресора визначається як

$$N_{\rm \tiny KM} = \frac{\lambda_{\rm \tiny KM} V_{\rm \tiny T}}{\nu_{\rm \tiny KM}} \frac{l}{\eta_{i_{S}{\rm \tiny KM}}}, \qquad (2.55)$$

де *l* – робота стиснення в циклі.

Таким чином, використовуючи концепцію створення віртуального термотрансформатору з «ідеальним» компресором можна встановити максимально



можливий продукт установки при усунених втратах (рис. 2.25).

1- базовий варіант установки А; 2- варіант В; 3- варіант С; 4 - віртуальна установка з «ідеальним» компресором

Рис. 2.25. Залежність холодопродуктивності від витрати низькопотенційного теплоносія G_s

На рис. 2.26 наведено характер зміни деструкції ексергії і її ендогенної та екзогенної складових в основних елементах чилера. Для визначення по (2.52) здійснювалося порівняння режимів роботи чиллера з еталонним, який був отриманий методом усунення втрат [8] при умові однакових значень холодопродуктивності реальної та ідеалізованої машини.



 1 – деструкція ексергії; 2 – ендогенна; 3 – екзогенна складові
 Рис. 2.26. Зміна деструкції ексергії в елементах установки при порівнянні з еталонними циклами:

а – вариант А; б – вариант С

Порівняння деструкції ексергії модернізованого чилера зі значеннями еталонних режимів за умови рівності холодопродуктивності показало, що для машини комплектації С, втрати, як ендогенні, так і екзогенні, істотно зменшилися. Видно (рис. 2.26, б), що екзогенна складова деструкції ексергії в випарнику не перевищує 5 % від повної деструкції в ньому, що не суперечить відомим методикам ексергетичного аналізу.

Далі проводилося порівняння реальних режимів модернізованої установки з еталонними значеннями віртуальної машини з «ідеальним» компресором (рис. 2.27). Тут також спостерігається зменшення сумарних втрат у варіанті С в порівнянні з А. Однак, що стосується ендогенної і екзогенної складових є деякі особливості в трактуванні їх значень.



Рис. 2.27. Зміна деструкції ексергії в елементах установки при порівнянні з еталонними значеннями віртуальної машини з «ідеальним» компресором (позначення див. рис. 2.26)

Ендогенна складова ексергетичних втрат в цьому випадку показує, які б були втрати ексергії в реальній установці, якби її холодопродуктивність і холодопродуктивність віртуальної машини з «ідеальним» компресором були б рівні. Слід зазначити, що екзогенна складова тут має знак мінус, так як ексергетичні продукти кожного елемента реальної установки менше, ніж віртуальної. З метою отримання коректних рекомендацій щодо вдосконалення установки необхідно відмовитися від звичного трактування поняття екзогенної складової і ввести більш розширене визначення.

Таким чином, екзогенну частину можна трактувати, як наявний резерв по «паливу», який може бути витрачений в даному елементі на отримання продукту за рахунок зменшення деструкції в інших елементах.

Зменшення по модулю значення екзогенної складової у варіанті С означає, що зі зменшенням деструкції в інших елементах їх продукт збільшився, і, отже, в даному елементі тепер більше «палива» витрачається на виробництво свого продукту, а не на компенсацію втрат ексергії.

Далі оцінюються зміни, що відбуваються з потоком ексергії з моменту введення в систему і до отримання кінцевого продукту з урахуванням ціни кожного внутрішнього потоку. Це дозволяє визначити вартість ексергетичних втрат, а відповідно і вартість технічних заходів, спрямованих на їх зменшення.

На рис. 2.28 представлені залежності вартості основних елементів чилера від їх ефективності.



Рис. 2.28. Залежність капітальної вартості основних елементів чилера від їх ККД

Для визначення капітальної вартості елемента використовувалася функція, запропонована Г. Уоллом, що представляє капітальні витрати в елементі в залежності від його ефективності [7, 8]. А саме: капітальна вартість теплообмінників виражалася в залежності від їх теплотехнічних ККД, а вартість компресора – від ізоентропного ККД. З рисунку видно, що вартість компресора різко зростає при значенні ізоентропного ККД вище 0,9. З цього випливає, що розглянута вище віртуальна установка з «ідеальним» компресором матиме достатньо високу капітальну вартість.

Визначення вартості ексергетичної потоків проводиться за формулами, наведеними в підрозділі 2.4.1. На рис. 2.29 наведено порівняння вартості деструкції ексергії в кожному елементі чилера (еталонна установка з «ідеальним» КМ, варіанти А, В і С).



1– віртуальна установка з «ідеальним» компресором 2 – базовий варіант установки А; 3 – варіант В; 4 – варіант С
 Рис. 2.29. Вартість деструкції ексергії C_D в основних елементах установки

З рис. 2.29 видно, що капітальна складова накладає певні обмеження на удосконалення установки. Для еталонної установки з «ідеальним» КМ вартість деструкції C_D в КМ, КД та ВИП нижче, ніж для реальної установки (варіанти А, В і С). Виняток становить дросель. Вартість деструкції ексергії в ньому для еталонної установки значно більше, ніж для інших варіантів. Це пов'язано з тим, що втрати в дроселі є принципово не усуненими, оскільки залежать від структури технологічної схеми. Для установки з «ідеальним» КМ вони підвищуються

у зв'язку зі збільшенням масової витрати холодоагенту. А через високу вартість «ідеального» компресору (див. рис. 2.28) істотно підвищується вартість механічної складової ексергії, що і відображається на збільшенні вартості *С*_D в ДР.

2.4. Висновки по розділу 2

1. Спільним недоліком термоекономічних UFS і E моделей є те, що вартість деструкції не бере участь в вартісному балансі, а призначається директивно за вартістю «палива» елемента. Виявлено, що для опису процесу формування вартості цільового продукту XM або THУ, вартість деструкції ексергії потрібно визначати при розв'язанні рівнянь вартісних балансів, також як і вартість ексергетичних потоків [8, 23].

2. Для проведення порівняльного аналізу термоекономічних моделей, в яких закладені різні принципи декомпозиції ексергетичних потоків, вперше запропоновано єдиний методологічний підхід до визначення вартості потоків, в основі якого лежать відомі правила P для «продукту» і F для «палива» елемента при запису рівнянь вартісних і ексергетичних балансів. Це дозволило привести до єдиної відповідності результати оцінки вартості виробленого холоду і тепла та визначити переваги і недоліки кожної з моделей [59, 63].

3. UFS і E моделі, які засновані на поділу потоків тільки за формальними ознаками збільшення або зменшення ексергії, а також призначення вартості деструкції за вартістю «палива», не вказують на можливі шляхи усунення деструкції ексергії, оскільки її вартість здебільшого пов'язують з експлуатаційними, ніж з капітальними витратами. У той час як вартість деструкції отримана на основі E-S моделі містить у собі експлуатаційні і капітальні витрати в співвідношенні, що залежить від досконалості елементів. В цьому випадку вартість деструкції ексергії буде пов'язана з кінцевим продуктом, а не з паливом системи. Отже, можна простежити на якому етапі експлуатації установки усунення деструкції ексергії економічно доцільно за рахунок капітальних або експлуатаційних витрат [59, 63]. 4. Сформульовано ключові положення негентропійного підходу до побудови *E-S* моделі холодильної та теплонасосної установки. *E-S* модель враховує негативний ефект від збільшення термічної ексергії після дроселя, за який «розплачується» вся XM у вигляді збільшення вартості виробленого холоду [8, 60, 64].

5. Встановлено, що при складанні функціональної схеми ТНУ при використанні *E-S* моделі її цільовим продуктом ТНУ слід вважати відбір тепла від низькопотенційного джерела в випарнику. У цьому полягає особливість негентропійного підходу до поділу потоків на «паливо» і «продукт». Призначаючи цільовим продуктом ТНУ тепловий потік, що відводиться від конденсатора до споживача теплоти, виникає ситуація коли конденсатор має два «продукту» (ексергію теплоти і негентропію), а випарник – жодного «продукту». Таким чином, як у випадку декомпозиції потоків в XM, так і ТНУ конденсатор завжди є дисипативним елементом, незалежно від температурного рівня навколишнього середовища [64].

6. На основі принципу побудови відомої ексергетичної потокової діаграми Грасману, запропонована діаграма негентропійних та ексергетичних потоків, що ілюструє результати термоекономічного функціонального аналізу холодильної машини із застосуванням *E-S* моделі.

7. Вперше розроблена універсальна термоекономічна модель парокомпресорних термотрансформаторів, що відрізняє від відомих моделей тим, що в її основу покладено принцип поділу ексергетичної потоків на «паливо» і «продукт» не по функціональному призначенню елементів схеми, а за здатністю системи передавати тепловий потік в навколишнє середовище і здатності здійснювати роботу над навколишнім середовищем. При цьому, вперше застосований новий підхід до складання схеми декомпозиції ексергетичних потоків, який передбачає виділення механічної, термічної, а також ентальпійної і ентропійної складових ексергії. Такий підхід дозволяє: оцінити вплив параметрів навколишнього середовища на характер розподілу деструкції ексергії в кожному з елементів; визначити втрати ексергії, обумовлені необоротністю теплообміну, і втрати, викликані наявністю гідравлічних опорів по тракту циркуляції холодоагенту; виявити аномалії в роботі всієї установки і окремих її елементів з виділенням ендогенної і екзогенної складових деструкції ексергії [102, 119].

8. Запропоновано концепцію створення віртуальної холодильної машини та теплового насоса з метою визначення граничних можливостей установки по генерації холоду (максимально можливого ексергетичного «продукту») при заданому типі компресора. Такий підхід дозволяє проводити коректне зіставлення конкуруючих варіантів компресорного та теплообмінного обладнання при вирішенні завдання термоекономічної модернізації холодильної установки [119].

РОЗДІЛ З

ТЕРМОЕКОНОМІЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕРМОТРАНСФОРМАТО-РІВ НА ОСНОВІ ТЕОРІЇ ЕКСЕРГЕТИЧНОЇ ВАРТОСТІ

Наразі можна констатувати, що за винятком підходу, в основі якого лежить теорія ексергетичної вартості, всі інші підходи не дають цілісної картини термодинамічного аналізу. Вони орієнтовані лише на вирішення конкретного завдання, наприклад, визначення екзогенної і ендогенної складових деструкції ексергії в елементах. Між цим, для визначення шляхів та засобів підвищення ефективності елементу важливо враховувати підведену до системи енергію, яка необхідна для компенсації деструкції ексергії в наслідок конкретної аномалії.

Використання теорії ексергетичної вартості [35] формалізує процес побудови термоекономічної моделі системи, дозволяючи будувати моделі окремих технологічних процесів зі складною топологією схеми установки, водночас знижуючи можливу вірогідність суб'єктивних помилок при розробці системи.

Одним з невирішених питань теорії ексергетичної вартості є формалізація результатів поглибленого ексергетичного аналізу, а саме – переведення їх в «практичну площину».

Результати поглибленого ексергетичного аналізу є основою для створення системи експертного моніторингу ефективності установки. Однак тут виникають труднощі, які багато в чому пов'язані з правильною інтерпретацією цих результатів і розумінням того, що робити далі з цими результатами? Важливо відзначити, що сама ексергетична вартість (питоме споживання ексергії елементом) не є реально контрольованим параметром. Її не можна вимірити як температуру або тиск чи масову витрату, хоча вона ними визначаться. Це інтегративна властивість системи, іншою мовою – це системний ефект, який залежить від якості структурних зв'язків між елементами в технологічній схемі термотрансформатора та рівня складності самої схеми. Збільшення ексергетичної вартості проявляється у додатковому споживанні ресурсів системи, що необхідні для компенсації в елементі аномалії. Для отримання грамотних рекомендацій щодо вдосконалення схеми термотрансформатора необхідно споживання ексергії «палива» кожним елементом зв'язати з конкретним параметром, що впливає на ефективність процесу, наприклад, з ізоентропним ККД компресора, температурним напором в теплообміннику, його гідравлічним опором і т.п. Встановити такий зв'язок аналітичними методами взагалі не можливо унаслідок впливу багатьох факторів. Для встановлення зазначених взаємозв'язків доцільно використовувати статистичний підхід та узагальнення оброблених даних багатоваріантних розрахунків з використанням термоекономічних моделей.

Іншим «слабким» місцем теорії ексергетичної вартості є дещо суб'єктивний підхід до самої процедури декомпозиції ексергетичних потоків та відповідного визначення, що є «продуктом» елементу, а що – його «паливом», та який вплив на розподіл потоків спричиняють параметри навколишнього середовища (температура та тиск). У зв'язку з цим виникає питання: чим відрізняються схеми декомпозиції ексергетичних потоків для холодильної машини від схеми декомпозиції потоків для теплового насосу? Зміна рівня температури навколишнього середовища цих установок потребує урахування цього факту при побудові термоекономічної моделі виробничої структури термотрансформатору.

Можна відзначити лише деякі загальні правила щодо поділу потоків за якісної ознакою «паливо» та «продукт» [2]. Так, «паливом» є потік ексергії, що входить в елемент системи, включаючи при цьому ексергію приводу, споживану в цьому елементі. Також «паливом» є будь-яке зменшення потоку ексергії між входом і виходом з елемента. «Продуктом» є потік ексергії, який прямує з розглянутого елемента до подальшого елементу, для якого він буде «паливом». «Продуктом» також є ексергія, яка отримана в цьому елементі, та будь-які збільшення ексергії потоку між входом і виходом з нього.

З урахуванням зазначеного можна сформулювати задачі, на вирішення яких спрямовано розробка термоекономічних моделей на основі теорії ексергетичної вартості: виявлення «слабких місць» в технологічній схемі, які мають надлишкове питоме споживання ексергії, з урахуванням нееквівалентності ексергетичних втрат, що виникають по ходу процесу перетворення енергії;

 знаходження технічно можливої межі підвищення ефективності кожного елемента схеми;

 визначення ексергетичної вартості втрат від незворотності реальних процесів і монетарної вартості технічних заходів, спрямованих на їх зменшення;

 проведення термоекономічної діагностики, яка дозволяє визначити складові ексергетичних втрат, їх взаємозв'язок в елементах схемі та оцінити вплив будь-яких відхилень від еталонного режиму роботи.

3.1. Узагальнена термоекономічна модель енергоперетворюючої установки на основі теорії ексергетичної вартості

Розглянемо загальні принципи побудови моделі виробничої структури енергоперетворюючої установки.

Рівняння балансу ексергії для *k*-го елемента можна записати в наступному вигляді [65]

$$F_k - P_k - R_k = E_{Dk}, (3.1)$$

де *R_k* – потоки «залишки» (побічний продукт системи).

На рис. 3.1 показано потоки ексергії, що входять в k-ий елемент з i-их елементів (i = 1, 2, ..., m) і в навколишнє середовище (або з нього). Також на рисунку показано розподіл потоків «залишків» серед тих елементів, в яких була витрачена ексергія на їх виробництво. «Продукти» дисипативних елементів є залишковими потоками. Виходячи зі схеми (рис. 3.1), вираз для потоку «палива» k-го елемента можна записати як [65]

$$F_{k} = E_{0k} + \sum_{i=1}^{m} E_{ik} , \qquad (3.2)$$

де E_{0k} – потоки ексергії, що надходять в систему від зовнішніх джерел;

E_{ik}, – потоки ексергії, що є «продуктами» інших елементів і надходять в *k*-ий елемент у вигляді «палива».

При цьому потік з індексом *i* буде зі знаком «+», якщо він надходить з *i*-го елемента в *k*-ий, та — зі знаком «–», якщо потік виходить з *k*-го елемента і над-ходить в *i*-ий елемент (рис. 3.1).



Рис. 3.1. Узагальнена схема зображення цільових потоків ексергії у технічній системі

«Продукт» елемента дорівнює

$$P_k = E_{k0} + \sum_{k=1}^{n} E_{ki}, \qquad (3.3)$$

де E_{k0} – потоки ексергії, що є «продуктом» для навколишнього середовища;

E_{ki} – потоки ексергії, що виходять з *k*-го елемента в якості «продукту» і входять до *i*-го елементу як «паливо».

Питоме споживання ексергії в елементі визначається як відношення «палива» до його «продукту» [35]

$$k_{k} = \sum_{i=0}^{m} k_{ik} = F_{k} / P_{k}, \qquad (3.4)$$

де $k_{ik} = E_{ik} / P_k$.

Для проведення аналізу необхідна наявність двох режимів експлуатації установки: еталонного і реального. В якості еталонного режиму обирається режим, який визначається за допомогою процедури термодинамічної ідеалізації процесів, яка передбачає процедуру усунення технічних втрат ексергії в елементах і виділення власних (не усунених) втрат. Правила усунення технічних втрат при проведенні ідеалізації наведені в роботі [8] та в розділі 2.

Обов'язковою умовою аналізу є дотримання однакового ексергетичного «продукту» установки для обох режимів.

Оскільки аналіз проводиться шляхом порівняння еталонного і реального режимів, то уявивши рівняння (3.1) у вигляді

$$\Delta F_{k} = F_{k} - F_{k}^{0} = \left(P_{k} - P_{k}^{0}\right) + \left(E_{Dk} - E_{Dk}^{0}\right) + \left(R_{k} - R_{k}^{0}\right), \quad (3.5)$$

можна визначити перевитрату «палива» в *k*-му елементі. В (3.5) надрядковим індексом «0» позначено еталонний режим.

Зміна деструкції ексергії в реальному режимі в порівнянні з еталонним $\Delta E_{Dk} = (E_{Dk} - E_{Dk}^0)$ являє собою усунену складову деструкції ексергії E_{Dk} , тому в еталонному режимі всі втрати вважаються неусувними.

У свою чергу, усунена складова деструкції ексергії також підрозділяється на ендогенну і екзогенну частини

$$\Delta E_{Dk} = E_{Dk}^{EN} + E_{Dk}^{EX} = P_k^0 \Delta k_k + (k_k - 1) \Delta P_k.$$
(3.6)

Аномалія (аналог ендогенної деструкції в елементі E_{Dk}^{EN}) пов'язана виключно зі збільшенням питомого споживання «палива» в розглянутому елементі в порівнянні з еталонним режимом

$$MF_{k} = P_{k}^{0} \Delta k_{k} = \sum_{i=0}^{m} MF_{ik} = \sum_{i=0}^{m} \Delta k_{ik} P_{k}^{0}, \qquad (3.7)$$

де Δk_{ik} – зміна питомого споживання ексергії в елементі в порівнянні з еталонним режимом;

 P_k^0 – «продукт» елемента в еталонному режимі.

Дисфункція (аналог екзогенної деструкції в елементі) пов'язана з присутністю аномалій в інших елементах, які спричиняють у свою чергу змінення «продукту» елемента, який розглядається. Як відомо [7], дисфункції негативно впливають на функціонування системи, їх зростання призводить до руйнування цілісності системи. Дисфункція визначається як

$$DF_{k} = \sum_{i=0}^{m} (k_{Pk}^{*} - 1) \Delta k_{ki} P_{i}^{0} , \qquad (3.8)$$

де k_{Pk}^* – питома ексергетична вартість «продукту» *k*-го елемента, яка визначається з урахуванням ексергетичної вартості інших елементів k_{Pi}^* ($i \neq k$), а також з урахуванням витраченої ексергії на виробництво «продукту» дисипативного елемента ρ_{ik}

$$k_{Pk}^{*} = k_{0k} + \sum_{i=0}^{m} k_{Pi}^{*} (k_{ik} + \rho_{ik}).$$
(3.9)

Слід зазначити, що ексергетичної вартості, як окремої властивості потоку ексергії, не існує. Вона є інтегративною властивістю системи і залежить від її структури [7, 47].

Якщо потік *E_{ik}* відноситься до «продукту» *i*-го елемента, то за правилом ексергетичної вартості [35]

$$k^*_{ik} = k^*_{Pi}$$

де $k_{ik}^* = E_{ik}^* / E_{ik}$ – питома ексергетична вартість, яка дорівнює ексергії, що спожита елементом для виробництва 1 кВт його «продукту», кВт/кВт;

 E^*_{ik} – ексергетична вартість потоку.

У теорії ексергетичної вартості поділ елементів за функціональним призначення здійснюється за ознакою «продуктивні» та «дисипативні» елементи. Дисипативними елементами в енергоперетворюючих установках є конденсатор та градирня. З точки зору термоекономіки дисипативний елемент, наприклад, конденсатор виконує функцію «закриття» термодинамічного циклу у якому здійснюється процес зі зменшенням ентропії. За рахунок відведення потоку енергії у навколишнє середовище через дисипативний елемент відбувається очищення термодинамічної системи від не перетворюваної енергії, що циркулює у системі. Аналогічну за призначенням дисипативну функцію виконує також градирня, яка відводить скидні гази у навколишнє середовище. Функціонально дисипативний елемент у схемі підвищує ефективність всієї системи.

У виразі (3.9) р_{*ik*} визначає частку «залишків» *i*-го дисипативного елемента у вартості *k*-го елемента [66, 67]

$$\rho_{ik} = \Psi_{ki} \cdot \frac{P_k}{P_i}, \qquad (3.10)$$

де $\psi_{ki} = \frac{E_{ki}}{F_i}$ – відношення потоку ексергії, що входить в дисипативний елемент,

до його «палива».

В цьому випадку $P_i \in (продуктом)$ дисипативного елемента, який дорівнює величині ексергії R_{i0} , що відводиться від дисипативного елемента в навколишнє середовище, F_i – «паливо» дисипативного елемента.

Вартість «залишків», які розподіляються між елементами, можна записати як [66, 67]

$$R_{ki}^* = \Psi_{ki} \cdot R_{k0}^*. \tag{3.11}$$

За умови, що цільовий «продукт» установки в еталонному і реальному режимах рівні, додаткове споживання «палива» установкою ΔF_T можна виразити через *MF* і *DF* як [65]

$$\Delta F_{\rm T} = \sum_{k=1}^{n} \left(MF_k + \sum_{i=1}^{m} DF_{ki} \right) = \sum_{k=1}^{n} MF_k^* , \qquad (3.12)$$

де MF_k^* – вартість аномалії в елементі (витрати ексергії «палива», що підводиться до системи на усунення втрат ексергії в елементі).

Для обліку впливу структури технологічної схеми використовується матрична форма запису ексергетичних балансів [47]. Застосування до термодинамічних балансів теорії лінійних систем дозволяє швидко визначити ексергетичні характеристики кожної підсистеми. Такий підхід в значній мірі сприяє подоланню обчислювальних і методологічних труднощів, які зумовлені структурою зв'язків в системі та розмірністю задачі. Матриця інциденцій однозначно визначає зв'язок між елементами схеми і являє собою, по суті, математичну модель топології її структури. Число одиниць в кожному рядку матриці визначає локалізацію елементів з поділом або змішуванням потоків ексергії, а знак вказує на підпорядкованість потоків по відношенню до кожного елементу.

Уява енергоперетворюючої установки як складної системи і розбиття її на підсистеми, що пов'язані матеріальними потоками ексергії, дозволяє здійснити єдиний методологічний підхід до кількісного та якісного дослідження [68].

Визначення термодинамічних характеристик системи здійснюється виконанням покрокових розрахункових процедур:

1. Уявлення обраної системи у вигляді потокового графу, визначення ексергетичних потоків по дугам графу.

2. Побудова матриці інциденцій, що відповідає потоковому графу.

3. Розрахунок сумарних втрат, поелементних втрат ексергії з урахуванням складових деструкції ексергії та визначення ексергетичної вартості продукту елемента та системи у цілому.

Аналіз перетворення ексергії проводиться за допомогою сигнальних графів, які наочно відображають причинно-наслідкові зв'язки між сигналами складної системи. Потоки ексергії тут розглядаються як сигнали системи [92]. Для комп'ютерного уявлення структурних зв'язків схеми можна записати їх у вигляді орієнтованих графів D = (V; L), що складаються з безлічі вершин V (елементи) і безлічі L упорядкованих пар вершин *i*, $k \in V$. По кожній дузі графа визначається ексергетична продуктивність окремої частини енергоперетворюючої системи. Зв'язки між інцидентними елементами графа представлені матрицею A, далі – повною вхідною матрицею, в якій ряди відповідають елементам установки, а стовпці – потокам виробленої та споживаної роботі.

Вхідну матрицю **А** адекватну графу виробничої структури установки у загальному вигляді«паливо» і «продукт» (*F/P*) представлено у табл. 3.1.

На основі представленої вище матричної форми запису ексергетичного балансу визначаються вклади окремих потоків в ексергію «продуктів» системи і їх ексергетичну вартість, знаходяться складові ексергетичних втрат в елементах енергоустановки.

164 Таблиця 3.1

	F_0	F_1	•••	F_{j}	•••	F_n
P_0		E_{01}		E_{0j}		E_{0n}
P_1	E_{10}	E_{11}		E_{1j}		E_{1n}
		•••				•••
P_i	E_{01}	E_{i1}		E_{ij}		E_{in}
•••	•••	•••	•••	•••	•••	•••
P_n	\overline{E}_{01}	\overline{E}_{n1}	•••	\overline{E}_{nj}	•••	\overline{E}_{nn}

Узагальнений вигляд матриці А графу виробничої структури

3.1.1. Декомпозиція ексергетичних потоків повітряно-компресійної холодильної машини

В роботах [47, 70] автором запропоновано термоекономічну модель повітряно-компресійної холодильної машини (ПХМ), на основі якої отримано узагальнені ексергетичні характеристики та визначені умови її енергоефективної експлуатації.

Згідно з методологією теорії ексергетичної вартості [35, 65, 69] для визначення аномалій і дисфункцій в елементах системи, а також ексергетичної вартості потоків ексергії, необхідний порівняльний аналіз двох режимів експлуатації установки: еталонного і реального. В якості еталонного обрано режим, який отримано в результаті процедури термодинамічної ідеалізації процесів, яка передбачає усунення технічних втрат ексергії в елементах. Реальний режим відповідно характеризується наявністю аномалій в роботі елементів.

Правила усунення технічних втрат при проведенні ідеалізації циклів ПХМ розглянуто в роботі [47] та в розділі 2. Обов'язковою умовою аналізу є наявність однакового «продукту» установки (ексергетичної холодопродуктивності) для обох режимів (реального та еталонного). Для розрахунку параметрів повітря в характерних точках циклу використовуються рекомендації роботи [1]. Ексергії потоків розраховуються за методикою, представленою в роботі [69]. При визначенні ексергетичної вартості кожного потоку ексергії, враховуючи рекомендації роботи [2], виділяється цільове призначення вхідного або вихідного з k-го елемента потоку за ознакою «паливо F» – «продукт P».

На рис. 3.2 представлена схема декомпозиції ексергетичних потоків в повітряної холодильної машині, що працює за зворотним циклом Брайтона.



Рис. 3.2. Схема декомпозиції ексергетичних потоків у ПХМ

На рис. 3.2 прийняті наступні позначення: № 1, 2, 3, 4 – порядкові номера елементів; перший підстроковий індекс при ексергії потоку E позначає номер елементу, з якого виходить E, другий – в який входить E; $E_{2.0}$, $E_{0.2}$ – ексергія потоку повітря на вході та виході з холодильника; $E_{0.4}$, $E_{4.0}$ – ексергія потоку повітря на входе та виході з теплообмінника; N_{eq} – потужність електроприводу, що підводиться до КМ з урахуванням потужності, що виробляється ДЕТ $N_{дет}$. Сума N_{eq} і N_{det} складає ексергетичний потік $E_{0.1}$, що дорівнює споживаної потужності КМ $N_{км}$.

Поділ ексергетичних потоків, у відповідності зі схемою (див. рис. 3.2), представлено в табл. 3.2.

Поділ ексергетичних потоків за ознакою «паливо» і «продукт» для повіт-

Потік	Е, кВт	Вихід	F/P	Вхід	F/P
1	E ₂₋₁	ХЛ	F	КМ	Р
2	E_{1-4}	КМ	Р	ТО	F
3	E_{4-3}	ТО	F	ДЕТ	F
4	E_{3-2}	ДЕТ	F	ХЛ	F
5	$N_{ m det}$	ДЕТ	Р	HC	F
6	E_{0-4}	HC	Р	ТО	Р
7	E_{4-0}	ТО	Р	HC	F
8	E_{0-2}	HC	Р	ХЛ	Р
9	<i>E</i> ₂₋₀	ХЛ	Р	HC	F
10	$N_{\rm eg} + N_{\rm der}$	HC	Р	КМ	\overline{F}

ряної холодильної машини

Схема ПХМ у вигляді орієнтованого графа представлена на рис. 3.3.



Рис. 3.3. Схема ПХМ у вигляді орієнтованого графа

На рис. 3.3 обведені в кола номера відповідають номерам вершин (елемент обладнання), а розташовані біля стрілок номери – впорядковані пари вершин (ексергетичний потік).

Зв'язки між інцидентними елементами графа представлені матрицею А

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

яка має розмір 4×10 (4 – основні елементи установки; 10 – потоки маси і робочі взаємодії). Вхідний в елемент потік дорівнює (+1), а виходить – (-1). Таким чином, ексергетичний баланс можна записати в матричній формі як

 $AE = E_D$,

де **E** – стовпець, який містить ексергію кожного потоку маси і ексергію потоків теплоти і роботи.

Член **E**_D – шуканий вектор-стовпець, елементи якого характеризують втрати ексергії у відповідному *k*-му елементі обладнання.

Уявлення ексергетичного балансу у системі за ознакою «паливо – продукт»:

$$\mathbf{A} = \mathbf{A}_{\mathbf{F}} - \mathbf{A}_{\mathbf{P}} - \mathbf{A}_{\mathbf{R}},$$
$$\mathbf{A}_{\mathbf{F}} \mathbf{E} = \mathbf{F}; \ \mathbf{A}_{\mathbf{P}} \mathbf{E} = \mathbf{P}; \ \mathbf{A}_{\mathbf{R}} \mathbf{E} = \mathbf{R},$$

де А_F, А_P, А_R – вхідні матриці «палива», «продуктів» і «залишків»;

F, **P**, **R** – вектори-стовпці, що містять ексергії «палива», «продуктів» і «залишків» відповідно.

Для схеми ПХМ A_F, A_P, A_R записуються наступним чином

Після визначення вхідних матриць може бути побудована діагональна матриця **К**_D, що містить споживання ексергії в кожному елементі обладнання

$$\mathbf{F} = \mathbf{K}_{\mathbf{n}} \mathbf{P}$$

Основний постулат теорії ексергетичної вартості свідчить про те, що ексергетична вартість будь-якого потоку, будь то «паливо» або «продукт», дорівнює ексергії, яку витрачено на його виробництво, тобто $F^* = P^*$ (див. рис. 3.1).

У матричної формі цей постулат можна записати як

$$\mathbf{A}\mathbf{E}^{*}=\mathbf{0},$$

де **E**^{*} – шуканий вектор-стовпець, елементи якого характеризують ексергетичної вартість потоків установки.

Для визначення **E**^{*} вхідну матрицю **A** необхідно доповнити рівняннями, які б відображали такі чинники:

- потоки, які вводяться в установку і їх ексергію;

 наявність внутрішніх розгалужень, тобто наявність у елемента кількох виходів, які з'єднані з іншим обладнанням системи;

– наявність «залишків», які мають нульову ексергію в разі, якщо для їх усунення не витрачається додаткова ексергія, і, якщо витрачається – негативна;

- наявність побічних «продуктів».

В результаті система рівнянь для визначення \mathbf{E}^* матиме вигляд

$$\mathbf{\Lambda E}^* = \mathbf{\Omega},\tag{3.7}$$

де $\Lambda = [\mathbf{A}|\boldsymbol{\alpha}]$ – квадратна розширена вхідна матриця, що складається з вхідної \mathbf{A} і внутрішньої $\boldsymbol{\alpha}$ матриць;

Ω – вектор-стовпець, який включає в себе наступні елементи: ексергію входу, ексергію «продуктів», ексергію «залишків».

[1	-1	0	0	0	0	0	0	0	1	$\begin{bmatrix} \mathbf{E}_1^* \end{bmatrix}$		$\begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix}$	
-1	0	0	1	0	0	0	1	-1	0	\mathbf{E}_{2}^{*}		0	
0	0	1	-1	-1	0	0	0	0	0	\mathbf{E}_{3}^{*}		0	
0	1	-1	0	0	1	-1	0	0	0	E [*] ₄		0	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	\mathbf{E}_{5}^{*}	_	$ E_{10} $	
0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	\mathbf{E}_{6}^{*}	-	$ E_5 $	
0	0	0	0	0	0	0	-1	1	0	E [*] ₇		$ E_{Q0} $	
0	0	0	0	0	-1	1	0	0	0	E [*] ₈		0	
$-x_1$	1	0	0	0	0	0	0	0	0	E [*] ₉		0	
1	0	0	$-x_{4}$	0	0	0	0	0	0	E_{10}^*		0	

Тут ексергетична вартість \mathbf{E}_{10}^* дорівнює ексергії, що входить в установку потоку 10 (див. рис. 3.3). Коефіцієнти пропорційності x_1 і x_4 отримані з балансу ексергетичної вартості потоків, а саме:

– для КМ баланс записується як $\mathbf{E}_2^* - \mathbf{E}_1^* = \mathbf{E}_{10}^*$, отже, якщо прирівняти праву частину рівняння нулю, можна записати $x_1 = \frac{\mathbf{E}_2^*}{\mathbf{E}_1^*}$;

– для ХЛ баланс записується як $\mathbf{E}_4^* - \mathbf{E}_1^* = \mathbf{E}_9^* - \mathbf{E}_8^*$; в цьому рівнянні різниця ексергетичної вартостей потоків 9 і 8 (див. рис. 3.3) дорівнює ексергії холоду E_{Q0} . За аналогією з КМ можна записати $x_4 = \frac{\mathbf{E}_1^*}{\mathbf{E}_4^*}$.

Різниця потоків 6 і 7 (див. рис. 3.3) є ексергією теплоти, яка відводиться від дисипативного елемента в навколишнє середовище як побічний «продукт» («залишок»). У цьому випадку її ексергетична вартість прирівнюється 0, що також враховується в матриці Λ .

Далі знаходяться ексергетична вартість «палива» і «продукту» елементів, а також додаткове споживання «палива» установкою за формулою (3.12).

Поелементне розподілення споживання «палива» кожним елементом ПХМ показано на рис. 3.4, з якого видно, що при зміні η_{*iskm*} і η_{*isget*} характер роз-

поділу споживання в компресорі істотно змінюється. Встановлено, що дисфункція *DF* має місце тільки в компресорі, причому основну частку в ній становлять аномалії трьох елементів (холодильника – 28 %, детандера – 65,2 % і теплообмінника – 5,9 %).



Рис. 3.4. Характер розподілу ексергетичних втрат в елементах ПХМ при варіюванні ізоентропних ККД компресора і детандера: $a - \eta_{iskm} = 0.95, \eta_{isger} = 0.875; \ \delta - \eta_{iskm} = 0.8, \eta_{isger} = 0.8$

На рис. 3.5 показано вплив ізоентропних ККД компресора η_{iskm} і детандера η_{isget} на споживання ексергії «палива» всією системою ΔF_{T} .



Рис. 3.5. Вплив ізоентропних ККД компресора η_{iskm} і детандера η_{isget} на споживання ексергії «палива» всією системою ΔF_{T}

З використанням запропонованого алгоритму проведено аналіз чутливості характеристик повітряної холодильної машини до зміни локальних параметрів системи. Це дало можливість виявити для деяких елементів схеми несприятливі в плані споживання ексергії режими їх роботи.

Показник *f_k* дозволяє оцінити додаткове споживання «палива» системою, яке викликано появою аномалії в елементі [47, 71]

$$f_k = \frac{MF_k^*}{\Delta F_{\rm T}}$$

На рис. 3.6 показано характер зміни показника $f_{\text{дет}}$ детандера в залежності від η_{iskm} і η_{isdet} .



Рис. 3.6. Змінення показника $f_{\text{дет}}$ при зміні ізоентропних ККД компресора η_{iskm} і детандера η_{isget}

На рис. 3.7 наведено змінення показника $f_{\kappa M}$ компресора в залежності від η_{iskm} і η_{iskm} і η_{iskm} і η_{iskm} на показник $f_{\kappa M}$ наведено на рис. 3.8.

Як можна бачити з рис. 3.6 – 3.8, має місце абсолютно різний характер зміни показника *f* для елементів ПХМ при варіюванні η_{*is*км} і η_{*is*дет}. Це свідчить про істотно нелінійний зв'язок між параметрами циклу.



Рис. 3.7. Змінення показника *f*_{км} при зміні ізоентропних ККД компресора η_{*is*км} і детандера η_{*is*дет}



Рис. 3.8. Змінення показника *f*_{хл} при зміні ізоентропних ККД компресора η_{іsкм} і детандера η_{іsдет}

У табл. 3.3 представлено результати термодинамічного аналізу ПХМ при різних температурах навколишнього середовища: варіант $a - T_{\rm Hc} = 25$ °C і $P_{\rm Hc} = 0,1$ МПа; варіант $\delta - T_{\rm Hc} = 30$ °C і $P_{\rm Hc} = 0,1$ МПа.

Як можна бачити з табл. 3.3, при збільшенні *T*_{нс} відбувається підвищення в середньому на 13 – 20 % споживання ексергії «палива» кожним елементом повітряної холодильної машини.

Елемент		Варіант а		Варіант б			
	Р, кВт	<i>F</i> , кВт	<i>Е</i> _{<i>D</i>} , кВт	<i>Р</i> , кВт	<i>F</i> , кВт	<i>Е</i> _{<i>D</i>} , кВт	
КМ	724,27	863,66	139,38	907,43	1066,00	179,57	
ХЛ	24,46	49,24	24,77	25,53	56,77	31,24	
ДЕТ	440,42	582,27	141,85	582,80	744,10	181,30	
ТО	65,59	92,75	27,16	72,24	108,54	34,30	

Зміна значень ексергетичних потоків «паливо» і «продукт»

для двох режимів роботи ПХМ

Визначені аномалії і дисфункції в кожному елементі ПХМ впливають на споживання ексергії «палива», що підводиться до всієї системи. Найбільший вплив на зміну споживання ексергії «палива» системи надає ККД детандера. Встановлено, що КМ вбирає в себе дисфункції всіх інших елементів схеми, при цьому він є найбільш чутливим елементом до зміни ексергетичних втрат. Для ХЛ спостерігається консервативність до зміни ексергетичних втрат і їх впливу на споживання ексергії «палива». Виявлено лінійний характер зміни споживання ексергії «палива». Виявлено до зо °C відбувається підвищення споживання ексергії «палива» системи на 19,6 %, а сумарна деструкція при цьому збільшується на 21,7 %.

3.1.2. Декомпозиція ексергетичних потоків парокомпресорної холодильної машини

В дисертаційній роботі встановлено, що одним із слабких місць моделювання на основі теорії ексергетичної вартості було використання в процедурі декомпозиції потоків повної ексергії, без поділу її на термічну і механічну складові. Це не дозволяло в повній мірі побудувати термоекономічну модель парокомпресорної холодильної машини, яка містить в своєму складі дросельний вентиль. Раніше розглядалися тільки схеми, що містять детандер. У роботах [7, 8, 72, 73] автором запропоновано методику складання схеми декомпозиції ексергетичних потоків парокомпресорної ХМ. Запропонована схема розділення потоків ексергії на термічну і механічну складові, а також введення в якості віртуального елемента установки навколишнього середовища, дозволило виділити для парокомпресорної ХМ «продукт» дроселя у вигляді потоку механічної ексергії.

Розглянемо функціональну схему, іншими словами схему виробничої структури, одноступінчатої парокомпресорної ХМ, яка представлена на рис. 3.9. На рисунку в рамках вказано нумерацію ексергетичних потоків, які входять і виходять з елементів.



Р – розширювальний пристрій (в даному випадку дросель);

HC – віртуальний елемент навколишнє середовище

Рис. 3.9. Функціональна схема парокомпресорної холодильної машини

Для визначення термічної і механічної складових ексергії по рівняннях (2.16) і (2.17) на T, s – діаграмі схематично показано знаходження параметрів холодоагенту $s_i^{M} = f(T_{Hc}, P_i), i_i^{M} = f(T_{Hc}, P_i), s_0 = f(T_{Hc}, P_{Hc})$ і $i_0 = f(T_{Hc}, P_{Hc})$ (див. рис. 2.1). На рис. 3.10 представлено діаграму формування вартості ексергетичного «продукту» термотрансформатора з поділом потоку ексергії на термічну і механічну складові. Прийнято наступні позначення: E_1^{T} – термічна ексергія холодоагенту на вході в компресор; E_5^{T} , E_5^{M} – термічна і механічна ексергії холодоагенту на виході з дроселя; E_2^{T} , E_2^{M} – то ж на виході з компресора; E_4^{T} , E_4^{M} – то ж на виході з конденсатора; E_6 , E_7 – ексергія холодоносія на вході і виході з випарника; E_8 , E_9 – ексергія повітря на вході і виході з конденсатора.



Рис. 3.10. Діаграма формування ексергетичної вартості цільового «продукту» XM при поділі ексергії на термічну і механічну складові

Як можна бачити з рис. 3.10, важлива роль на цій діаграмі відведена навколишньому середовищу (HC). При поділі потоків за цільовою ознакою введення HC дає можливість виділити елементи, які споживають тільки механічну або тільки термічну ексергію. Та частина потоку ексергії, яка «не споживається» в подальшому елементі, транзитом йде в HC (наприклад, потік механічної ексергії після дроселю E_5^{M}). У свою чергу, з HC в конденсатор XM заходить потік E_6 з фактично нульовим вмістом ексергії. В конденсаторі той потік, який прямує в навколишнє середовище (потік E_7), розглядається як втрати установки («залишки»). Потік E_7 , який направлений в HC, вже не повертається в систему і, відповідно, не впливає на ексергетичну вартість «продукту» наступних елементів. Однак на цей потік (зокрема, на нагрівання повітря в конденсаторі) була витрачена ексергія, тому ці витрати необхідно перерозподілити між іншими елементами, пропорційно величині деструкції ексергії в них. Для уявлення ексергетичних балансів у вигляді «паливо - продукт - залишок» в матричній формі і рішення задачі методом графів використовувався програмний продукт вільного доступу «TAESS-circe» [75].

У роботах [8, 72, 73] нами запропонована наступна методика поділу потоків на «паливо *F*» і «продукт *P*» (табл. 3.4).

Кожен з елементів може мати в якості «палива» або «продукту» кілька ексергетичної потоків. Згідно із записом рівнянь ексергетичних балансів потік, що виходить із елемента і відноситься до «паливо» має знак «–», а що входить – «+». Для «продукту» вихідний потік має знак «+», а що входить – знак «–». Так, наприклад, згідно з табл. 3.4, «паливом» для випарника буде $F = E_5^T - E_1^T$, а «продуктом» – $P = E_9 - E_8$.

Таблиця 3.4

Декомпозиція ексергетичної потоків за цільовим ознакою «паливо» і «продукт» для функціональної схеми парокомпресорної ХМ

Потік	E reDra	Функціональні елементи і цільові потоки					
	L, KD1	Вихід	F/P	Вхід	F/P		
1	E_1^{T}	ВИП	F	КМ	Р		
2	E_2	КМ	Р	КД	F		
3	E_4	КД	F	ДР	F		
4	E_5^{T}	ДP	F	ВИП	F		
5	E_5^{M}	ДP	Р	HC	F		
6	E_6	HC	Р	КД	Р		
7	E_7	КД	Р	HC	F		
8	E_8	HC	Р	ВИП	Р		
9	E_9	ВИП	Р	HC	\overline{F}		
10	$N_{\rm KM} + E_1^{\rm M}$	HC	Р	КМ	F		

Введення в функціональну схему XM в якості віртуального елемента навколишнього середовища дозволило механічну ексергію після дроселя E_5^{M} уявити як його «продукту» і «палива» для HC (рис. 3.11). Точки циклу на рисунку відповідають точкам циклу XM, зображеним на рис. 2.1.



Рис. 3.11. Зміна термічної і механічної складової ексергії у циклі ХМ

Значення механічної складової ексергії, яку має холодоагент після закінчення процесу дроселювання, залежить тільки від параметрів даного процесу і тиску навколишнього середовища $P_{\rm hc}$. Іншим елементом, в якому відбувається суттєва зміна механічної ексергії, – компресор. У випарнику відбувається зміна термічної частини ексергії потоку холодоагенту, механічна частина тут не змінюється (втратами тиску можна знехтувати). Тому можна розглядати таку декомпозицію потоків ексергії, коли потік механічної ексергії, минаючи випарник, прямує в компресор через віртуальний елемент «НС».

Нижче наведено результати ексергетичного аналізу чилера при різних варіантах модернізації конденсатора та компресора, що надані нами у роботі [76]. За його результатами визначено характер розподілу ексергетичних втрат в елементах чилера з урахуванням їх нееквівалентності. Попередньо виконувався розрахунок статичних характеристик XM за рекомендаціями роботи [7]. Для розрахунку теплофізичних властивостей холодоагенту R22 використовувалася база даних програмного продукту REFPROP 8.0 [77]

У якості варійованих геометричних параметрів приймалися діаметр труб конденсатора і їх рядності по ходу руху повітря. Інші характеристики гідравлічного контуру холодильної машини не змінювалися. Температура повітря на вході в конденсатор приймалася рівною 32 °C. Температура води на вході у випарник – 12 °C. Витрата води через випарник – 1 л/с. Витрата повітря через конденсатор – 2,88 м³/с.

Порівнювалися кілька варіантів геометрії поверхні повітряного конденсатора. Варіант А: поверхня 56,1 м²; діаметр труб 12 мм; число рядів по ходу руху повітря 3. Варіант В: поверхня 77,9 м², діаметр труб 9 мм, число рядів 6. Варіант С: поверхня 53,0 м², діаметр труб 15 мм, число рядів 3. Варіант D: поверхня 112,1 м², діаметр труб 12 мм, число рядів 6. Варіант G: поверхня 39,0 м², діаметр труб 9 мм, число рядів 3.

На рис. 3.12 показано зміну ексергетичних втрат в елементах XM при модернізації конденсатора з варіанта A на варіант B. У порівнянні з базовим конденсатором (варіант A) було зменшено діаметр труб з 12 мм до 9 мм, але збільшено число рядів з 3 до 6.



Рис. 3.12. Зміна ексергетичних втрат при заміні повітряного конденсатора XM з варіанту А на варіант В

Як можна бачити з рис. 3.12 при зменшенні діаметра труб до 9 мм і збільшенні рядності труб до 6 (варіант В) в елементах XM зменшилася ендогенна деструкція ексергії (внутрішня аномалія «MF»). В конденсаторі вона знизилася на 0,35 кВт, в дроселі – на 0,1 кВт, у компресорі – на 0,06 кВт. У свою чергу, реконструкція гідравлічного контуру конденсатора привела до незначного збільшення аномалії у випарнику на 0,01 кВт. Зросла також частка деструкції ексергії, що пов'язана із залишковим ексергетичним потоком в конденсаторі. Відповідно до термінології теорії ексергетичної вартості залишковим ексергетичним потоком в холодильній установці є потік охолоджувального конденсатор теплоносія (повітря). Крім того, можна бачити, що втрати ексергії в компресорі вбирають в себе втрати інших елементів. В більшій мірі це втрати, які пов'язані з конденсатором і дроселем і в меншій, – з випарником.

На рис. 3.13 показано зміну ексергетичних втрат за елементами чилера при заміні конденсатора з варіанта А на варіант С.



Рис. 3.13. Зміна ексергетичних втрат при заміні повітряного конденсатора з варіанту А на варіант С

В цьому випадку відмінність варіантів полягала тільки в зміні діаметру труб, а число рядів в обох варіантах було однакове. Як можна бачити, перехід до трубок більшого діаметра 15 мм (варіант С) призводить до зменшення ендогенної складової деструкції ексергії у випарнику. В іншому, характер розподілу втрат ексергії аналогічний попередньому варіанту. Можна відзначити значно меншу зміну втрат ексергії в елементах.

На рис. 3.14 показано зміну ексергетичних втрат в елементах чилера при заміні конденсатора з базового варіанта А на варіант D. В даному випадку мо-
дернізація конденсатора полягала у збільшенні числа рядів труб по ходу руху повітря (з 3 до 6 рядів) при збереженні колишнього діаметра труб 12 мм. Як можна бачити з рис. 3.14 зі збільшенням рядності відбувається збільшення втрат ексергії у випарнику. У порівнянні з попередніми варіантами можна відзначити більш значне зменшення ендогенної деструкції ексергії в конденсаторі.



Рис. 3.14. Зміна ексергетичних втрат при заміні повітряного конденсатора з варіанту А на варіант D

Зміну ексергетичних втрат в елементах чилера при заміні конденсатора з варіанта А на варіант G наведено на рис. 3.15.



Рис. 3.15. Зміна ексергетичних втрат при модернізації повітряного конденсатора з варіанту А на варіант G

Слід зазначити, зменшення діаметру труб конденсатора при збережені без змін числа рядів труб принципово змінює характер розподілення ексергетичних втрат у порівнянні з іншими варіантами. У варіанті G ендогенна складова деструкції ексергії у конденсаторі збільшується, що зумовлено підвищенням температури конденсації та збільшенням втрат тиску на стороні холодоагенту. При цьому у компресорі спостерігається зменшення ендогенної деструкції ексергії, однак екзогенна складова деструкції ексергії в компресорі, що зумовлена втратами у конденсаторі збільшується.

Таким чином за результатами аналізу конденсатора можна заключити, що збільшення діаметра труб при постійному числі рядів призводить до зменшення деструкції ексергії для кожного елемента. Зі збільшенням числа рядів труб в конденсаторі деструкція ексергії в компресорі, конденсаторі і дроселі зменшується, а в випарнику збільшується.

Характер розподілу ексергетичних втрат при заміні компресора представлено на рис. 3.16.



Рис. 3.16. Зміна ексергетичних втрат при заміні компресора *Monorop* MT64 на компресор Le Unite Hermetique TAG5568 E

Як можна бачити з рис. 3.16, перехід базової моделі компресора Monorop MT64 до моделі компресору Le Unite Hermetique TAG5568E призводить до незначного збільшення ендогенної складової деструкції ексергії у компресорі та зменшення екзогенної деструкції. У цілому заміна компресору вплинула на розподіл ексергетичних втрат у конденсаторі та у випарнику. У порівнянні з базовою моделлю ці втрати зменшилися.

3.1.3. Декомпозиція ексергетичних потоків парокомпресорної теплонасосної установки

Нижче розглянуто методику побудови схеми декомпозиції ексергетичних потоків для парокомпресорної ТНУ. Для схеми, яку показано на рис. 3.17, поділ ексергетичних потоків на «паливо» - «продукт» представлено в табл. 3.5.



1, 2, 3, 4 – порядкові номери елементів

Рис. 3.17. Схема декомпозиції ексергетичних потоків в ТНУ

Таблиця 3.5

	-						
Потік	Вихід	№ елемента	F/P	Вхід	№ елеме- нта	F/P	
1	Випарник	2	F	Компресор	1	Р	
2	Компресор	1	Р	Конденсатор	4	F	
3	Конденсатор	4	F	Дросель	3	F	
4	Дросель	3	Р	Випарник	2	F	
5	НС	0	Р	Конденсатор	4	Р	
6	Конденсатор	4	Р	НС	0	F	
7	НС	0	Р	Випарник	2	Р	
8	Випарник	2	P	HC	0	F	
9	НС	0	P	Компресор	1	F	

Поділ ексергетичних потоків за принципом «паливо» і «продукт» для ТНУ

Схема парокомпресійної ТНУ у вигляді орієнтованого графа представлена на рис. 3.18.



Рис. 3.18. Схема ТНУ у вигляді орієнтованого графа

Розмір матриці становить 4×9 (4 основні елементи установки; 9 – потоки маси і робочі взаємодії)

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$
 (3.8)

Для даної схеми ТНУ вхідні матриці «палива», «продуктів» і «залишків» **A**_F, **A**_P, **A**_R записуються наступним чином:

$$\mathbf{A}_{\mathbf{F}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$
(3.9)

Для розглянутої ТНУ розмір матриці а становить 5×9, таким чином (3.7) запишеться як

[1	-1	0	0	0	0	0	0	1	$\begin{bmatrix} \mathbf{E}_1^* \end{bmatrix}$		0	
-1	0	0	1	0	0	1	-1	0	\mathbf{E}_{2}^{*}		0	
0	0	1	-1	0	0	0	0	0	\mathbf{E}_{3}^{*}		0	
0	1	-1	0	1	-1	0	0	0	\mathbf{E}_{4}^{*}		0	
0	0	0	0	0	0	0	0	1	\mathbf{E}_{5}^{*}	=	E_{9}	. (3.12)
0	0	0	0	0	0	-1	1	0	\mathbf{E}_{6}^{*}		0	
0	0	0	0	-1	1	0	0	0	\mathbf{E}_{7}^{*}		E_{Q0}	
$-x_1$	1	0	0	0	0	0	0	0	E [*] ₈		0	
1	0	0	$-x_{4}$	0	0	0	0	0	_E ₉ _		0	

У (3.12) ексергетична вартість \mathbf{E}_{9}^{*} дорівнює ексергії вхідного потоку в установку $N_{\text{км}}$ (див. рис. 3.17). Коефіцієнти пропорційності x_1 і x_4 отримані з балансу ексергетичної вартості потоків, а саме:

– для компресора баланс записується як $\mathbf{E}_2^* - \mathbf{E}_1^* = \mathbf{E}_9^*$. Отже за аналогією з матрицею для ПХМ (див. рис. 3.3), можна записати $x_1 = \frac{\mathbf{E}_2^*}{\mathbf{E}_2^*}$

– для випарника баланс запишеться як $\mathbf{E}_4^* - \mathbf{E}_1^* = \mathbf{E}_7^* - \mathbf{E}_8^*$. Різниця вартостей потоків 7 і 8 дорівнює ексергії холоду E_{Q0} . Тоді – $x_4 = \frac{\mathbf{E}_1^*}{\mathbf{E}_4^*}$.

Різниця потоків 5 і 6 є ексергією теплоти, яка відводиться від дисипативного елемента в навколишнє середовище як побічний «продукт» («залишок»). Усі наступні етапи побудови тополого-ексергетичної моделі ТНУ аналогічні як і для ПХМ.

3.1.4. Декомпозиція ексергетичних потоків когенераційної установки

Сучасні когенераційні системи являють собою складні енерготехнологічні комплекси з високою ступеню рекуперації енергії. Передпроектний аналіз цих систем повинен враховувати як економічну, так і термодинамічну складові процесів.

Між цим, у випадках коли кількість технологічних підпроцесів та елементів достатньо велика такий аналіз може значно ускладнитися. Тому у передпроектну практику слід активніше залучати сучасні підходи, що дозволить виконувати комплексну оцінку ефективності енерготехнологічної системи у цілому та її окремих елементів [78].

Представлення когенераційної установки як складної системи і розбиття її на підсистеми наведено на рис. 3.19.



Рис. 3.19. Принципова теплова схема когенераційної установки з нумерацією потоків меж елементами

Для чисельної реалізації термоекономічної моделі у роботі [79] автором розглянуто відому класичну схему когенераційної установки (*CGAM-problem*, [2]). Функціональну ексергетичну потокову діаграму когенераційної установки з розташованою на неї контрольною поверхнею границь системи наведено на рис. 3.20.



Рис. 3.19. Функціональна ексергетична потокова діаграма когенераційної установки

Тут кожна цифра у колі відповідає елементу установки (див. рис. 3.18) таким чином: 0 – навколишнє середовище (HC); 1 – КЗ (камера згоряння); 2 – КМ (компресор); 3 – Турб (турбіна); 4 – ПП (рекупераційний підігрівач повітря); 5 – ТП (теплообмінник парогенератор); 6 – ГР (градирня).

Ексергії потоків, що наведені на рис. 3.19, визначаються наступним чином. Для потоків з 1 по 7 рівняння для розрахунку ексергії у кВт має вигляд

$$E_{i} = m_{i} (i_{i} - T_{\rm HC} s_{i}), \qquad (3.13)$$

де i_i , s_i – ентальпія та ентропія потоку,

*m*_i – масова витрата робочої речовини циклу (повітря, топкові гази).

Ексергії потоків 8 та 9 (див. рис. 3.18) визначаються як

$$E_{8} = m_{\nu} [i_{8} - i_{0} - T_{\mu c} (s_{8} - s_{0})], \qquad (3.14)$$

$$E_{9} = m_{\nu} [i_{9} - i_{0} - T_{\rm Hc} (s_{9} - s_{0})], \qquad (3.15)$$

де *i*₀, *s*₀ – ентальпія та ентропія речовини при температурі та тиску навколишнього середовища,

*m*_v – масова витрата пари.

Ексергії інших потоків у системі

$$E_{10} = W_{\text{net}}, E_{11} = W_{\text{KM}}, E_{12} = Q_{\text{K3}}$$
 ta $E_{13} = E_7$,

де W_{net} – корисна вихідна потужність турбіни;

 $W_{\rm KM}$ – потужність приводу компресора;

*Q*_{К3} – теплопродуктивність камери згоряння.

Ексергетична вартість «продукту» камери згоряння визначається як

$$k_{\rm K3} = \frac{E_{12}}{E_4 - E_3},\tag{3.16}$$

а ексергетична вартість «продукту» компресора (процесу стиснення) -

$$k_{\rm KM} = \frac{E_{11}}{E_2 - E_1} \,. \tag{3.17}$$

Ексергетична вартість «продукту» турбіни (процесу розширення) знаходиться за рівнянням

$$k_{\rm Typ6} = \frac{E_4 - E_5}{E_{10} + E_{11}}.$$
(3.18)

Ексергетична вартість «продукту» повітряного підігрівача (процесу регенеративного теплообміну) –

$$k_{\Pi\Pi} = \frac{E_5 - E_6}{E_3 - E_2}.$$
(3.19)

Ексергетична вартість «продукту» теплообмінника парогенератора (процесу генерації пари) знаходиться як

$$k_{\rm TII} = \frac{E_6 - E_7}{E_9}.$$
 (3.20)

Ексергетичний ККД когенераційної установки визначається наступним чином

$$\eta_{sys} = \frac{W_{net} + (E_9 - E_8)}{E_{12}}.$$
(3.21)

Декомпозицію ексергетичних потоків за ознакою «паливо» - «продукт» та за функціональним призначенням представлено в табл. 3.6, в якої прийнято наступні позначення: прод. – продуктивний елемент, а дис. – дисипативний елемент.

Таблиця 3.6

Поділ ексергетичних потоків у когенераційній установці за ознакою «паливо» і «продукт» та за функціональним призначенням

N₂	Назва елемента	Паливо <i>F_i</i>	Продукт <i>Р</i> _i
0	НС (прод.)	$E_9 + E_{10} + E_{13}$	E ₁₂
1	КЗ (прод.)	E ₁₂	$E_4 - E_3$
2	КМ (прод.)	E ₁₁	$E_2 - E_1$
3	Турб (прод.)	$E_5 - E_4$	$E_{10} + E_{11}$
4	ПП (прод.)	$E_3 - E_2$	$E_5 - E_6$
5	ТП (прод.)	$E_6 - E_7$	$E_9 - E_8$
6	ГР (дис.)	E ₇	E ₁₃

Складовою загальної термоекономічної когенераційної установки є її термодинамічна модель [80], яка записується для кожного елемента установки наступним чином:

а) Повітряний компресор.

Температура повітря після стиснення у компресорі дорівнює

$$T_{2} = T_{1} \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{\text{KM}}} \left[\left(\frac{P_{2}}{P_{1}} \right)^{\frac{k_{a}-1}{k_{a}}} - 1 \right] \right\},$$

при цьому тиск та температура на вході у компресор дорівнюють

$$P_1 = P_{\rm HC}; T_1 = T_{\rm HC},$$

де $k_{\rm a}$ – показник адіабати процесу стиснення у компресорі.

У даному дослідженні параметри навколишнього середовища були задані $T_{\rm Hc} = 298,15$ K; $P_{\rm Hc} = 1,013$ бар.

Потужність приводу компресора визначається як

$$W_{\rm KM} = m_a c_{pa} (T_2 - T_1).$$

де *m_a* – масова витрата повітря у компресорі;

 c_{pa} – питома теплоємність повітря, (c_{pa} = 1,004 кДж/кг К);

б) Камера згоряння.

Витрата топкового газу розраховується як

$$m_g = m_a + m_f$$
,

де m_f – масова витрата палива для всієї системи

Рівняння теплового балансу камери згоряння –

$$m_a i_3 + Q_{\rm K3} = m_{\rm g} i_4$$
,

де і – ентальпія робочої речовини.

Теплопродуктивність визначається як

$$Q_{\rm K3}=m_f Q_L \eta_{\rm K3},$$

а тиск на виході з камери згоряння -

$$P_4 = P_3 \left(1 - \Delta P_{\rm K3} \right),$$

де Q_L – нижча теплота згоряння природного газу (50000 кДж/кг);

η_{кз} – ККД камери згоряння;

 $\Delta P_{\rm K3}$ – узагальнений коефіцієнт втрат тиску у камері згоряння ($\Delta P_{\rm K3} = 0,05$);

в) Повітряний підігрівач.

Функціональним призначенням повітряного підігрівача є підвищення температури повітря перед камерою згоряння. За рахунок цього досягається підвищення адіабатної температури горіння палива у камері згоряння, що призводить відповідно до зменшення втрат ексергії у процесі згорання.

Рівняння теплового балансу для повітряного підігрівача записується як

$$m_a c_{pa} (T_3 - T_2) = m_g c_{pg} (T_5 - T_6),$$

де c_{pg} – питома теплоємність топкового газу, ($c_{pg} = 1,17$ кДж/кг К).

Тиск повітря на виході із підігрівача (на вході у камеру згоряння)

$$P_3 = P_2 \left(1 - \Delta P_{\Pi\Pi}^a \right),$$

а тиск топкових газів на виході із підігрівача –

$$P_6 = P_5 \left(1 - \Delta P_{\Pi\Pi\Pi}^g \right),$$

де $\Delta P_{\Pi\Pi}^{a}$, $\Delta P_{\Pi\Pi}^{g}$ – узагальнений коефіцієнт втрат тиску потоку повітря та топкових газів у підігрівачеві, відповідно ($\Delta P_{\Pi\Pi}^{a} = 0,03$, $\Delta P_{\Pi\Pi}^{g} = 0,05$).

Теплотехнічний ККД повітряного підігрівача

$$\eta_{\Pi\Pi} = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2};$$

г) Газова турбіна

Температура робочої речовини на виході з газової турбіни дорівнює

$$T_{5} = T_{4} \left\{ 1 - \eta_{\text{Typ6}} \left[1 - \left(\frac{P_{4}}{P_{5}} \right)^{\frac{1 - k_{g}}{k_{g}}} \right] \right\},$$

де $k_{\rm g}$ – показник адіабати процесу розширення у турбіні.

Потужність турбіни визначається за рівнянням

$$W_{\mathrm{Typ6}} = m_g c_{pg} (T_4 - T_5),$$

а корисна вихідна потужність турбіни –

$$W_{net} = W_{\rm Typ6} - W_{\rm KM};$$

е) Теплообмінник парогенератор.

Парогенератор за функціональним призначенням являє собою теплообмінник для регенерації енергії, який відновлює тепло від потоку гарячого газу. Принципова схема парогенератора та T-Q діаграма потоків у ньому представлена на рис. 3.20.

Температура пари на виході з економайзерної ділянки теплообмінника парогенератора знаходиться як

$$T_{8\Pi} = T_9 - \Delta T_A,$$

де ΔT_A – різниця між температурою генерованої пари і температури на виході з економайзерної ділянки теплообміннику, $\Delta T_A = 15$ К.



Рис. 3.20. Теплообмінник парогенератору: *а* – принципова схема; б – *T-Q* діаграма потоків

Рівняння теплового балансу парогенератора записується у наступному вигляді

$$m_g c_{pg} (T_6 - T_{7\Pi}) = m_s (i_9 - i_{8\Pi}),$$

де *m*_s – масова витрата пари у теплообміннику парогенераторі.

Ентальпія у точці 7_П (див. рис. 4) визначається за рівнянням

$$i_{7\Pi} = c_{pg} (T_6 - T_0),$$

а різниця температур в точці пінча –

$$\Delta T_{\Pi} = T_{7\Pi} - T_9$$

Температура газів на виході з теплообмінника дорівнює

$$T_7 = T_6 - \frac{m_s(i_9 - i_8)}{m_g c_{pg}}$$

Тиск газів після теплообмінника –

$$P_7 = P_6 (1 - \Delta P_{\rm TII}),$$

де ΔP_{TII} – узагальнений коефіцієнт втрат тиску у теплообміннику парогенераторі (ΔP_{TII} = 0,05).

У табл. 3.7 наведено вхідні параметри, при яких отримано ексергетичні характеристики системи у еталонному та дійсному режимах.

Розрахункові параметри установки для дійсного режиму наведено у табл. 3.8.

У табл. 3.9 наведені ексергії потоків для еталонного та дійсного режимів роботи та відповідне кодування потоків «паливо» - «продукт».

Таблиця 3.7

г	Janawarn	Еталонний ре-	Дійсний ре-
1	Тараметр	ЖИМ	жим
Втрата тиску у ка	мері згоряння, ΔP_{K3} , (бар)	0,005	0,05
	$\eta^{is}{}_{KM}$	0,9	0,84
ККД	η^{is}_{Typ6}	0,92	0,8786
	$\eta^{T}_{\Pi\Pi}$	0,98	0,82
Температура газія	з на вході в турбіну $T_{4,}$ °С	1300	1200
Різниця температ	гур в точці пінча, ΔT_{Π} , °С	2	8

Вхідні параметри

Таблиця 3.8

Термодинамічні характеристики потоків системи когенерації для дійсного режиму

№ п/п	Потік	Масова витрата <i>m</i> , кг/с	Температура <i>T</i> , ℃	Тиск <i>р</i> , бар	Ексергія по- току <i>Е</i> , кВт
1	Повітря	1,033	25	1,013	0
2	_//_	1.033	325	8,634	285,5
3	_//_	1,033	634,3	8,202	472,5
4	Продукти згоряння	1,049	1200	7,792	1043
5	_//_	1,049	702,3	1,099	405
6	_//_	1,049	441	1,066	195,6
7	_//_	1.049	137,5	1,013	20,92
8	Вода	0,1383	25	1,013	0
9	Водяна пара	0,1383	212,4	20	126,3
10	Потужність "нетто"	-	-	-	300
11	Потужність компресо- ра	-	-	-	311
12	Метан	0,0165	25	12,00	827,1
13	Продукти згоряння	1,049	137,5	1,013	20,92

Потік	Еталонний режим <i>Е</i> , кВт	Дійсний ре- жим <i>Е,</i> кВт	Вихід з елементу	F/P	Вхід в елемент	F/P
1	0,00	0,00	0	Р	2	Р
2	281,51	285,12	2	Р	4	Р
3	468,25	472,45	4	Р	1	Р
4	1034,07	1042,7	1	Р	3	F
5	401,61	404,96	3	F	4	F
6	192,78	195,57	4	F	5	F
7	20,98	20,92	5	F	6	F
8	0,00	0,00	0	Р	5	F
9	124,27	126,26	5	Р	0	F
10	300,00	300,00	3	Р	0	F
11	305,92	310,96	3	Р	2	F
12	820,73	827,11	0	Р	1	F
13	20,96	20,92	6	Р	0	F

Ексергії потоків для еталонного та дійсного режимів

Результати розрахунку ексергетичних втрат, аномалій та дисфункцій, а також ексергетичної вартості в елементах наведено на рис. 3.21 – 3.24.

Як можна бачити з рис. 3.23 майже всі компоненти схеми (камера згоряння, компресор, турбіна, повітряний підігрівач) мають високу частку дисфункції (екзогенної складової деструкції ексергії), тобто їх ефективність у більшості визначається ексергетичними втратами у інших компонентах системи.



Рис. 3.21. Ексергетична вартість «продукту» (еталонний режим)



Рис. 3.22. Ексергетична вартість «продукту» (дійсний режим)



Рис. 3.23. Змінення складових ексергетичних втрат в елементах енергоустановки

Наприклад, у камері згоряння та турбіні частка дисфункції складає більш 80 % від повних втрат у елементі. З практичної точки зору, це свідчить про те, що удосконалювати камеру згоряння за рахунок лише зменшення деструкції ексергії у неї, тобто без урахування деструкцій у інших компонентах, технічно не доцільно, тому що це не призведе до загального підвищення ефективності установки. Дещо меншою, але також значною є частка дисфункції у компресорі та повітряному підігрівачу (близько 30 %). Виключенням є теплообмінник парогенератор, у якому в порівнянні з еталонним режимом його роботи спостерігається збільшення частки аномалії (ендогенної складової деструкції ексергії) та втрат, пов'язаних з «продуктом» цього елемента.



Рис. 3.24. Аномалія, ексергетична вартість аномалії та ексергетичні втрати в елементах енергоустановки

Як можна бачити з рис. 3.24, ексергетична вартість аномалії в таких елементах, як компресор та підігрівач повітря більше, ніж сама аномалія в елементі. Це пов'язано з нееквівалентністю ексергетичних втрат в елементах, яка зумовлена «довжиною шляху» по ходу ланцюгу перетворення енергії в установці. Чим далі від входу в систему знаходиться елемент, тим більше вартість аномалії у цьому елементі. Так, наприклад, у першому по ходу перетворення енергії елементі – камері згоряння – ці величини є рівними.

Нижче наведено результати факторного аналізу термодинамічної моделі когенераційної установки. Метою факторного аналізу є побудова регресійної моделі ексергетичного ККД установки, яка визначається за рівнянням (3.21), як функції від основних визначальних факторів. Ця модель відображує функціональну взаємодію між елементами. Був побудований композиційний план, що містив 16 варіантів експериментів з різним рівнем варіювання факторів (табл. 3.10). У якості визначальних факторів було обрано термічний ККД камери згоряння η^{T}_{K3} , який варіювався в діапазоні від 0,78 до 0,98, ізоентропний ККД компресора η^{is}_{KM} (0,74 ÷ 0,84), ізоентропний ККД турбіни η^{is}_{Typ6} (0,77 ÷ 0,8786), теплотехнічний ККД повітряного підігрівача $\eta^{T}_{\Pi\Pi}$ (0,72 ÷ 0,88). Досліджувався вплив визначальних факторів на показник ексергетичної вартості «продукту» кожного елемента.

Таблиця 3.10

η^{T}_{K3}	η^{is}_{KM}	η^{is}_{Typb} ,	$\eta^{T}_{\Pi\Pi}$	$1/k_{\rm K3}$	$1/k_{\rm KM}$	$1/k_{\mathrm{Typ6}}$	$1/k_{\Pi\Pi}$	$1/k_{T\Pi}$	η_{sys}
0,78	0,74	0,77	0,72	0,549	0,870	0,916	0,879	0,708	0,3501
0,98	0,74	0,77	0,72	0,690	0,870	0,916	0,879	0,708	0,4391
0,78	0,84	0,77	0,72	0,549	0,917	0,916	0,867	0,712	0,372
0,98	0,84	0,77	0,72	0,690	0,917	0,916	0,867	0,712	0,4667
0,78	0,74	0,8786	0,72	0,548	0,870	0,958	0,877	0,712	0,3886
0,98	0,74	0,8786	0,72	0,688	0,870	0,958	0,878	0,712	0,4873
0,78	0,84	0,8786	0,72	0,547	0,917	0,958	0,866	0,716	0,4088
0,98	0,84	0,8786	0,72	0,688	0,917	0,958	0,867	0,716	0,5128
0,78	0,74	0,77	0,82	0,550	0,870	0,916	0,904	0,714	0,3493
0,98	0,74	0,77	0,82	0,691	0,870	0,916	0,905	0,714	0,4378
0,78	0,84	0,77	0,82	0,550	0,917	0,916	0,895	0,719	0,3724
0,98	0,84	0,77	0,82	0,691	0,917	0,916	0,896	0,719	0,4668
0,78	0,74	0,8786	0,82	0,549	0,870	0,958	0,903	0,717	0,3896
0,98	0,74	0,8786	0,82	0,690	0,870	0,958	0,903	0,717	0,4885
0,78	0,84	0,8786	0,82	0,549	0,917	0,958	0,894	0,723	0,4106
0,98	0,84	0,8786	0,82	0,690	0,917	0,958	0,894	0,723	0,5154

План варіювання факторів та ексергетичні показники установки

Вплив визначальних факторів на показник ексергетичної вартості «продукту» кожного елемента наведено на рис. 3.25. Як можна бачити з рис. 3.25 при встановлені для факторів η^{T}_{K3} , η^{is}_{KM} , $\eta^{is}_{Typ\delta}$ та $\eta^{T}_{\Pi\Pi}$ верхнього рівня варіювання набувається зниження показника ексергетичної вартості «продукту» практично для всіх елементів установки. Виключення складає підігрівач повітря для якого підвищення ізоентропної ефективності компресора та турбіни навпаки призводить до збільшення показника його ексергетичної вартості. Це на нашу думку є типовим проявом інтеграційних властивостей системи.





Було встановлено залежність ексергетичного ККД установки від ексергетичних ККД її елементів, які є оберненими величинами ексергетичних вартостей елементів

$$\eta_k^{ex} = 1/k_k \; .$$

Ексергетична вартість k_k визначається за формулами (3.16) – (3.20) як відношення «палива» до «продукту» k-го елементу, які наведені у табл. 3.10. Регресійне рівняння, що встановлює залежність між η_{sys} та визначальними факторами має наступний вигляд

$$\begin{split} \eta^{ex}_{sys} &= -0.5239 + 0.4831 \eta^{T}_{K3} + 0.244 \eta^{is}_{KM} + \\ &+ 0.399 \eta^{is}_{Typ6} + 0.00623 \eta^{T}_{\Pi\Pi}. \end{split}$$

Ступень впливу на η_{sys} фактору η^{T}_{K3} дорівнює 0,90837; $\eta^{is}_{KM} - 0,4350$; $\eta^{is}_{Typ6} - 0,5498$; $\eta^{T}_{\Pi\Pi} - 0,28594$.

Рівняння, що встановлює залежність між ексергетичним ККД установки та ексергетичними ККД її елементів ($\eta_k = 1/k_k$) має вигляд ступеневого поліному

$$\begin{split} \eta^{ex}_{sys} &= -0.5239 + 0.4831 \cdot \eta^{T}_{K3} + 0.244 \cdot \eta^{is}_{KM} + \\ &+ 0.399 \cdot \eta^{is}_{Typ6} + 0.00623 \cdot \eta^{T}_{\Pi\Pi}. \end{split}$$

Ступень впливу на η^{*ex*}_{*sys*} ексергетичних ККД елементів дорівнює: η_{K3} – 0,9044; η_{KM} – 0,4665; η_{Турб} – 0,5216; η_{ΠΠ} – 0,3861; η_{ΠΠ} – 0,4486.

Розподілення покомпонентних ексергетичних втрат у відсотковому співвідношенні до сумарних для 16 варіантів варіювання контрольних показників процесу наведено на рис. 3.26.

Важливим результатом поглибленого термодинамічного аналізу є визначення ексергетичних втрат відносно причин, що зумовлюють ті чи інші втрати з урахуванням розподілення їх по елементам. У нашому випадку теплотехнічний ККД $\eta_{\Pi\Pi}$ та η_{K3} визначають вплив втрат від кінцевої різниці температур при теплопередачі, інші контрольні показники процесу η_{KM}^{is} та η_{Typ6}^{is} – вплив внутрішньої незворотності у процесі стиснення та розширення.



Рис. 3.26. Відсоткове співвідношення покомпонентних ексергетичних втрат для 16 варіантів матриці планування експерименту

На рис. 3.27 наведено підсумкову діаграму розподілення ексергетичних втрат по елементах установки в залежності від зміни контрольного показника процесу у кожному елементі. Слід зазначити, що на відміну від умовних ККД віднесених до причин втрат, які було запропоновано В.М. Бродянським у роботі [5], у даному випадку при проведенні аналізу враховується структура установки.



Рис. 3.27. Діапазон зміни покомпонентних ексергетичних втрат у когенераційній установці у залежності від зміни контрольних показників процесів

всіх елементів

Таким чином, розроблені на основі теорії ексергетичної вартості термоекономічні моделі термотрансформаторів дозволяють на різних етапах створення систем здійснювати оцінку ефективності як окремих елементів, так і в цілому всієї схеми. Для реалізації моделі запропоновано алгоритм побудови термоекономічної моделі, який враховує структурно-топологічні особливості схеми і взаємозв'язок між її елементами. Отримані в результаті чисельної реалізації методики, узагальнені залежності ексергетичних показників від варійованих факторів дають можливість виявити несприятливі режими експлуатації обладнання установки, що мають підвищене енергоспоживання. При побудові узагальнених залежностей використовується апарат теорії планування експерименту, що дозволяє врахувати взаємозалежний вплив варійованих факторів на показники ефективності установки.

Рекомендації щодо вибору раціональних технологічних схем та енергоефективних режимів роботи розглянутих систем термотрансформації у різних сферах господарства наведено автором у роботах [81, 82, 83, 84, 85, 86, 87, 88, 89]. В [81, 85, 88, 89] запропоновано схеми систем термотрансформації на базі адсорбційного геліоколектору. Роботи [83, 84, 86, 87] присвячено розробці нових схемних рішень з використання повітрянокомпресійних теплових насосів у системах комплексного тепло- та холодопостачання підземних споруд метрополітену.

3.2. Метод покрокової оптимізації парокомпресорної холодильної машини

3.2.1. Термоекономічне обґрунтування вибору оптимальної температури охолодження парокомпресорної холодильної машини

Далі показано комплексне застосування методів термоекономіки при створенні методу покрокової оптимізації парокомпресорної холодильної машини. При цьому по-перше вирішено задачу термоекономічного обґрунтування вибору оптимальної температури охолодження на прикладі XM, що працює в позакритичному циклі.

Одним із способів зниження експлуатаційних витрат є організація енергоефективної роботи ХМ в певній галузі температур охолодження, в якій має місце максимальний ексергетичний ККД [91]. Розрахунки, яки були проведені проведені Мартиновським В.С., Мельцером Л.З., Шнайде Н.С., Бродянським В.М., Мінкусом Б.С., Лавренченко Г.К., показали, що існування оптимальної температури охолодження Тохл, що відповідає максимальному ексергетичному ККД, має місце для всіх типів генераторів холоду: парокомпресорних, абсорбційних, термоелектричних, газових і газорідинних. Як відзначають самі автори [91, 92], наявність оптимальної Тохл є наслідком взаємного впливу в дійсних циклах зовнішньої і внутрішньої незворотності. Тим часом, механізм цього впливу, на нашу думку, авторами розкрито недостатньо. Зокрема не вивчено ефект взаємодії складових ексергетичної втрат в елементах ХМ і його зв'язок з максимальною ексергетичної ефективністю. Слід зазначити, що вплив на ексергетичний ККД втрат від незворотності далеко не однозначний і залежить не тільки від температурних напорів в апаратах ХМ, але і від температурних меж циклу.

Як відомо [93], чим вони ближче один до одного, тим сильніше цей вплив. Крім того, різниця температур у випарнику і конденсаторі призводить до збільшення незворотності в компресорі і, в підсумку, до зниження його ефективності. У зв'язку з цим автори [5, 94] для обґрунтування вибору найкращих режимів роботи реальних XM обмежилися тільки обробкою статистичних даних значень ексергетичного ККД.

Єдиною роботою, в якій зроблена спроба з термодинамічних позицій розкрити причини існування оптимальної $T_{\text{охл}}$ з виявленням найбільш впливових факторів, є стаття Лавренченко Г.К. [95]. Зокрема, в ній робиться висновок, що найбільший внесок у виникнення оптимуму ексергетичного ККД вносить незворотність процесу стиснення в реальному компресорі. Відзначається, що ефективність циклу парокомпресорних XM і екстремальний характер залежності ексергетичного ККД від Тохл значною мірою обумовлений об'ємними і енергетичними характеристиками компресора. Відносна консервативність (слабка змінність) оптимальної $T_{\text{охл}}$ при варіюванні температурних напорів в випарнику та конденсатору дає підставу розглядати окремо задачі термодинамічної та техніко-економічної оптимізації. Слід зазначити, що цей висновок дещо «йде в розріз» з основною ідеєю термоекономічного підходу до оптимізації XM, згідно з яким ці задачі слід розглядати спільно з урахуванням впливу термодинамічних параметрів системи на її техніко-економічні показники. При роздільному ж розгляді цих задач результат може бути таким, що термодинамічний і термоекономічний оптимуми можуть і не збігатися з огляду на відмінності цільових функцій. Таким чином, традиційний термоекономічний підхід до проектування оптимальної ХМ має бути дещо змінений. Як відомо [96], практика сучасного компресоробудування визначає суто дискретний характер зміни головного класифікуючого параметру компресора – його теоретичної об'ємної подачі. У зв'язку з цим вибір компресора, що відповідає отриманій оптимальній об'ємній подачі, яка розрахована при фіксованому значенні холодопродуктивності, в цьому випадку ускладнено. Компресор з такими нестандартними характеристиками може просто не випускатися, а його індивідуальне проектування і виготовлення недоцільно з економічних міркувань.

Для подолання цього протиріччя має сенс спочатку розглянути задачу знаходження оптимальної температури охолодження з урахуванням характеристик реального компресора, а потім для знайдених оптимальних за ексергетичним ККД умов його експлуатації провести термоекономічну оптимізацію решти устаткування з метою мінімізації зведених витрат, які пов'язані зі створенням та експлуатацією ХМ. Це дозволить вже на початковому етапі розробки системи виключити з подальшого розгляду ряд далеких від оптимальних альтернативних варіантів проектованої ХМ. Подальша термоекономічна оптимізація має пов'язати між собою термодинамічно кращі альтернативи і найменші капітальні витрати. Аналіз складових ексергетичних втрат та їх взаємовпливу в елементах при переході від ідеалізованого циклу до дійсного в результаті має виявити причини існування температурної області, в якій ексергетичний ККД XM досягає свого максимального значення. В якості еталонного режиму може бути обраний цикл з усуненими технічними втратами [47], а в якості реального – дійсний цикл.

Задача вибору оптимальної T_{0xn} розглянута на прикладі позакритичної XM, що використовує в якості робочої речовини холодоагент R744 (CO₂). Система обладнана двома паралельно встановленими компресорами TCS 373-D (сумарна теоретична об'ємна подача 29,4 м³/год), пластинчастими випарником і газоохолоджувачем однакової геометрії з виштампуваними трубками для проходу холодоагенту і осьовими вентиляторами.

Оскільки розглядається XM із заданою теоретичною об'ємною подачею компресора і в залежності від режиму змінною холодопродуктивністю, для вибору еталонного режиму доцільно скористатися концепцією створення віртуальної XM з «ідеальним» компресором [8, 90] (див. розділ 2). Це дозволить встановити максимально можливий «продукт» холодильної установки при усунених технічних втратах в циклі. Як «ідеальний» розглядається теоретичний компресор. Вважається, що в циліндрі відсутній мертвий простір, а також відсутні тертя і втрати тиску (повна герметичність циліндра компресора).

Ідеалізований цикл з усуненими технічними втратами будується в припущенні, що температура випаровування в ньому на 0,5 К нижче температури холодоносія на виході з випарника T_{0xn} , а температура R744 на виході з газоохолоджувача T_3 на 0,5 К вище температури теплоносія на вході в газоохолоджувач $T_{\Gamma O}$. У разі повітряного охолодження вона дорівнює температурі навколишнього середовища T_{Hc} . Вводиться припущення, що $\eta_{iskm} = 95 \%$.

При побудові реальних циклів використані емпіричні залежності, отримані для компресорів з холодоагентом R744 фірми «Dorin».Зокрема, коефіцієнт об'ємної подачі компресора визначається як функція ступеня стиснення в циклі π_{ct} [97]

$$\lambda_V = 0.9207 - 0.0756 \,\pi_{\rm cT} + 0.0018 \,\pi_{\rm cT}^{2}, \qquad (3.22)$$

а η_{iskm} знаходиться з використанням залежності [98]

$$\eta_{iskm} = (0,9343 - 0,04478 \ \pi_{ct}) \cdot 100 \ \%. \tag{3.23}$$

Зв'язок між температурою на виході з газоохолоджувача і оптимальним тиском нагнітання встановлюється наступним чином [99]

$$P_2^{\text{опт}} = 2,68 \ T_3 - 6,796, \tag{3.24}$$

а температура R744 на виході з газоохолоджувача визначається з урахуванням рекомендацій роботи [99]

$$T_3 = T_{\rm Hc} - 0,0015263 T_{\rm Hc}^2 - 0,028866 T_{\rm Hc} + 7,7126.$$
(3.25)

На рис. 3.28 представлено реальний і теоретичний (ідеалізований) цикли позакритичної XM, які побудовані з урахуванням залежностей (3.22) – (3.25).



Рис. 3.28. Реальный і теоретичний цикли позакритичної ХМ

На рис. 3.28 показані наступні термодинамічні процеси: 1 - 2 – процес стиснення в компресорі; 2 - 3 – процес охолодження пара в газоохолоджувачі; 3 - 4 – процес дроселювання; 4 - 1 – процес випаровування.

Нами було визнано за доцільне оцінити вплив зміни втрат від незворотності на ексергетичну вартість кожного елементу позакритичної XM (повітря – повітря) при варіюванні температури охолодження $T_{\text{охл}}$. Порівнювалася робота XM з оптимальною температурою охолодження (при максимальному η^{ex}) і у двох інших режимах: 1-й – при температурі охолодження нижче $T^{\text{опт}}_{\text{охл}}$; 2-й – вище $T^{\text{опт}}_{\text{охл}}$. В обох режимах ексергетичний ККД нижче максимального значення для даної XM ($\eta^{ex} < \eta^{ex}_{max}$).

Ексергетичний ККД циклу ХМ визначається по залежності

$$\eta^{ex} = \tau_e \varepsilon$$

де $\tau_e = 1 - T_{\rm HC}/T_{\rm oxn}$ – ексергетична температурна функція.

При розрахунку було задано коефіцієнт ефективності регенеративного теплообмінника $\eta_{pT} = 30$ %, перегрів у випарнику $\Delta T_{nep} = 5$ °C. Варіювалася температура T_{oxn} у широкому діапазоні від -20 °C до 2 °C. У табл. 3.11 і 3.12 представлені параметри позакритичного циклу XM, а саме тиск перед KM P_1 , тиск нагнітання P_2 , температура випаровування T_0 , та ізоентропний ККД компресора η_{is} при температурі навколишнього середовища $T_{hc} = 25$ °C і $T_{hc} = 29$ °C, відповідно. Температура R744 на виході з газоохолоджувача T_3 визначалася по залежності (3.25).

Таблиця 3.11

№ ре- жиму	$T_{s2},^{\circ}\mathrm{C}$	<i>T</i> ₀ , °C	<i>T</i> ₃ , °C	<i>P</i> ₁ , бар	<i>P</i> ₂ , бар	$\eta_{is},$ %
1	-20	-26	31,04	16,32	78,97	71,76
2	-17	-23	31,04	17,96	78,97	73,74
3	-14	-20	31,04	19,72	78,97	75,50
4	-11	-17	31,04	21,6	78,97	77,06
5	-8	-14	31,04	23,61	78,97	78,45
6	-6	-12	31,04	25,03	78,97	79,30
7	-4	-10	31,04	26,5	78,97	80,09
8	-2	-8	31,04	28,04	78,97	80,82
9	0	-6	31,04	29,64	78,97	81,50
10	2	-4	31,04	31,31	78,97	82,14

Параметри позакритичного циклу XM при $T_{\rm Hc} = 25 \ ^{\circ}{\rm C}$

Таблиця 3.12

206

№ ре- жиму	$T_{s2},^{\circ}\mathrm{C}$	<i>T</i> ₀ , °C	<i>T</i> ₃ , °C	<i>P</i> ₁ , бар	<i>P</i> ₂ , бар	η_{is} , %
1	-20	-26	34,59	16,32	78,97	71,76
2	-17	-23	34,59	17,96	78,97	73,74
3	-14	-20	34,59	19,72	78,97	75,50
4	-11	-17	34,59	21,6	78,97	77,06
5	-8	-14	34,59	23,61	78,97	78,45
6	-6	-12	34,59	25,03	78,97	79,30
7	-4	-10	34,59	26,5	78,97	80,09
8	-2	-8	34,59	28,04	78,97	80,82
9	0	-6	34,59	29,64	78,97	81,50
10	2	-4	34,59	31,31	78,97	82,14

Параметри позакритичного циклу XM при $T_{\rm hc}$ = 29 °C

На рис. 3.29 представлені залежності ексергетичного ККД XM від температури охолодження. З рисунків видно наявність оптимальної температури охолодження. При цьому зі збільшенням температури навколишнього середовища оптимальна температура охолодження збільшується, а ексергетичний ККД у цілому знижується. Проведено ексергетичний аналіз роботи XM у трьох режимах при температурі повітря на вході у ГО $T_{\rm Hc} = 29$ °C і $T_{\rm oxn}$, що відповідає режимам № 1, 5 та 10 (табл. 3.12), за представленою у підрозділі 3.1 методикою.



Рис. 3.29. Змінення η^{ex} у залежності від $T_{\text{охл}}$: $a - T_{\text{нс}} = 25 \text{ °C}; \ \delta - T_{\text{нс}} = 29 \text{ °C}$

На рис. 3.30 – 3.32 наведено характер зміни ендогенної і екзогенної складових деструкції ексергії у основних елементах XM.

З рис. 3.30 видно, що при роботі позакритичної XM у низькотемпературному режимі спостерігаються найбільші за величиною втрати від незворотності, як зовнішні (у ГО), так і внутрішні (у КМ). При цьому продукт кожного елементу у реальному режимі менше в порівнянні з еталонним режимом. Деструкція ексергії у ДР реальної XM нижче, ніж у еталонної. Це пов'язано з тим, що у еталонної XM з ідеальним KM більше масова витрата холодоагенту.

На рис. 3.31 показано втрати від незворотності для реальної XM, що працює у оптимальних температурних межах циклу. Видно, що у випарника у цьому випадку спостерігається зменшення продукту, проте ендогенна складова деструкції ексергії дорівнює 0. Тобто усі втрати у випарнику при цьому температурному режимі є неусувними.

При роботі XM у режимі № 10 (рис. 3.32) усі втрати є меншими від двох інших режимів. Однак з'являються істотні втрати у ДР



Рис. 3.30. Екзогенні та ендогенні складові деструкції ексергії у елементах XM (режим № 1, табл. 3.12)



Рис. 3.31. Екзогенні та ендогенні складові деструкції ексергії у елементах ХМ



Рис. 3.32. Екзогенні та ендогенні складові деструкції ексергії у елементах XM (режим № 10, табл. 3.12)

На рис. 3.33 показано зміну η^{ex} в залежності від температури охолодження T_{0xn} , яка варіювалася в широкому діапазоні від -20 °C до 2 °C, та температури навколишнього середовища T_{hc} . Залежності 2 і 3, зображені на рисунку, відповідають даним, які представлено у таблицях 3.11 та 3.12. Оскільки в практиці проектування холодильної машини прийнято приймати $T_{hc} = 32$ °C, подальший поглиблений ексергетичний аналіз проводиться для режимів роботи позакритичної XM, відповідної залежності 4 (рис. 3.33). Тому

лінією 1 на графіку показано зміну ексергетичного режиму для еталонної XM з «ідеальним» KM при $T_{\rm hc} = 32$ °C.

3 рис. 3.33 видно, що зі збільшенням температури $T_{\rm hc}$ оптимальна температура охолодження, при якій спостерігається максимальний η^{ex} , зміщується в бік більших значень. Так, при $T_{\rm hc} = 25$ °C оптимальна $T_{\rm oxn}^{\rm ont(2)} = -12$ °C, а при $T_{\rm hc} = 32$ °C – $T_{\rm oxn}^{\rm ont(4)} = -4$ °C. Слід зазначити, що для еталонної XM екстремуму функції $\eta^{ex} = f(T_{\rm oxn})$ не спостерігається.



1 – для еталонної XM з «ідеальним» КМ при $T_{\rm Hc} = 29$ °C; 2 – для дійсного циклу з реальними характеристиками КМ при $T_{\rm Hc} = 25$ °C і температурному напорі в випарнику $\Delta T_{\rm BUII} = 5$ °C; 3 – при $T_{\rm Hc} = 29$ °C і $\Delta T_{\rm BUII} = 5$ °C; 4 – при $T_{\rm Hc} = 32$ °C і $\Delta T_{\rm BUII} = 5$ °C Рис. 3.33. Зміна η^{ex} в залежності від $T_{\rm OXII}$

Далі проводився ексергетичний аналіз різних режимів роботи XM шляхом порівняння з еталонними режимами при умові однакової холодопродуктивності. Це необхідно для визначення неусувних втрат установки в кожному з режимів і, відповідно, для визначення резерву щодо вдосконалення XM при оптимізації. Були проаналізовано три режими роботи XM при температурі навколишнього середовища $T_{\rm hc} = 32$ °C (рис. 3.33): режим 1, відповідний мінімальному ексергетичному ККД XM при температурі охолодження $T_{\rm oxn} = -20$ °C; режим 2, який є

оптимальним, оскільки характеризує роботу XM при оптимальній $T_{\text{охл}}^{\text{опт(4)}} = -4 \,^{\circ}\text{C}$, що відповідає максимальному η^{ex} ; режим 3, який здійснюється при температурі охолодження $T_{\text{охл}} = 2 \,^{\circ}\text{C}$. Для кожного режиму (1, 2, 3) визначено свій еталонний цикл (при усунених технічних втрати) в заданих температурних межах.

На рис. 3.34 – 3.36 представлено характер розподілу складових ексергетичної втрат в елементах позакритичної XM (з урахуванням їх взаємовпливу), отриманих за вказаною вище методикою для трьох розглянутих режимів.



Рис.3.34. Розподіл складових ексергетичних втрат для режиму 1



Рис.3.35. Розподіл складових ексергетичних втрат для режиму 2 (оп-



Рис. 3.36. Розподіл складових ексергетичних втрат для режиму 3

З рис. 3.34 – 3.36 видно, що режим 1 роботи XM характеризується найбільшими значеннями як ендогенної, так і екзогенної складових ексергетичних втрат, що побічно може свідчити про великий ефект взаємовпливу втрат в елементах. У режимі 2 відбувається зменшення ексергетичних втрат в KM і ДР, в той час як в режимі 3 найменші втрати спостерігаються в ГО і ВИП. Таким чином, можна зробити висновок, що для режиму 3 резерв для удосконалення XM по теплообмінних апаратах менше, ніж у режиму 2, при цьому ендогенна складова деструкції ексергії в KM – більше, що вказує на несприятливий режим роботи для певного компресора.

На рис. 3.37 та 3.37 представлені результати поглибленого аналізу екзогенної складової втрат ексергії в зазначених режимах.

Видно, що в режимі 2 екзогенні складові деструкції ексергії в компресорі, пов'язані з незворотними втратами в ГО і ВИП, більше, ніж в режимі 3, і менше, ніж в режимі 1, по абсолютній величині (див. рис. 3.34 – 3.35). Однак в процентному співвідношенні вплив ГО на втрати в компресорі при роботі XM в режимі 2 більше, ніж в обох інших режимах, в той час як вплив випарника, навпаки, менше (рис.3.36, а). Необхідно відзначити ще одну особливість режиму 2 з максимальним ексергетичним ККД. Екзогенні деструкції ексергії, пов'язані з КМ, для ГО, ДР і ВИП в режимі 2 мають найменші в процентному співвідношенні значення (рис.3.36, б і рис. 3.37).



Рис. 3.37. Процентне співвідношення екзогенної складової ексергетичних втрат для: *a* – KM; *б* – ДР



Рис. 3.38. Процентне співвідношення екзогенної складової ексергетичних втрат для: *a* – ВИП; *б* – ГО

Таким чином, подальшу термоекономічну оптимізацію доцільно проводити для режиму 2 роботи XM, відповідного оптимальній температурі охолодження $T_{\text{охл}}^{\text{опт}}$, з наступних причин:

 в режимі 2 досягається максимальна ступінь наближення до характеристик еталонного циклу (рис. 3.39);

у ньому спостерігається найменша ендогенна деструкція ексергії в компресорі;

вплив деструкції ексергії в компресорі на інші елементи в процентному співвідношенні найменший;

– в режимі 2 спостерігається менший вплив незворотності у випарнику на деструкцію ексергії у компресорі, що дає можливість істотно розширити діапазон вибору конкуруючих за техніко-економічними характеристиками варіантів випарника, оскільки вплив термогідравлічної незворотності в випарнику для цього режиму не настільки істотний;

– якщо в якості вихідного режиму роботи XM на початку процедури термоекономічної оптимізації буде прийнято режим з максимальним ексергетичним ККД (рис. 3.39), то вибір навіть на користь технічно менш

досконалого i, отже, недорогого обладнання в результаті буде більш виправдано.



Рис. 3.39. Схематичне зображення зміни ексергетичного ККД при можливих варіантах погіршення або поліпшення режимно - конструктивних характеристик XM

Як видно з рис. 3.39, термоекономічна оптимізація, яка починається з будь-якого іншого режиму, відмінного від оптимального, як правило, буде давати менші значення ексергетичного ККД навіть при істотному удосконаленні і подорожчанні обладнання ХМ.

3.2.2. Результати термоекономічної оптимізації холодильної машини з холодоагентом R744 (CO₂)

Нижче наведені результати термоекономічної оптимізації повітро- повітряної XM, що працює за позакритичним циклом CO₂, термоекономічна модель якої докладно представлено в роботах [47, 100, 101, 102].

Автор цієї роботи висловлює глибоку вдячність М. О. Кузнєцову за консультацію і допомогу при розробці термоекономічної моделі позакритичної холодильної машини. Цільова функція зведених витрат PZ розраховувалася за формулою

 $PZ = [s_{e}(e_{KM} + e_{BBUIT} + e_{BFO}) + z_{KM} + z_{BBUIT} + z_{FO} + z_{BFO}] \cdot \Delta \tau \cdot n_{ce3} + C_{KM} + C_{BBUIT} + C_{FO} + C_{BFO}, (3.26)$ де n_{ce3} – аналізована кількість сезонів роботи XM;

*е*_п^{вип} – ексергія, якою повинен володіти потік повітря в випарнику з урахуванням теплоти, що вноситься ВВИП;

е_{ха} – ексергія, що повинна бути підведена до випарника холодоагентом;

*е*_{ха}^{го} – ексергія, що підведена холодоагентом до ГО;

ВГО – вентилятори газоохолоджувача;

ВВИП – вентилятори випарника.

Вартості елементів обладнання C_i , щорічні сумарні відрахування від цих вартостей z_i , а також ексергія, що підводиться до кожного елементу e_i від зовнішнього джерела, були виражені у вигляді функціональних залежностей від заданої приведеної ексергетичної продуктивності XM e_Q і від оптимізуючих змінних, що впливають на аналізований елемент

$$e_{\rm KM}, C_{\rm KM}, z_{\rm KM}, C_{\rm BHII}, z_{\rm BHII}, e_{\rm BFO}, C_{\rm BFO}, z_{\rm BFO}, C_{\rm ro}, z_{\rm ro} = f(e_Q, \delta T_{\rm BHII}, \Delta T_{\rm kp}^{\rm ro}, \Delta P_{\rm kp}^{\rm KM}).$$
(3.27)

Символи $C_{\text{км}}$, $C_{\text{вип}}$, $C_{\text{го}}$ і $C_{\text{вго}}$, що представлені у виразі (3.27), позначають вартість відповідно компресора КМ, випарника ВИП, газоохолоджувача ГО та вентиляторів охолоджуючого повітря в газоохолоджувачі ВГО, а $z_{\text{км}}$, $z_{\text{вип}}$, $z_{\text{го}}$ і $z_{\text{вго}}$ – щорічні сумарні відрахування від цієї вартості.

Щорічні сумарні відрахування від вартості елементів XM нормуються часовим інтервалом роботи системи і визначаються з виразу [103, 104]

$$z_i = \frac{\left(k_{\rm Hi} + k_{\rm pi}\right)C_i}{\Delta\tau},\tag{3.28}$$

де $k_{\rm hi}$ і $k_{\rm pi}$ – відповідно нормативний коефіцієнт відрахувань і коефіцієнт відрахувань на реновацію і ремонт від вартості *i*-го елемента;

Δτ – аналізована тривалість роботи системи у році, год.

Для розв'язання задачі оптимізації функціональні вирази (3.27), що присутні у цільової функції зведених витрат (3.26), були представлені у вигляді розгорнутих аналітичних залежностей, які описують енергетичні процеси, що відбуваються у окремих елементах розглянутої системи холодопостачання. Ці залежності дуже громіздкі і зважаючи на обмежений обсяг викладу ми дозволимо собі навести лише деякі вирази, що використовуються для їх побудови, у нерозгорнутому вигляді.

Критерій Нуссельта з боку R744 у газоохолоджувачі розраховувався за формулою [105, 106]

$$Nu_{xa}^{ro} = Nu_{oc}\phi, \qquad (3.29)$$

де Nu_{oc} – критерій Нуссельта при слабо змінних властивостях теплоносія у докритичній області;

ф – поправка Краснощекова-Протопопова для обліку градієнта температури у пристінковому шарі в умовах охолодження R744 у надкритичної області.

Для визначення значення Nu_{oc} використовувалася залежність Пєтухова-Кирилова [105, 107, 108, 109]

$$Nu_{oc} = \frac{\frac{\xi}{8}Re_{c}Pr_{c}}{12,7\sqrt{\frac{\xi}{8}}(Pr_{c}^{2/3}-1)+1,07},$$
(3.30)

де Re_c і Re_c – критерії Рейнольдса і Прандтля з боку R744 при температурі внутрішньої стінки трубки газоохолоджувача *T*_c [105];

ξ – коефіцієнт гідравлічного опору теплоносія при постійних властивостях.

Критерій Рейнольдса Re_с розраховувався за формулою [105, 109]

$$\operatorname{Re}_{c} = \frac{4G_{xa}}{\pi d\mu_{c}},\tag{3.31}$$

де G_{ха} – масова витрата холодоносія, кг/с;

d – діаметр труб для проходу хладоносителя, м;

μ_c – коефіцієнт динамічної в'язкості хладоносія при температурі внутрішньої стінки трубки газоохолоджувача *T*_c [105].
Коефіцієнт гідравлічного опору ξ, що присутній у залежності (3.30), розраховувався за формулою Філоненко [109 – 110]

$$\xi = (1,82 \lg \operatorname{Re}_{c} - 1,64)^{-2},$$
 (3.32)

Поправка Краснощекова-Протопопова ф для обліку градієнта температури у пристінковому шарі у (3.29), що враховує вплив на теплообмін зміни фізичних властивостей R744 по перетину потоку в умовах охолодження у надкритичній області, розраховувалася як [105, 106]

$$\varphi = \left(\frac{\rho_{\rm c}}{\rho_{\rm xa}}\right)^n \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pc}}\right)^m,\tag{3.33}$$

де $\bar{c}_p = (i_{xa} - i_c)/(T_{xa} - T_c)$ – середня інтегральна теплоємність R744 в інтервалі температур $T_c - T_{xa}$, кДж/(кг·К);

Т_{ха} – температура в потоці пари R744 у ГО, К;

 i_c , c_{pc} і ρ_c – відповідно ентальпія, кДж/кг, масова теплоємність і щільність, кг/м³, R744 при T_c ;

 i_{xa} і ρ_{xa} – ентальпія і щільність R744 при T_{xa} ;

 $n - функція тиску P_2;$

m-функція тиску P_2 і співвідношення \bar{c}_p/c_{pc} .

Значення *n* і *m* представлені у таблицях [105].

Ізоентропний ККД компресора, що працює на R744, визначався з виразу [111]

$$\eta_{is} = 0,00476 \left(\frac{P_2}{P_0}\right)^2 - 0,09238 \frac{P_2}{P_0} + 0,89810, \qquad (3.34)$$

де *P*_o – тиск кипіння холодоагенту, бар.

Вартість елементів XM, що працює на R744, була представлена у вигляді функціональних залежностей, які побудовані на основі функцій вартостей, що наведені у [111, 112]:

$$C_{\rm km} = 10167,5 (e_{\rm km}\eta_{\rm dkm})^{0.46}; \quad C_{\rm BBUII} = 629,05 (e_{\rm BBUII}\eta_{\rm dBBUII})^{0.76}; \quad C_{\rm BFO} = 629,05 (e_{\rm BFO}\eta_{\rm dBFO})^{0.76}; \quad (3.35)$$
$$C_{\rm BUII} = 1397 \ F_{\rm BUII}^{0.89}; \quad C_{\rm ro} = 1397 \ F_{\rm ro}^{0.89},$$

де $\eta_{\text{дкм}}$, $\eta_{\text{дввип}}$, $\eta_{\text{двго}}$ – ККД електродвигуна компресора, вентиляторів випарника і конденсатора (з урахуванням ККД передачі);

*F*_{вип} и *F*_{го} – площа зовнішньої теплообмінної поверхні випарника і газоохолоджувача (мають однакову конструкцію в розглянутій XM).

Вартість елементів XM у виразах (3.35) описана в *USD* і була перерахована в гривні за поточним курсом.

Присутні у виразах (3.31), (3.33) і (3.34) величини G_{xa} , T_{xa} , P_0 і P_2 , як і інші в термоекономічної моделі, що не описані вище, в свою чергу були представлені у вигляді розгорнутих аналітичних залежностей. Наприклад, коефіцієнти теплопередачі теплообмінних апаратів, що входять до виразу $C_{вип}$, C_{ro} і $z_{вип}$, z_{ro} (3.27), і ізоентропний ККД компресора були представлені у вигляді функціональних залежностей $k_{вип}$, k_{ro} , $\eta_{is} = f(e_Q, \delta T_{вип}, \Delta T_{sp}^{ro}, \Delta P_{sp}^{sM})$ за допомогою відомих розрахункових формул, які описано в [109, 113, 114, 115].

Мінімум цільової функції (3.26) відповідає оптимальним характеристикам системи з позиції мінімізації зведених витрат. Сьогодні у зв'язку зі значним збільшенням обчислювальних можливостей комп'ютерної техніки можна описати всю систему цілком аналітичними виразами, які враховують взаємозв'язок між усіма оптимизуючими параметрами, представити ці параметри як незалежні змінні в рівнянні $PZ = f(\delta T_{\text{вип}}, \Delta T_{\text{кр}}^{\text{го}}, \Delta P_{\text{кр}}^{\text{вм}})$ і вирішувати задачу термоекономічної оптимізації шляхом пошуку безумовного екстремуму функції приведених витрат. Для цього частинні похідні від цільової функції приведених витрат (3.35) за всіма оптимізуючими змінними прирівнюються нулю

$$\frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{_{\rm BMT}}} = 0; \qquad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta T_{_{\rm Kp}}} = 0; \qquad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta P_{_{\rm Kp}}} = 0. \tag{3.12}$$

Отримана система (3.12) складається з трансцендентних нелінійних рівнянь, рішення яких формулює необхідні умови мінімуму функції приведених

217

витрат. Аналітичне рішення задачі оптимізації у вигляді системи рівнянь (3.12) придатне для будь-якої XM, що працює за розглянутою схемою (з тим же набором і типом обладнання).

Дана методика передбачає пошук таких значень параметрів циклу холодильної машини (рис. 3.40), які б забезпечували оптимальне з позиції мінімізації зведених витрат значення є установки.



Рис. 3.40. Надкритичній цикл роботи XM в T, s-діаграмі

Це стосується, зокрема, значення тиску CO_2 в газоохолоджувачі P_2 , яке зазвичай при проектуванні надкритичних холодильних CO_2 система розраховується, виходячи з міркувань забезпечення максимального є по відомій залежності, наведеної в [44].

У даній методиці оптимальне значення P_2 і оптимальна температура CO₂ на виході з газоохолоджувача T_3 є шуканими величинами. Слід зазначити, що на вході в дросельний вентиль температура CO₂ дорівнює T_3 , оскільки в даній схемі холодильної машини відсутній додатковий теплообмінник - переохолоджувач.

Тому при побудові термоекономічної моделі даної холодильної машини необхідно забезпечити умови, що не дозволяють розрахунковим значенням ти-

ску P_2 і температури T_3 опускатися нижче критичних значень, тобто повинні дотримуватися умови $P_2 > P_{\rm kp}$ и $T_3 > T_{\rm kp}$.

При вирішенні задачі оптимізації як оптимізуючи змінны обрані: перевищення тиску CO₂ на виході компресора P_2 понад критичної позначки, перевищення температури CO₂ на виході з газоохолоджувача T_3 понад критичної позначки (рис. 3.40) і середній логарифмічний температурний напір між теплоносіями, що обмінюються енергією у випарнику $\delta T_{вип}$.

Середній логарифмічний температурний напір в газоохолоджувачі δT_{ro} розраховується аналітично як функція обраних оптимізуючих змінних.

При розв'язання даної задачі зміни температури повітря в випарнику $\Delta T_{\text{пов}}^{\text{вип}}$ і газоохолоджувачі $\Delta T_{\text{подв}}^{\text{го}}$ оптимізуються (тобто $\Delta T_{\text{пов}}^{\text{вип}}$ = const і $\Delta T_{\text{пов}}^{\text{го}}$ = const), а приймається, що їх значення відповідають прийнятним з санітарної точки зору рівнями швидкості повітря в теплообмінних апаратах систем кондиціонування.

Як вихідні дані приймалися: холодопродуктивність XM $Q_{xM} = 50,515$ кВт; тривалість роботи системи в році $\Delta \tau = 8000$ год; аналізована кількість сезонів роботи XM $n_{ce3} = 30$ років; нормативний коефіцієнт відрахувань від вартості обладнання $k_{Hi} = 0,15$; температура повітря на виході з випарника $T_{oxn} = -4$ °C; температура навколишнього середовища $T_{Hc} = 32$ °C, що приймається рівною температурі повітря на вході у газоохолоджувач; зміна температури повітря в газоохолоджувачі $\Delta T_{nob}^{ro} = 7$ К; зміна температури повітря в випарнику $\Delta T_{nob}^{вип} = 5$ К; масова витрата повітря через випарник – 10,13 кг/с; сумарна споживана потужність електродвигунами вентиляторів випарника – 0,387 кВт; тариф на електроенергію варіювався від $s_e = 2,60$ грн/(кВт·год) і вище.

Оптимальні режимно-конструктивні характеристики даної XM наведені в табл. 3.13.

У табл. 3.14 наведені економічні показники розглянутої XM до і після оптимізації, а також ефект від оптимізації.

220 Таблиця 3.13

Результати оптимізації ХМ

Параметр	Вихідний варі- ант XM (ВИХ)	Оптимальна XM (ОПТ)
Температура кипіння R744 T ₀ , °C	-9,00	-13,82
Тиск кипіння R744 P ₀ , бар	27,23	23,74
Температура R744 на вході у компресор T_1 , °С	-4,00	-8,82
Тиск R744 після компресора P ₂ , бар	94,6	89,1
Ступінь стиснення холодоагенту в компресорі	3,47	3,75
Ізоентропний ККД компресора	0,779	0,766
Температура R744 після компресора T ₂ , °C	120,57	124,08
Температура R744 після газоохолоджувача T ₃ , °C	37,3	33,4
Питома масова холодопродуктивність випарника, кДж/кг	129,6	146,2
Масова витрата R744, кг/с	0,3898	0,3455
Коефіцієнт об'ємної подачі компресора	0,682	0,670
Теоретична об'ємна продуктивність компресора, м ³ /год	29,42	30,87
Втрати ексергії в механізмі компресора, кВт	0,490	0,515
Втрати ексергії в процесі дроселювання, кВт	8,372	7,357
Втрати ексергії у випарнику, кВт	1,607	2,691
Втрати ексергії в газоохолоджувачі, кВт	7,613	6,875
Сумарні втрати ексергії, кВт	18,082	17,437
Споживана потужність ЕД КМ з мережі, кВт	32,639	31,772
Ефективна потужність компресора (на валу), кВт	24,32	23,67
Коефіцієнт теплопередачі випарника, Вт/(м ² ·К)	72,6	75,4
Середній логарифмічний температурний напір у випарнику $\delta T_{вип}$, К	7,197	12,127
Площа зовнішньої поверхні випарника, м ²	96,6	55,3
Теплопродуктивність газоохолоджувача, кВт	74,34	73,67
Масова витрата повітря через газоохолоджувач, кг/с	10,40	10,31
Сумарна потужність, що споживана ЕД вентиляторів газоо-	0,999	0,979
Коефіцієнт теплопередачі газоохолоджувача, Вт/(м ² ·К)	91,8	90,9
Середній логарифмічний температурний напір у газоохоло- джувачі, К	27,729	20,144
Площа зовнішньої поверхні газоохолоджувача, м ²	29,2	40,2
Сумарна потужність, що споживана ХМ з мережі, кВт	34,025	33,138
Холодильний коефіцієнт ХМ є	1,473	1,513

Параметр	Вихідний ва- ріант XM (ВИХ)	Оптимальна XM (ОПТ)
Вартість компресора, тис. грн	1059,1	1046,1
Вартість випарника, тис. грн	1959,8	1191,9
Вартість газоохолоджувача, тис. грн	675,9	898,4
Вартість вентиляторів випарника, тис. грн	6,5	6,5
Вартість вентиляторів газоохолоджувача, тис. грн	13,3	13,1
Вартість всього основного обладнання, тис. грн	3714,6	3156,0
Капітальні витрати (Кап) разом з відрахуваннями за 30 років (8000 год на рік), тис. грн	24145,1	20514,1
Експлуатаційні витрати (Експ) за 30 років (8000 год на рік), тис. грн	21231,8	20678,1
Зведені витрати (PZ) за 30 років (8000 г на рік), тис. грн	45376,9	41192,2
Ефект від оптимізації, %	9,22	

Економічні показники та ефект від оптимізації ХМ

З даних, які представлено в табл. 3.13 і 3.14, видно, що режимні характеристики оптимальної XM змінюються в порівнянні з вихідним варіантом наступним чином: середній логарифмічний температурний напір в випарнику $\delta T_{вип}$ зростає, в той час як тиск після компресора P_2 і температура T_3 знижуються в порівнянні з вихідними значеннями. Істотне збільшення $\delta T_{вип}$ призводить до значного зменшення площі теплообмінної поверхні випарника і його вартості, що робить основний вплив на зниження рівня капітальних витрат. У той же час збільшення $\delta T_{вип}$ при фіксованій середній температурі повітря у випарнику пов'язано зі зниженням температури кипіння T_0 і значним збільшенням втрат ексергії від зовнішньої незворотності. Відповідно знижується тиск кипіння P_0 , що, незважаючи на деяке зниження значення P_2 , призводить до збільшення ступеня стиснення в компресорі, зменшення його ізоентропного ККД і зростання температури T_2 . Також в зв'язку зі зменшенням коефіцієнта об'ємної подачі збільшується необхідна теоретична об'ємна продуктивність компресора, і ростуть втрати ексергії в його механізмі. При цьому оптимальне співвідношення значень T_3 і P_2 , знайдене з позиції мінімізації зведених витрат, призводить до зростання питомої масової холодопродуктивності випарника, зниженню витрати холодоагенту і втрат ексергії в процесі дроселювання. Зниження температури T_3 призводить до зменшення середнього логарифмічного напору в газоохолоджувачі, збільшення його розмірів і підвищення його вартості. Втрати ексергії від зовнішньої незворотності в газоохолоджувачі стають нижче в порівнянні з вихідним варіантом.

Оскільки втрати ексергії в процесі дроселювання і в газоохолоджувачі знижуються на велику величину, ніж ростуть втрати ексергії в випарнику і в механізмі компресора, сумарні втрати ексергії в системі зменшуються (рис. 3.41). Відповідно знижується енергоспоживання компресора і його вартість, зменшуються експлуатаційні витрати системи і зростає її холодильний коефіцієнт (див. табл. 3.13 і 3.14). Зменшення експлуатаційних витрат призводить до зниження приведених витрат, чому також сприяє і зменшення їх капітальної складової, оскільки вартість випарника і компресора знижується на більше значення, ніж зростає вартість газоохолоджувача (див. табл. 3.14).



Рис. 3.41. Втрати ексергії в елементах вихідної і оптимальної XM

Таким чином, рішення задачі термоекономічної оптимізації режимних параметрів експлуатації розглянутої XM дозволило знайти її оптимальні режимно-конструктивні характеристики, що забезпечують досягнення мінімального рівня наведених витрат, розрахункове значення яких вдалося знизити на 9,2 % за 30 років експлуатації системи за рахунок більш раціонального розподілу енергетичних потоків в ній.

За результатами термоекономічного аналізу і оптимізації надкритичних циклів можна зробити наступні висновки:

запропонована універсальна методика проведення поглибленого ексергетичного аналізу XM, яка дозволяє оцінювати взаємовплив ексергетичних втрат в елементах;

– досліджено ефект взаємодії складових ексергетичних втрат в елементах XM і його зв'язок з максимальною ексергетичною ефективністю. Встановлено, що в оптимальному режимі роботи XM забезпечується не тільки максимальний ступінь наближення до характеристик еталонного циклу, але і найменший вплив деструкції ексергії в компресорі на втрати в інших елементах;

 для максимального зближення термодинамічних і термоекономічних оптимумів слід в якості вихідного режиму при термоекономічній оптимізації приймати режим з оптимальною температурою охолодження;

– незважаючи на те, що в результаті проведеної термоекономічної оптимізації температура випаровування оптимальної XM знизилася в порівнянні з вихідною установкою, значення ексергетичного ККД залишилося незмінним. Це пов'язано з тим, що зростання втрат ексергії в випарнику компенсується зниженням ексергетичних втрат в газоохолоджувачі і дроселі при мінімізації зведених витрат.

3.2.3. Урахування вологості повітря в термоекономічної моделі позакритичної холодильної машини

При використанні ексергетичного методу термодинамічного аналізу для проектування і оптимізації режимних параметрів експлуатації повітро- повітряних термотрансформаторів часто нехтують впливом вологості як зовнішнього повітря, так того, що бере участь в технологічному процесі на ексергетичні і термоекономічні показники установки. Проте, при розгляді змін стану повітря, що супроводжуються змінами вологості, неприпустимо нехтувати впливом вологості на ексергію.

В роботі [116] була представлена термоекономічна модель теплонасосної сушильної установки (ТНСУ), яка була апробована при аналізі показників дослідних зразків ТНСУ, розроблених лабораторією теплонасосних технологій ІП-Маш НАН України. При всіх перевагах даної моделі, вплив вологості повітря (сушильного агента) враховувався в основному за допомогою енергетичних показників. При побудові моделі поряд з ексергією, споживаною ТНСУ з електромережі, враховувалася тільки переданая в теплообмінних апаратах ексергія теплоти, тобто специфіка постановки задачі не вимагала проведення детального аналізу впливу вологості повітря на термоекономічні показники установки.

В роботі [117] нами вдосконалено термоекономічну модель позакритичної холодильної машини типу «повітря - повітря» з холодоагентом R744 (CO₂) доповненням розрахункового алгоритму блоком визначення ексергії вологого повітря. Це дозволяє при проектуванні проводити повний факторний аналіз з урахуванням взаємного впливу температур і вологості повітряних потоків на ряд термодинамічних і термоекономічних характеристик установки. У даній моделі враховується вплив вологості на теплофізичні властивості вологого повітря в теплообмінних апаратах. Крім цього, за допомогою коефіцієнта вологовипадіння враховується зміна інтенсивності тепловіддачі з боку вологого повітря у випарнику. Питома ексергія потоку вологого повітря в точці *i*, віднесена до $(1 + d_i)$ кг вологого повітря, знаходиться з виразу [118]

$$e_{\rm Bi} = T_{\rm Hc} \left\{ \left(c_{pci} + d_i c_{pni} \right) \cdot \left(\frac{T_{\rm Bi}}{T_{\rm Hc}} - 1 - ln \frac{T_{\rm Bi}}{T_{\rm Hc}} \right) + R_{\rm II} \left[\left(0.622 + d_i \right) ln \frac{P_{\rm Bi}(0.622 + d_{\rm Hc})}{P_{\rm Hc}(0.622 + d_i)} + d_i ln \frac{d_i}{d_{\rm Hc}} \right] \right\}$$

де c_{pci} – масова теплоємність сухого повітря, кДж/(кг·К);

 d_i – вологовміст повітря, кг_{вл}/кг_{сух.пов};

 c_{pni} – масова теплоємність водяної пари, кДж/(кг·К);

*T*_{ві} – температура вологого повітря, К;

 $R_{\rm n} = 0,461522 \ \kappa \mbox{Д} \mbox{ж}/(\kappa \mbox{${\rm r}$}\cdot \mbox{${\rm K}$}) - \mbox{газова постійна водяної пари;}$

*Р*_{ві} – тиск вологого повітря, кПа;

 $d_{\rm Hc}$ – влаговміст навколишнього середовища, кг_{вл}/кг_{сух.пов};

 $P_{\rm Hc}$ – тиск навколишнього середовища, кПа.

Цільова функція зведених витрат РZ розраховується за формулою (3.26). На базі побудованої термоєкономічної моделі проведено розрахунок оптимальних параметрів кондиціонера, що працює за позакритичним циклом з холодоагентом R744, холодопродуктивністю $Q_0 = 20$ кВт. Розрахунковий термін служби XM – 30 років; розрахункова тривалість роботи системи в році – 8000 год; тариф на електроенергію – 1,94 грн/(кВт·год). Температура вологого повітря на вході у випарник варіювалася від 23 °C до 28 °C, а на вході в газоохолоджувач дорівнювалася температурі навколишнього середовища, яка варіювалась від 27 °C до 37 °C. Відносна вологість повітря на вході у випарник $\phi_{n1}^{вип}$ і газоохолоджувач ϕ_{n1}^{ro} змінювалася від 0 до 95 %.

Розрахунки показали, що збільшення значення ϕ_{n1}^{ro} має незначний вплив на цільову функцію зведених витрат (рис. 3.42, *a*). Це відбувається внаслідок малої зміни теплофізичних властивостей повітря з підвищенням його вологості через відносно малу мольну концентрацію водяної пари у вологому повітрі ($\leq 5,91$ %) у всьому дослідженому температурному діапазоні. Тому зміна вологості практично не впливає на тепловіддачу з боку вологого повітря в газоохолоджувачі і, отже, на розміри його теплообмінної поверхні.

Те саме спостерігається і у випарнику до тих пір, поки вологе повітря не охолоне до точки роси, і на теплообмінну поверхню не почне випадати волога. Вологовипадіння призводить до значної інтенсифікації теплообміну, що в цілому сприяє зниженню капітальних витрат. У розглянутому діапазоні значень $T_{n1}^{вип}$ при прийнятому охолодженні вологого повітря в випарнику $\Delta T_n^{вип} = 8$ °C відносна вологість $\varphi_{n2}^{вип}$ досягає 100 % і волога починає конденсуватися на теплообмінної поверхні вже при $\varphi_{n1}^{вип} = 60 \div 60,9$ %. З подальшим збільшенням $\varphi_{n1}^{вип}$ оптимальне значення цільової функції зведених витрат істотно знижується (рис. 3.42, *a* і 3.42, *б*).





На рис. 3.43, *a* і 3.43, *б* показано взаємний вплив вологості та температур повітряних потоків на оптимальне значення ексергетичного ККД η_{onr}^{ex} даної ХМ, отримане в результаті варіювання 4-х факторів по 4-х блочному центроїдному плану.





3 рис. 3.43, б, зокрема, видно, що зі збільшенням значення $\phi_{n1}^{\text{вип}}$ зменшується $\eta_{0nr}^{\text{ех}}$ при низькому значенні $\phi_{n1}^{ro} = 55 \%$ в даному інтервалі його варіювання (55 – 95%) і збільшується при високому значенні $\phi_{n1}^{ro} = 95 \%$.

3.3. Висновки по розділу 3

1. З метою покрокового удосконалення систем термотрансформації розроблено комплексний підхід на основі розробки термоекономічних моделей і побудови регресійних залежностей узагальнених ексергетичних характеристик установки від визначальних факторів процесу з використанням методів теорії планування експерименту. Це дозволило формалізувати результати поглибленого термодинамічного аналізу, виробити практичні рекомендації щодо зміни конструктивних характеристик елементів установки в залежності від значень складових деструкції ексергії [47, 70, 72, 73, 79, 86].

2. Для побудови тополого - ексергетичних термоекономічних моделей на основі методу графів запропоновано методики декомпозиції ексергетичних потоків для парокомпресійних, повітряно-компресійних холодильних машин і теплових насосів, а також когенераційних установок. Виявлено, що одним із слабких місць моделювання на основі теорії ексергетичної вартості було використання в процедурі декомпозиції потоків повної ексергії без поділу її на термічну і механічну складові. Це не дозволяло в повній мірі побудувати термоекономічну модель парокомпресійної холодильної машини, яка містить в своєму складі дросельний вентиль, а обмежуватися тільки моделюванням схем, які містять детандер. Запропонована схема декомпозиції потоків на термічну і механічну частини, а також введення в якості віртуального елемента установки навколишього середовища дозволило виділити для парокомпресійної XM «продукт» дроселя у вигляді потоку механічної ексергії [72, 73, 76. 131].

3. На основі теорії планування експерименту побудовано регресійні моделі ексергетичних характеристик когенераційної установки з урахуванням взаємопов'язаного впливу визначальних факторів термодинамічних процесів. Створені моделі дозволили провести узагальнення результатів багатоваріантних розрахунків ексергетичних показників когенераційної установки. Такий підхід значною мірою полегшує побудову підсумкової діаграми, в якій відображається характер розподілу ексергетичних втрат за елементами згідно причин, що зумовили ці втрати (нерівноважний теплообмін, ізоентропний характер стиснення, тощо) [79].

4. Дано термоекономічне обґрунтування вибору оптимальної температури охолодження у позакритичному циклі парокомпресорної ХМ. Наявність оптимальної $T_{\text{охл}}$, відповідної максимальному ексергетичному ККД, є наслідком взаємного впливу в дійсних циклах зовнішньої і внутрішньої незворотності. У роботі розкрито механізм цього впливу, зокрема досліджено ефект взаємодії складових ексергетичних втрат в елементах ХМ і його зв'язок з максимальною ексергетичної ефективністю [90, 102].

5. Удосконалено термоекономічну модель позакритичних холодильних систем, що працюють на R744 (CO₂), що дозволяє вирішувати задачу оптимізації режимних параметрів експлуатації, з урахуванням взаємного впливу температур і вологості повітряних потоків. Особливістю моделі є доповнення розрахункового алгоритму блоком визначення ексергії вологого повітря [8, 47, 117].

6. Запропоновано метод покрокової оптимізації ХМ. Пропонується спочатку розглядати задачу знаходження оптимальної температури охолодження з урахуванням характеристик реального компресора, а потім для знайдених оптимальних по ексергетичних ККД умов його експлуатації проводити термоекономічну оптимізацію решти устаткування з метою мінімізації зведених витрат, пов'язаних зі створенням та експлуатацією ХМ [47, 90, 100, 101].

РОЗДІЛ 4

ГРАФІЧНИЙ АПАРАТ ПОБУДОВИ С-КРИВИХ ДЛЯ АНАЛІЗУ, СИНТЕЗУ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ СИСТЕМ ТЕРМОТРАНСФОРМАЦІЇ

Для розв'язання практичних задач проектування термотрансформаторів необхідний детальний аналіз схемно-циклових рішень, який спирається на сучасні методи, щоб забезпечити прийняття відповідних рішень. Такими є методи аналізу і синтезу теплотехнічних систем, що базуються на застосуванні теоретичного апарату технічної термодинаміки, економіки, теорії тепло- і масопереносу, а також елементів теорії системотехніки [121]. Широке використання цих методів дозволить виключити можливі помилки проектування ще на початкових етапах розробки системи термотрансформації, забезпечивши вибір оптимальної технологічної схеми і конструктивних характеристик теплообмінного і компресорного устаткування.

У цьому розділі представлені результати термодинамічного і термоекономічного аналізу схемно-циклових рішень термотрансформаторів з урахуванням рівня структурної складності схеми і екологічних факторів.

Теоретичні основи аналізу технологічних схем з урахуванням структурної складності об'єкта були закладені в роботах Таубмана Є. І. [121] і Харлампіді Д.Х. [122]. Однак в зазначених роботах не враховувалися техніко-економічні та екологічні аспекти при виборі схем і циклів, а приділялася увага виключно аналізу термодинамічної ефективності схеми. У цій роботі даний підхід отримав значного розвитку, що дозволило при аналізі перейти від загальних рекомендацій щодо вибору схеми і циклу до конкретного економічно обґрунтованого варіанту.Оптимізація схеми має проводитися в умовах, коли є набір конкуруючих схем для реалізації однієї і тієї ж мети. Для вибору раціональної конфігурації циклу і відповідної структурно-топологічної схеми XM і THУ в роботах [8, 47, 123] автором запропонована методика графоаналітичного термоєкономічного аналізу, заснована на побудові С-кривих. Побудова С-кривих полегшує прийняття рішень при проектуванні, оскільки дає наочне уявлення між співвідношенням витрат ексергії та іншими факторами оптимізації, такими як капітальні і експлуатаційні витрати на створення і експлуатацію установки [3, 38].

4.1. Узагальнений аналіз циклів і схем позакритичних XM з холодоагентом R744

Пошук раціональної структури технологічної схеми термотрансформатора, конфігурації термодинамічної циклу, що забезпечують в заданих умовах високу енергетичну ефективність, доцільно проводити з використанням методології системно-структурного аналізу [7, 122]. Важливим елементом цього аналізу є оцінка рівня структурної складності технологічної схеми. Стосовно до схемно-циклових рішень холодильних і теплонасосних установок парокомпресорного типу оцінку рівня структурної складності схеми можна проводити за допомогою критерію D_{cx} , запропонованого Є. І. Таубманом [121].

В основі оцінки критерію складності будь-якої технічної системи лежить, в першу чергу, характеристика структурної складності схеми, складність її створення, функціонування й тощо. Найбільш універсальним є критерій складності такого вигляду

$$D_{\rm cx} = D_i^{\prime} \left(2\overline{m} + \overline{p} \right), \tag{4.1}$$

який враховує сумарне число взаємодій теплотехнічної системи з навколишнім середовищем (в даному випадку: відвід теплоти від конденсатора, підведення низькопотенційної теплоти до випарника, підведення потужності на компресію пара), сумарне число технологічних зв'язків між елементами системи і сумарну складність всіх елементів D'_i .

Наведена нижче методика дозволяє провести узагальнений термоекономічний аналіз циклів холодильних машин і теплонасосних установок, використовуючи детермінований критерій структурної складності, і, застосовуючи графічний апарат С-кривих. Таким чином вже на етапі початкового проектування системи надають можливість отримати в якості універсального інструментарію узагальнений алгоритм визначення оптимальних за ексерго-економічними та екологічними показниками схемних рішень.

Як наголошується в роботах [7, 8, 47, 122, 123], введення в передпроектний аналіз критерію складності схеми дозволяє системно підійти до вирішення завдань, пов'язаних з оптимізацією циклів. Критерій складності відіграє роль свого роду «навігатора» при пошуку схем і побудові для них узагальнених характеристик, що в підсумку дає можливість простежити тенденцію поліпшення їх показників, істотно полегшує процедуру пошуку раціональної схеми, що робить результати аналізу наочними і інформативними.

Розглянемо ряд одноступеневих і двоступеневих технологічних схем холодильних машин, що працюють за позакритичним циклом (рис. 4.1). Схеми мають різну структурну складність і оптимізовані по тиску нагнітання в циклі. Для знаходження оптимального тиску нагнітання в надкритичних циклах використовуються рекомендації робіт [122, 124, 125, 126].

Однією з умов коректного зіставлення схем є рівність температурних меж циклу, як для одноступеневих, так і для двоступеневих установок.

На рис. 4.2 показано зміну максимального холодильного коефіцієнта в циклі ε_{max} , відповідного оптимальному тиску нагнітання, в залежності від складності схеми D_{cx} . Як видно з рис. 4.2, ускладнення схеми після певного значення критерію D_{cx} не призводить до подальшого поліпшення енергетичних показників установки. Максимальний холодильний коефіцієнт ε_{max} досягає своєї межі при $D_{cx} = 20$ і для схем з більшою складністю вже не збільшується. Вочевидь, що кожне наступне ускладнення схеми призводить до зростання капітальних витрат на установку. У зв'язку з цим для проведення повноцінного аналізу в подальшому необхідно залучення техніко-економічних показників системи, яка пректується.



Рис. 4.1. Технологічні схеми позакритичних XM с R744 a - проста одноступенева ($D_{cx} = 11$); $\delta -$ одноступенева з регенерацією ($D_{cx} = 15$); e - одноступенева з детандером ($D_{cx} = 12$);e - регенеративна з детандером ($D_{cx} = 16$); $\partial -$ регенеративна з поєднаним детандером ($D_{cx} = 18$); e - проста одноступенева з поєднаним детандером ($D_{cx} = 14$); $\mathcal{H} -$ двоступенева з неповним проміжним охолодженням ($D_{cx}=17$); s - двоступенева з поєднаним детандером ($D_{cx} = 14$); $\mathcal{H} -$ двоступенева з неповним проміжним охолодженням ($D_{cx}=17$); s - двоступенева з поєднаним детандером другого ступеня ($D_{cx} = 20$); u - двоступенева з поєднаним детандером другого ступеня ($D_{cx} = 20$); n - двоступенева з поеднаним детандером другого ступеня ($D_{cx} = 20$); n - двоступенева з проміжним вприскуванням пари і суміщеними детандерами з компресором першого ступеня ($D_{cx} = 26$); m - двоступеневи цикл з ежектором, неповним проміжним охолодженням РТ і сепаратором ($D_{cx} = 27$); n - двоступенева з проміжним охолодженням і РТ ($D_{cx} = 21$); o - двоступенева схема з проміжним вприскуванням пари і подвійним дроселюванням ($D_{cx} = 20$); n - двоступенева схема з поедним охолодженням в проміжним охолодженням в проміжним роселюванням ($D_{cx} = 20$); n - двоступенева схема з повним охолодженням пари і подвійним дроселюванням ($D_{cx} = 20$); n - двоступенева схема з повним охолодженням в проміжним охолодженням в проміжном у сосуді і подвійним дроселюванням ($D_{cx} = 20$)



Рис. 4.2. Значення ε_{max} для схем XM з різною складністю D_{cx}

З точки зору математичного апарату аналіз С-кривих є доповненням до диференціального числення функцій однієї та кількох змінних. Він графічно показує співвідношення витрат ексергії з іншими факторами оптимізації. В термоекономічному аналізі, як відомо, такими факторами є капітальні витрати і експлуатаційні витрати на установку.

Сума капітальних витрат і експлуатаційних витрат являє собою грошові витрати за весь життєвий цикл установки

$$\Xi = \frac{\tau_{\rm exc} c_e}{a_{\rm g}} E_{\rm BX} + Z \tag{4.2}$$

де **Ξ** – сумарні грошові витрати за життєвий цикл установки;

 $E_{\rm BX}$ – ексергія на вході в установку;

Z – сумарна капітальна вартість установки;

т_{екс} – час експлуатації установки за рік;

*a*_д – коефіцієнт відновлювальної вартості, який визначається за формулою (2.14);

*c*_e – питома вартість вхідного в систему первинного потоку енергії (ексергія приводу компресора).

При запису (4.2) застосовано модель опису економічних факторів на основі коефіцієнта відновлювальної вартості [7, 8, 47]. Для оцінки капітальної складової витрат використовуються функції капітальної вартості обладнання (табл. 4.1), які запропоновані в роботі [127].

Основне обладнання	Визначальний фактор Х	Функція вартості Z_i (\$)
КМ	Потужність на валу (кВт)	$9000 \cdot X^{0.6} + 20,00$
ДТ	Потужність на валу (кВт)	$9000 \cdot X^{0,69} + 40,00$
ГО	Поверхня (м ²)	$450 \cdot X^{0,82} + 5000$
ВИП	Поверхня (м ²)	$900 \cdot X^{0,82}$ +10,00

Функції вартості основного обладнання установки

На рис. 4.3 показано залежність капітальних витрат на основне обладнання установки Z_i від холодопродуктивності Q_0 .Видно, що залежності нелінійні. Це необхідно враховувати при виборі складності схеми.



Рис. 4.3. Залежність вартості обладнання Z_i від холодопродуктивності Q_0

Слід зазначити, що при однаковій заданої холодопродуктивності для схем різної складності замість $E_{\rm bx}$ у(4.2) можна скористатися значенням сумарної деструкції ексергії в установці E_D , яка, як відомо, показує перевитрату ексергії в циклі в порівнянні з витратами потужності приводу в ідеальному циклі Карно $N_{\rm карно}$

$$E_{\rm BX} = N_{\rm C} + E_{\rm D}.$$

Так як при постійних температурних границях циклу (температура випаровування $T_0 = 0$ °C, температура на виході із ГО $T_3 = 40$ °C) N_c для всіх розглянутих схем однакова, то зміна сумарних витрат при ускладненні схеми можна записати у вигляді

$$\Delta \Xi = \frac{\tau_{\rm exc} c_e}{a_{\rm m}} \Delta E_D + \Delta Z \, .$$

При варіюванні параметра *D*_{сх} відбувається зміна капітальних (рис. 4.4) і ексергетичних витрат (рис. 4.5).



◆ – схеми з дроселем; □ – схеми з детандером

Рис. 4.4. Зміна вартості капітальних витрат для XM холодопродуктивністю $Q_0 = 16$ кВт від складності схеми D_{cx}



Як можна бачити з рис. 4.4, наявність детандера в схемі значно здорожчує вартість установки.

Аналіз рис. 4.5 показав, що для залежності $E_D^{\text{сум}} = f(D_{\text{сх}})$ однозначно можна констатувати тільки єдиний характер зміни сумарної деструкції для схем різної складності, не виділяючи, як в попередньому випадку, окремо детандерні і дросельні схеми.

В подальшому, для зручності, що продиктована використанням рівняння (4.2), замість Z скористаємося величиною капітальних витрат, що приведені до часу експлуатації установки за рік $z' = Z/\tau_{ekc}$, що має розмірність \$/год.

Виключаючи з розгляду варійований параметр D_{cx} , будується графік $E_D = f(z')$ (рис. 4.6), який має мінімум зведених грошових витрат z'_{min} при найбільшій деструкції ексергії E_D^{cym} і мінімум витрат приводної ексергії E_{Dmin}^{cym} , проте ціною перевитрати грошових вкладень z'.



Рис. 4.6. С-криві для схем різної складності в системі координат ексергія – економіка

Відрізок на С-кривої, що з'єднує відповідні мінімальним значенням z'_{\min} і $E_{D\min}^{cym}$ точки зветься дугою вибору.

Кожна точка на дузі вибору буде відповідати прийняттю компромісного рішення між економічними і ексергетичними показниками системи. Частини Скривої, що розташовуються вище точки $E_{D \min}^{\text{сум}}$ або правіше точки z'_{\min} , показують перевитрати як ексергетичних, так і капітальних витрат, тому вони не розглядаються при подальшому аналізі. Погоджений оптимум можна знайти, припускаючи лінійну залежність між перевитратами ексергії $\Delta E_D^{\text{сум}}$ і витратами $\Delta z'$

$$\Delta z' = \operatorname{tga} \Delta E_D^{\operatorname{cym}},\tag{4.3}$$

де згідно з (4.2) тангенс кута нахилу дорівнює

$$tg\alpha = \frac{c_e}{a_{\mu}}.$$
 (4.4)

В роботі [38] тангенс кута нахилу (tgα) приймається рівним вартості умовного палива на світовому ринку. У цьому випадку вибір схеми істотно залежить від вартості палива, що виступає як основний варіюємий фактор при оптимізації. Системи, що працюють за позакритичним циклом, відрізняються високими капітальними витратами на створення установки. Тому вартість споживаного палива тут завжди буде незрівнянно меншою величиною. Це призводить до того, що при оптимізації вибір буде зроблений тільки на користь більш дешевих установок. Для вибору більш ускладнених схем необхідно значне збільшення вартості палива, що не відповідає прогнозам зміни вартості навіть у довгостроковій перспективі.

На відміну від роботи [38], в даному дослідженні використовується методика обчислення сумарних витрат за весь життєвий цикл установки, в якій внесок капітальної складової у вартість цільового продукту визначається з розрахунку повернення банківських інвестицій в проект. Таким чином, нівелюється внесок капітальної складової у вартість цільового продукту за рік, що в цілому має сприяти більш інтенсивному впровадженню дорогих енергозберігаючих технологій. Інвестиційна складова у вартості продукту визначається з тих міркувань, щоб за термін експлуатації установки банку була повернута позика з урахуванням банківського відсотка [7]. Такий підхід дозволив при оптимізації варіювати не вартістю палива, а тимчасовим періодом роботи установки (кількість років). Оптимум в цьому випадку буде відповідати мінімальним сумарним витратам за весь життєвий цикл установки при існуючих на сьогоднішній день тарифах на електроенергію і з урахуванням вкладених в її створення інвестицій. На рис. 4.6 показані можливі сценарії побудови С-кривих. Тут цифрами позначені значення складності схеми D_{cx} . Загальна для всіх схем С-крива може бути побудована шляхом з'єднання точок 11, 15, 20 (схема з ДР), 21, 20 (схема з ДТ) і 26. При такому сценарії більшість схем не входять до С-кривої, а саме схеми зі складністю17, 25, 20, 27 (з ДР) и 12, 16, 18, 14 (з ДЕТ). Тому, щоб відразу не відсікти з розгляду більшість схем, слід виділяти декілька С-кривих.

Як видно, на рис. 4.6 чітко простежуються дві С-криві, що відповідають схемам з дросельним вентилем зі складністю 11, 15, 20, 21, 27 і схемами, що містять турбодетандер ($D_{cx} = 12$; 14; 20; 26). На кожній кривій показані мінімальні значення капітальних вкладень і деструкції ексергії, які в підсумку і визначають дугу вибору. З рисунка видно, що поза дуги вибору лежать схеми з ДТ, які мають складність $D_{cx} = 16$ і $D_{cx} = 26$. Провівши пряму під кутом $\alpha = 54$ ° до вертикалі С-кривої для дросельних схем з точки з координатами ($z_{min}^{/Ap}$; $E_{Dmin}^{cym,Ap}$), отримаємо узгоджений оптимум на дузі вибору, що відповідає схемі складністю $D_{cx} = 20$. Кут α визначено для випадку експлуатації установки впродовж 20 років і вартості електроенергії $c_e = 0,07$ \$/(кВт·год). Пряма, що проведена до вертикалі С-кривої для схем з детандером під тим же кутом нахилу α , перетинається з дугою вибору в точці, яка не відповідає жодній з розглянутих схем. У цьому випадку вибір схеми залишається за проектувальником: який з найближчих до точки перетину варіантів вибрати в якості остаточного рішення – схему з $D_{cx} = 14$ або $D_{cx} = 20$?

Таким же чином можна виділити С-криві для одноступеневих і двоступеневих схем. Наприклад, для двоступеневих схем з ДР на рис. 6 С-крива представлена штрихпунктирною лінією, що з'єднує схеми зі складністю 17, 25, 20, 27. У цьому випадку схема зі складністю $D_{cx} = 17$ не входитиме в дугу вибору.

Слід зазначити, що на відміну від термодинаміки, в економіці немає поняття універсальної моделі (свого роду ідеального циклу), яка застосовується для опису економічних факторів. Тому вибір економічної моделі певною мірою суб'єктивний і продиктований поточною економічною ситуацією. Крім того є різні підходи до опису капітальної вартості елементів XM деякими функціями, тому в абсолютних величинах вид отриманих залежностей для капітальної вартості може бути декілька іншим при виборі моделі її опису. Однак загальнометодичний підхід до побудови С-кривих залишиться незмінним.

С- крива може бути побудована не тільки з урахуванням економічних факторів, а й з урахуванням екологічних показників впливу XM на навколишнє середовище. Для еколого-енергетичної оцінки холодоагенту у відповідній системі нерідко використовується так званий загальний коефіцієнт еквівалентного потепління TEWI_N [7]

$$\text{TEWI}_{N} = \text{GWP}_{xn}L_{xn}n + \text{GWP}_{xn}m_{xn}(1-\alpha) + \beta N_{\text{повн}}n \qquad (4.5)$$

де GWP_{хл} – потенціал глобального потепління по відношенню до CO₂ (GWP_{co2}=1), кг CO₂/кг;

*L*_{хл} – витік холодоагенту, кг/рік;

n – час експлуатації обладнання, рік;

*m*_{хл} – маса холодоагенту в установці, кг;

α-доля холодоагенту, що утилізовано після закінчення експлуатації;

β – маса потрапляємого в атмосферу CO₂ (эмиссия) при виробництві 1
 кВт·год електроенергії, кг CO₂/(кВт·год);

*N*_{повн} – річні витрати електроенергії на експлуатацію обладнання, (кВт·год)
 за рік.

В (4.5) значення величини α приймається рівною 10 % від маси холодоагенту в установці, емісія CO₂ безпосередньо залежить від регіону і того, яким способом в цьому регіоні виробляється електроенергія. При виробництві електричної енергії за рахунок спалювання нафти і вугілля становить близько 0,8 кг CO₂/(кВт·год). Слід зазначити, що перший і другий доданки, що враховують пряму емісію холодоагенту, залежать від маси холодоагенту, яка в свою чергу збільшується з ускладненням схеми. Термодинамічна ефективність установки впливає на третій доданок рівняння (4.5).

За аналогією з (4.3) узгоджений оптимум для екологічного показника знаходиться при $\Delta \text{TEWI}_{N} = 0$, як

$$\Delta eco' = \operatorname{tg} \gamma \cdot \Delta E_{D}, \qquad (4.6)$$

$$\operatorname{des} (4.5) eco' = \frac{\left[\operatorname{GWP}_{x\pi} L_{x\pi} N + \operatorname{GWP}_{x\pi} m_{x\pi} (1-\alpha)\right]}{\tau_{ekc}}, \quad \operatorname{a} \operatorname{tg} \gamma = \beta \cdot n.$$

На рис. 4.7 представлено залежність $E_D^{\text{сум}} = f(eco')$ для позакритичних XM з R744.



Рис. 4.7. С-крива для установок різної складності в системі координат

екологія - ексергія

3 рис. 4.7 видно, що, як і у разі побудови С-кривих в координатах ексергія - економіка, тут також є декілька можливих сценаріїв побудови С-кривих, які поділяють схеми на установки з детандером (12-14-20-26) або дроселем (11-20-21-27), а також одноступеневі або двоступеневі (пунктирні лінії). На рис. 4.7 проведено пряму під кутом $\gamma = 86,5$ ° до вертикалі з точки з координатами ($eco^{/ {\rm дr}}_{\rm min}$; $E_D^{{\rm dr}}_{\rm min}$). Погоджений оптимум знаходиться на перетині цієї прямої з дугою вибору (12-14-20) і відповідає схемі з детандером $D_{\rm cx} = 20$. Це рішення знайдено для терміну роботи установки ($Q_0 = 16$ кВт) впродовж 20 років при $\beta = 0,8$ кг CO₂/(кВт·год). Відзначимо, що, як і на рис. 4.6, схема зі складністю $D_{cx} = 26$ не входить до дуги вибору.

Обрана за економічними показниками оптимальна схема не завжди буде збігатися з еколого-енергетичної оцінкою. У цьому випадку вибір повинен зробити проектувальник, враховуючи як економічний, так і екологічний фактор. Як зазначалося раніше, необхідно було б вибрати одну з двох схем з турбодетандером зі складністю $D_{cx} = 14$ і $D_{cx} = 20$ (рис.4.6). Визначаючи для цих же схем мінімальне значення коефіцієнта еквівалентного потепління (рис. 4.7) за такий же час роботи XM, стає зрозуміло, що вибір необхідно зробити на користь схеми з $D_{cx} = 20$.

У результаті проведення термоекономічної оптимізації з використанням графічного апарату С-кривих була обрана двоступенева схема XM з повним охолодженням у проміжному сосуді і подвійним дроселюванням складністю $D_{cx} = 20$. Ця схема має мінімальні витрати на створення і експлуатацію системи за свій життєвий цикл, який дорівнює 20 років, при найменшому негативному впливі на навколишнє середовище.

4.2. Узагальнений аналіз циклів і схем вакуумно-випарних ТНУ з холодоагентом R718

У роботах [128, 129] з використанням методики побудови С-кривих автором проведено аналіз досить специфічного класу термотрансформаторів. Це вакуумно-випарні теплонасосні установки з робочою речовиною R718. У доступній нам літературі відомості, щодо термодинамічної ефективності, а також техніко-економічних показниках таких систем вкрай обмежені. Тим часом, з енергетичних і екологічних показників THУ з холодоагентом R718 можуть вважатися одними з найперспективніших для впровадження на промислових об'єктах типів термотрансформаторів. Зокрема областю застосування таких систем можуть стати TEC і AEC. Практичні рекомендації по впровадженню вакуумновипарних ТНУ на ТЕС і АЕС і модернізації відповідного обладнання розроблені нами в роботах [47, 130, 131].

Як конкуруючі варіанти розглянуто кілька технологічних схем вакуумновипарних ТНУ різного рівня складності, які працюють за одноступінчатим і двоступінчастим циклами (рис. 4.8).



Рис. 4.8. Схеми ТНУ різної складності *D*_{сх}:

a – одноступенева схема ($D_{cx} = 11$); δ – одноступенева з регенеративним теплообмінником (PT) ($D_{cx} = 15$); *e* – двохступенева схема з відкритим проміжним сосудом (ПС) ($D_{cx} = 20$); *e* – двохступенева схема з закритим проміжним сосудом ($D_{cx} = 24$); ∂ – двохступенева схема з закритим проміжним сосудом і додатковим випарником ($D_{cx} = 27$)

При проведенні аналізу прийнято наступні умови. Всі ТНУ працюють при температурних межах циклу $T_0 = 10$ °C, $T_{\kappa} = 35$ °Cта $T_0 = 25$ °C, $T_{\kappa} = 50$ °C. Розрахункова холодопродуктивність установок становить $Q_0 = 300$ кВт; 600 кВт; 900 кВт. Температури низькопотенційного теплоносія на вході у випарник $T_{\text{нпт1}}$ і води на вході в конденсатор $T_{\text{вод1}}$ при $T_0 = 10$ °C та $T_{\kappa} = 35$ °C прийняті рівними 20 °C, а при $T_0 = 25$ °C та $T_{\kappa} = 50$ °C – 35 °C. Охолодження низькопотенційного теплоносія у випарнику прийнято 5 °C, а нагрів води в конденсаторі – 10 °C.

Як відомо, тип теплообмінного обладнання має істотний вплив як на капітальну вартість установки, так і на її енергетичну ефективність. Для обраних для аналізу схем варіюється також і тип теплообмінного обладнання. Розглянуто випарники контактного типу, а також традиційні кожухотрубні випарники з кипінням холодоагенту у міжтрубному просторі. Конденсатор у всіх схемах прийнятий кожухотрубного типу з міжтрубною конденсацією холодоагенту.

Оцінка ринкової вартості елементів установки проводилася за допомогою математичних моделей, що розробляються на основі методу кореляційнорегресійного аналізу. Регресійна залежність містила такі параметри, які найбільшою мірою впливають на капітальну вартість елемента. Критерієм відбору ціноутворюючих параметрів були кілька факторів: «призначення – якість – продуктивність».

Слід зазначити, що один і той же параметр може одночасно характеризувати об'єкт цінового аналізу з декількох позицій, прикладом тому є теплотехнічний ККД теплообмінника.

У табл. 4.2 наведено залежності для визначення капітальної вартості основного обладнання ТНУ в залежності від обраного параметра. Слід вказати на деякі припущення, які прийняті при проведенні розрахунків. У зв'язку зі зміною на сьогоднішній день економічної ситуації, коефіцієнти, що входять в рівняння для розрахунку вартості кожухотрубних теплообмінників, були скориговані. А структура формул, запропонована Г. Уоллом [18, 19] залишилася незмінною. Коефіцієнти визначалися шляхом аналізу середньостатистичної інформації про вартість сучасного обладнання, яка приведена в каталогах різних виробників. Оскільки капітальна вартість дросельного вентиля мала в порівнянні з рештою обладнанням, нею в розрахунках нехтували. При визначенні вартості випарника контактного типу (вакуумного) його обсяг визначався по секундній об'ємній витраті пари, що виходить з випарника, і секундній об'ємній витраті води на виході з нього.

244 Таблиця 4.2

Основне облад- нання	Визначальний фактор Х	Функція варто- сті <i>Z_i</i> (\$)	Літературне джерело
Електродвигун	Потужність електродви- гуна (кВт)	110·X+5000	[127]
Турбокомпресор	Потужність на валу (кВт)	798,71124 \cdot X ^{0,592}	[132]
Конденсатор ко- жухотрубний	Х – теплотехнічний ККД, масова витратаG _в (кг/с)	$1000 \cdot G_{\scriptscriptstyle \rm B} \sqrt{rac{X}{1-X}}$	[18]
Випарник кожухотрубний	Х – теплотехнічний ККД, масова витратаG _{нпт} (кг/с)	$700 \cdot G_{\text{HIIT}} \sqrt{rac{X}{1-X}}$	[18]
Вакуумний ви- парник	Об'єм (м ³)	$600 \cdot X^{0,78} + 8000$	[127]
Проміжний сосуд	Об'єм (м ³)	$600 \cdot X^{0,78} + 8000$	[127]

Функції вартості основного обладнання установки

На рис. 4.9 показано змінення капітальної вартості обладнання, які визначені за формулами табл. 4.2, від холодопродуктивності установки.



1 – випарник поверхневого типу; 2 – випарник контактного типу;

3 - конденсатор; 4 - компресор з електродвигуном

Рис. 4.9. Капітальна вартість основних елементів ТНУ в залежності від Q_0

З рисунку видно, що при значеннях Q_0 до 500 кВт випарник контактного типу коштує більше, ніж поверхневий випарник. Встановлено, що характер зміни вартості вакуумного випарника від холодопродуктивності більш пологий, ніж випарника поверхневого типу. Це пов'язано з тим, що при збільшенні Q_0 у випарника поверхневого типу збільшується кількість труб і їх рядність, що ускладнює виробництво елемента і відповідно капітальні затрати на його створення. У той час, як скорочення об'єму випарника контактного типу в 10 разів приводить до зменшення його металоємності тільки в 4,5 рази.

На рис. 4.10 показане змінення об'єму випарника для кожної схеми ТНУ різної холодопродуктивності, що працює в різних температурних режимах. Видно, що об'єм випарників для машин, що працюють при $T_0 = 10$ °C, значно більше, ніж у ТНУ, які працюють при $T_0 = 25$ °C. Це пов'язано з тим, що з пониженням температури випаровування істотно зростають обсяги пари, що утворюється.



1 – при *T*₀ = 25 °С; 2 – при *T*₀ = 10 °С

Рис. 4.10. Залежність об'єму вакуумного випарника від холодопродуктивності і температури випаровування для схем різної складності

Таким чином для ТНУ, які працюють при $T_0 = 10$ °C, вартість контактного випарника, яка визначається за формулою, наведеною в табл. 4.2, буде вище (рис. 4.11).

Для попередньої оцінки конкуруючих схем за енергетичними і економічними параметрами можна скористатися залежностями холодильного коефіцієнта єі капітальної вартості Z схем різної складності до є* і Z* одноступеневої схеми. Такий спосіб показує, який енергетичний і економічний ефект принесе подальше ускладнення схеми в порівнянні з простою одноступеневою (рис. 4.12).



1 – при *T*₀ = 25 °С; 2 – при *T*₀ = 10 °С

Рис. 4.11. Залежність вартості вакуумного випарника від холодопродуктивності і температури випаровування для схем різної складності

З рис. 4.12 видно, що схема складністю $D_{cx} = 15$, що містить РТ (ефективність регенерації $\eta_{pT} = 0,3$), має є менший, ніж у одноступеневої схеми, в той же час її вартість не значно перевищує вартість одноступеневої схеми ($D_{cx} = 11$). Ускладнені двоступеневі схеми перевищують одноступеневу схему, як по є, так і за вартістю. При цьому схема зі складністю $D_{cx} = 27$ має найбільший є і найбільші капітальні витрати.



1 — відношення капітальних вартостей Z/Z^* ; 2 — відношення є/є* Рис. 4.12. Співвідношення холодильного коефіцієнта є і капітальної вартості різних схем Z до є* і Z* одноступеневої схеми $D_{cx} = 11$ при $T_0 = 25$ °C з випар-

ником контактного типу

Для більш детального вибору технологічної схеми представимо результати розрахунків ексергетичної і техніко-економічних показників у вигляді зображення С-кривих в координатах «деструкція ексергії E_D – питома капітальна вартість z'».

Сумарна деструкція ексергії в установці визначалася, як

$$E_D^{\text{сум}} = Q_0 \left(\frac{1}{\varepsilon} - \frac{1}{\varepsilon_{\text{карно}}} \right), \tag{4.7}$$

де єкарно – холодильний коефіцієнт ідеального циклу Карно.

Питома капітальна вартість z' представляє собою відношення повної капітальної вартості Z до кількості годин роботи ТНУ за рік $\tau_{ekc} = 5000$ год.

На рис. 4.13 – 4.15 наведені залежності $E_D^{\text{сум}}$ від z' при $Q_0 = 300$ кВт; 600 кВт та 900 кВт для схем ТНУ різної складності з випарниками поверхневого і контактного типу. Цифрами на рисунках зазначено числове значення критерію складності схеми Таубмана.



Рис. 4.13. Залежність $E_D^{\text{сум}}$ від z' при $Q_0 = 300$ кВт для схем ТНУ різної складності з випарниками поверхневого і контактного типу



Рис. 4.14. Залежність $E_D^{\text{сум}}$ від z' при $Q_0 = 600$ кВт для схем ТНУ різної складності з випарниками поверхневого і контактного типу

(позначення див. рис. 4.13)



Рис. 4.15. Залежність $E_D^{\text{сум}}$ від z' при $Q_0 = 900$ кВт для схем ТНУ різної складності з випарниками поверхневого і контактного типу (позначення див. рис. 4.13)

На рисунках показано сімейство С-кривих, які об'єднують схеми за загальними параметрами, таким як тип випарника і температура випаровування (суцільні лінії). З рис. 4.13 – 4.14 видно, що в залежності від Q_0 , а, отже, і металоємності обладнання, загальний вигляд С-кривих і їх розташування відносно одна одної істотно відрізняються. При $Q_0 = 300$ кВт (рис. 4.13) схеми з випарником поверхневого типу стають привабливими за економічними показниками, що відображається на графіку розташуванням С-кривих, що відносяться до цих схем, лівіше щодо схем з випарником контактного типу. Зі збільшенням Q_0 (рис. 4.14 – 4.15) С-криві, що описують схеми з випарником поверхневого типу, зміщуються вправо, що свідчить про те, що вони дорожче за інші схеми.

Змінення температурних меж циклу призводить до зміщення С-кривих по вертикалі. С-криві для схем ТНУ, які працюють при $T_0 = 25$ °C, розташовані нижче С-кривих – при $T_0 = 10$ °C. Це пов'язано з меншою деструкцією ексергії для цих схем.

Як приклад, на рис. 4.13 – 4.15 дуга вибору (штрихпунктирна лінія) проведена для схем ТНУ, які працюють при $T_0 = 25$ °C (схеми, позначені червоним маркером). Аналогічна дуга вибору може бути проведена і для інших схем (синій маркер), що працюють при менших температурах випаровування ($T_0 = 10$ °C).

3 рис. 4.13 – 4.15 видно, що на дузі вибору знаходяться тільки дві схеми, а саме одноступенева схема з $D_{cx} = 11$ і найбільш складна схема $D_{cx} = 27$ з випарником контактного типу. При $Q_0 = 300$ кВт в дугу вибору входять три схеми. При цьому найменшу вартість має схема з $D_{cx} = 11$ з випарником поверхневого типу (рис. 4.13), а найменша деструкція ексергії має місце для схеми $D_{cx} = 27$ з випарником контактного типу. Таким чином, вибір належить зробити зі схем, що лежать на дузі вибору.

Ще одним фактором, який впливає на вибір схеми, є вартість електроенергії. Чим нижче вартість електроенергії, тим прийнятніше буде вибір більш дешевої установки. На рис. 4.13 – 4.15проілюстрований графічний спосіб вибору схеми з мінімальними сумарними витратами при існуючих на сьогоднішній день тарифах на електроенергію і з урахуванням вкладених в її створення інвестицій. Погоджений оптимум можна знайти за залежністю (4.3), де тангенс кута нахилу tgα приймається рівним вартості «палива» для системи. У разі електроприводу – це вартість електроенергії, а для установок з газомоторним приводом – це вартість газу.

Оскільки такий підхід не завжди дозволяє отримати коректні результати аналізу, авторами було запропоновано (див. підрозділ 4.1) при пошуку оптимальної схеми варіювати не тільки вартістю «палива», а й терміном банківського кредиту на створення установки (кількість років), який може в деяких випадках збігатися з тимчасовим періодом роботи установки. При цьому для оцінки інвестицій потрібно провести так зване дисконтування, що дозволяє звести різночасові витрати до одного часу. Це здійснюється за допомогою коефіцієнта відно-

влювальної вартості $a_{\pi} = \frac{r(1+r)^n}{(1+r)^n - 1}$ у формулі (4.4), який залежить від коефіцієнта дисконтування *r* (банківський відсоток) і терміну банківського кредиту *n*.

У табл. 4.3 наведені тарифи на електроенергію, що діють в деяких країнах Європи [145].

Таблиця 4.3

Країна	с _е , <u>євро</u> (кВт∙год)	Країна	с _е , <u>євро</u> (кВт∙год)	Країна	с _е , <u>євро</u> (кВт∙год)
Австрія	0,1321	Греція	0,1204	Норвегія	0,1173
Бельгія	0,1673	Данія	0,1317	Польща	0,1107
Болгарія	0,0689	Ірландія	0,2008	Португалія	0,1268
Україна	0,0634	Ісландія	0,0895	Румунія	0,0910
Угорщина	0,0946	Іспанія	0,1771	Туреччина	0,0955
Німеччина	0,1435	Італія	0,1539	Фінляндія	0,1070
Литва	0,0893	Латвія	0,0860	Франція	0,1064

Тарифи на електроенергію в країнах Європи

3 табл. 4.3 видно, що середня вартість електроенергії становить $c_e = 0,12 \epsilon$ вро/(кВт·год). Однак, вакуумно-випарні ТНУ можуть бути використані для охолодження води другого контуру на ТЕС чи АЕС. В цьому випадку

електроенергія, яка використовується для приводу компресора, виробляється самим енергетичним підприємством. Отже вартість використовуваної на станції електроенергії буде визначатися за витратами на її виробництво, а не за встановленими тарифами на електроенергію.

У табл. 4.4 наведені результати розрахунків кута α , для вибору схеми ТНУ при варійованому терміні кредитування, і, відповідно, різному коефіцієнті відновлювальної вартості a_{α} при середній вартості на електроенергію в європейських країнах $c_{\rm e} = 0,12$ євро/(кВт·год), , або у гривні – 3,18 грн/(кВт·год), і більш низької вартості електроенергії $c_{\rm e} = 0,01$ євро/(кВт·год), або – 0,27 грн/(кВт·год).

Таблиця 4.4

Залежність кута α від строку банківського кредиту на створення установки при *r* =0,06 %

Строк бан- ківського кредиту <i>n</i> , рік	Коефіцієнт від- новлювальної вартості а _д	Кут α° при c _e = 0,12 євро/(кВт·год)	Кут α°при c _e =0,01 єв- ро/(кВт·год)
1	1,06000	6,46	0,54
3	0,37411	17,78	1,53
5	0,23740	26,82	2,41
10	0,13587	41,45	4,21
15	0,10296	49,37	5,55
20	0,08718	54,00	6,54
25	0,07823	56,90	7,28
30	0,07265	58,81	7,84
35	0,06897	60,11	8,25
40	0,06646	61,02	8,56
45	0,06470	61,67	8,79

З табл. 4.4 видно, що при більш високих тарифах на електроенергію при терміні кредитування більше 10 років варто робити вибір на користь більш дорогої установки зі складністю $D_{cx} = 27$ (див., наприклад, рис. 4.14). Якщо ж
ТНУ буде експлуатуватися на електростанції для власних потреб, то вибирати слід більш дешеву одноступеневу схему $D_{cx} = 11$.

З усього вищезазначеного можна зробити висновок, що вода повністю відповідає всім вимогам екологічної безпеки, які пред'являються до робочих речовин теплових насосів. Її використання дозволяє забезпечити високі енергетичні показники циклу в порівнянні з синтетичними холодоагентами. Як недолік можна відзначити характерну для пароводяного циклу високу температуру в кінці процесу стиснення, вплив якої на енергетичні, а також експлуатаційні показники установки може нівелюватися за рахунок застосування двохсекційного конденсатора з утилізацією теплоти зняття перегріву пари. При високих температурах випаровування і конденсації в циклі ($T_0 = 70$ ° C; $T_{\kappa} = 150$ °C) для зниження втрат від незворотності в зоні зняття перегріву пари необхідно розглянути можливість вприскування холодоагенту після дроселювання в лінію нагнітання перед конденсатором. Істотний вплив гідравлічних опорів по тракту циркуляції холодоагенту на ефективність циклу можна виключити за рахунок відмови від застосування поверхневих випарників і скорочення протяжності всмоктуючого трубопроводу. При низьких температурах випаровування до 10 °C різниця між температурою випаровування і конденсації не повинна перевищувати 30 °C, в іншому випадку ступінь стиснення буде значна (коефіцієнт стиснення більше 7).

Термоекономічний аналіз з використанням графічного апарату побудови С-кривих показує, що зі збільшенням вартості електроенергії, а також терміну кредитування на створення установки перевагу варто віддавати вибору ускладнених багатоступеневих ТНУ.

В роботі [47] нами сформульовані практичні рекомендації з розробки технологічної схеми вакуумно-випарної ТНУ з холодоагентом R718 і дано обґрунтування вибору типу компресорного устаткування.

Розглянемо основні термодинамічні та технологічні аспекти розробки схеми вакуумно-випарної ТНУ.

Робота ТНУ з використанням води в якості холодоагенту здійснюється за наступною схемою. Охолоджувана вода надходить у вакуумний розширювачвипарник, де за допомогою компресора підтримується тиск, що відповідає кипінню води при температурі, наприклад, 25 °С. При цьому тиску надходить у випарник вода закипає, пара, що утворюється відсмоктується компресором, а вода, охолоджена до температури кипіння, відводиться з випарника. У компресорі пар, стискаючись до тиску, що відповідає температурі, наприклад, 55 – 70 °C, надходить в охолоджувач-конденсатор, який також працює під вакуумом, однак при більш високому, ніж в випарнику, тиску 0,15-0,3 бар. Відмінність такої схеми від традиційних ТНУ полягає в тому, що процес кипіння у випарнику не є результатом підведення теплоти ззовні до киплячої рідини, а по суті являє собою процес саме випаровування, так як необхідна для випаровування теплота віднімається від самої холодної води, в результаті чого решта води бере нижчу температуру. Як зазначено було ще В.С. Мартиновським в класичній роботі [133], застосування контактних теплообмінних апаратів для таких ТНУ замість апаратів поверхневого типу дозволяє знизити металоємність установки і підвищити її енергетичну ефективність за рахунок зниження різниці температур в процесах теплообміну. Тим часом, внаслідок того, що на всмоктуванні в компресор водяна пара має великий питомий об'єм, то і розміри випарника також є великими, щоб забезпечити фазовий перехід.

На рис. 4.16 наведено зіставлення циклів для холодоагентів R134a і R718 в *P*, *v*-координатах, яке наочно демонструє зміна габаритів циклу термотрансформатора [132].

Нижче розглянуті особливості вибору режиму роботи і типу конструкції теплообмінного, компресорного та допоміжного обладнання вакуумновипарних ТНУ.

На рис. 4.17 наведено результати порівняння теоретичного холодильного коефіцієнта є одноступінчастого циклу з R718 зі значеннями є для інших холодоагентів. Розрахунки циклів проведені при температурі випаровування

 $T_0 = 10$ °C, температурі конденсації $T_{\kappa} = 50$ °C, та ізоентропном ККД компресора $\eta_{iskm} = 0,9$.



Рис. 4.16. Зіставлення ідеальних циклів холодильної машини при роботі на холодоагентах R134a і R718



Рис. 4.17. Холодильний коефіцієнт є циклу для різних холодоагентів

Термодинамічний аналіз циклів показав, що для R718 характерні високі температури в кінці процесу стиснення, які в середньому на 30 ÷ 50 °С перевищують температуру конденсації. Причому зі збільшенням тиску конденсації це перевищення стає все більш значним і при високих температурах конденсації близько 150 °С воно може становити вже близько 100 °С. Тому з метою недопущення попадання в конденсатор пари після компресора з гранично високою температурою необхідно забезпечити впорскування холодоагенту після дроселювання в лінію нагнітання. Це дозволить знизити температуру на нагнітанні і оберегти конденсатор від впливу високих температур.

Ще одна особливість циклу полягає в тому, що в пароводяному циклі гідравлічні втрати по тракту циркуляції холодоагенту є важливим фактором, який досить сильно впливає на енергетичну ефективність. Як в процесі конденсації, так і в процесі випаровування навіть незначне падіння тиску до 0,015 бар вже істотно знижує є, особливо при роботі в діапазоні тисків від 0,01 до 0,1 бар.

Слід зазначити, що при проектуванні теплообмінних апаратів контактного типу спрогнозувати падіння тиску за рахунок варіювання геометрією теплообмінника важко. Більш «гнучкими» у цьому сенсі є апарати поверхневого типу, де за рахунок зміни кроку установки труб, діаметра можна домогтися прийнятних значень падіння тиску холодоагенту. Це може мати вирішальне значення при оптимізації циклу.

На рис. 4.18 наведена оцінка впливу на холодильний коефіцієнт є втрат тиску у всмоктуючому $\Delta P_{\rm BC}$ і нагнітальному $\Delta P_{\rm Har}$ трубопроводі при наступних фіксованих параметрах: $T_0 = 20$ °C; $T_{\rm K} = 50$ °C; $\eta_{iskm} = 0,9$; втрати тиску в випарнику $\Delta P_{\rm Bun} = 0,01$ бар; втрати тиску в конденсаторі $\Delta P_{\rm Kd} = 0,01$ бар.



 $1 - \Delta P_{\text{наг}} = 0,01$ бар; $2 - \Delta P_{\text{наг}} = 0,015$ бар; $3 - \Delta P_{\text{наг}} = 0,02$ бар; $4 - \Delta P_{\text{наг}} = 0,025$ бар

Рис. 4.18. Вплив гідравлічних опорів на лініях всмоктування $\Delta P_{\rm BC}$ і нагнітання $\Delta P_{\rm Har}$ на є

Відомо, що за характером пограничної кривої можна спрогнозувати відносний вплив втрат від внутрішньої незворотності на ефективність циклу парокомпресорної XM або THУ. На рис. 4.19 в *T, s* – координатах представлений вигляд кривої насичення для різних робочих речовин.



Рис.4.19. Характер кривої насичення для різних холодоагентів

Аналіз кривої насичення для R718 з використанням рекомендацій роботи [1] дозволив зробити наступні висновки. Крутий підйом лівої прикордонної кривої сприяє зниженню втрат від незворотності при дроселюванні робочої речовини. Таким чином, для реалізації процесу розширення використання будьяких інших, крім дросельного вентиля пристроїв, наприклад детандера, технічно і економічно не доцільно. Включення в схему детандера незначно збільшує холодопродуктивність установки, однак при цьому призводить до значно більших капітальних витрат у порівнянні з тим позитивним ефектом, який він дає. Крутий нахил ізобар в області перегрітої пари свідчить про великі втрати від перегрівання пари при стисненні. У зв'язку з цим слід розглянути можливість застосування двохсекційного конденсатора, що містить окремо охолоджуючу секцію зняття перегріву (форконденсації) і секцію конденсації. Ефективне використання теплового потенціалу зони охолодження перегрітої пари може привести не тільки до підвищення ефективності конденсатора, а й всієї ТНУ.

Через невелику молекулярну масу води рівень тисків в компресорі низький, тому забезпечити при одноступеневому стисненні різницю температур в циклі (випаровування і конденсації) більше 40 К проблематично. У той же час, можна відзначити, що застосування проміжного охолодження для двоступеневого циклу хоча і ускладнює схему, проте забезпечує істотне підвищення холодильного коефіцієнта є в середньому на 20 % в порівнянні з простою одноступеневою схемою.

Питання про необхідність перегріву пари перед компресором для пароводяного циклу не має однозначної відповіді. З одного боку він потрібен за умовами безпечної роботи компресора. З іншого боку, розрахунковим шляхом встановлено, що в пароводяному циклі перегрів пари перед всмоктуванням в компресор тільки знижує енергетичні показники циклу. Так, наприклад, навіть при досить високому коефіцієнті регенерації $\eta_{pr} = 0,8$ застосування регенеративного теплообмінника в циклі призводить до зменшення значення є з 7,24 (без регенерації) до 6,85 (з регенерацією). На кожен градус підвищення перегріву відбувається лінійне зниження значення є на 0,036.

Реалізація на практиці вакуумно-випарної схеми ТНУ вимагає додаткової витрати роботи на стиснення повітря, розчиненого у воді, який виділяється з неї при кипінні. З огляду на той факт, що зі зменшенням температури кипіння питома обємна витрата води різко зростає, ця робота може виявитися чималою, що в результаті знизить ефективність ТНУ. Необхідно відзначити ще одну особливість. При роботі під вакуумом можливий підсос повітря в систему внаслідок неповної герметичності ущільнень теплообмінного апарату.

Натікання в систему неконденсованих газів погіршує теплотехнічну ефективність конденсатора і знижує продуктивність компресора. Щоб уникнути цього, при запуску установки значна маса повітря повинна бути видалена за допомогою спеціальної системи продувки і видалення [134]. Багато недоліків описаної вище схеми значною мірою можуть бути усунуті, якщо в схему такої ТНУ включити змішуючий підігрівач-деаератор. Це рішення було запропоновано ще в 1949 році В.А. Ведяєвим [133].

В силу специфічних властивостей води як холодоагенту в установках вакуумно-випарного охолодження неможливо пряме використання наявного парку компресорів, що випускається промисловістю. Серед усіх відомих типів компресорів переважно застосування турбокомпресора або гвинтового компресора [135]. Щоб подолати проблему запуску по ряду міркувань, перш за все економічного характеру, можлива адаптація до роботи на водяній парі двошнекового повітряного компресора [136], однак за умови поліпшення герметичності системи ущільнень. Компресор є найбільш складним агрегатом вакуумновипарної ТНУ. Він повинен працювати при значному ступені стиснення ($\pi = 6 \div 10$), всмоктуючи великі об'єми пари при досить глибокому вакуумі. Для того щоб забезпечити відсмоктування обсягу пари, що утворюється в випарнику при температурі 25 °C, необхідний компресор з числом обертів за хвилину 7000 ÷ 10000.

По ряду показників певні переваги має багатоступеневий осьовий турбокомпресор. Невелика різниця тисків в пароводяному циклі дозволяє спроектувати компактний осьовий компресор з використанням легких конструктивних матеріалів [137].

Для підвищення конкурентоздатності вакуумно-випарних установок доцільно застосування конденсатора з повітряним охолодженням [138]. Це дає очевидні економічні переваги, однак призводить до зростання тиску нагнітання на 30 – 50 %, і, як наслідок цього, зниження коефіцієнта об'ємної подачі компресора, зменшення холодопродуктивності системи.

Підвищити енергетичну ефективність вакуумно-випарних XM можливо за рахунок застосування комбінованої схеми [139], що містить відцентровий компресор і двофазний ежектор, включений перед конденсатором контактного типу. Це дозволяє знизити втрати від незворотності в процесі дроселювання. Крім того, спільна робота контактного конденсатора разом з градирнею дозволяє абсорбувати в воді знаходиться в системі повітря при циркуляції води через градирню. 4.3. Використання С-кривих при пошуку оптимальних умов експлуатації теплонасосної установки

У попередньому розділі було встановлено, що найкращий ефект від оптимізації холодильної установки досягається тоді, коли сама процедура покрокової термоекономічної оптимізації починається з варіанту, який відповідає режиму роботи ХМ з максимальним ексергетичним ККД по виробленому холоду. Таким чином, перед початком оптимізації ХМ необхідно виявити режим, в якому установка із заданим типом компресора має максимальну ступінь термодинамічної досконалості. Як зазначено в роботах [47, 95], такий підхід дозволяє розмежувати рішення задач термодинамічної та техніко-економічної оптимізації, тобто розділити їх на два етапи. Фактично, тим самим обґрунтовується існування техніко-економічного оптимуму, відповідного мінімальної незворотності в циклі термотрансформатора. У цьому розділі було визнано за доцільне виявити, чи має місце подібний ефект для теплонасосних установок. Тобто якщо попередньо перед початком пошуку термоекономічно оптимального режиму роботи знайти режим, який відповідає максимальному ексергетичному ККД по виробленої теплоті, а також встановити: чи має місце наявність такого максимуму для ТНУ? Для розв'язання задачі у зазначеній постановці на основі автономного методу [8] проведена термоекономічна оптимізація для декількох режимів роботи ТНУ «вода - вода» при варіативності тарифу на електроенергію, а також числа годин роботи установки в році. Після чого, з використанням відомих теплотехнічних показників і методики проведення структурного термодинамічного аналізу парокомпресорних термотрансформаторів [140], проведено зіставлення базових, не оптимізованих варіантів, з оптимізованими варіантами. Визначено, на скільки в результаті оптимізації підвищився ексергетичний ККД установки. На основі побудови сімейства С-кривих для вказаних варіантів визначено гранично досяжні значення термодинамічних і техніко-економічних показників, тобто виявлено потенціал для можливого удосконалення характеристик ТНУ при заданих обмеженнях.

У табл. 4.5 наведено теплотехнічні характеристики розглянутих режимів роботи ТН [25].

Таблица 4.5

Параметр	Од.вим.	1 варіант	2 варіант	3 варіант
m_f	кг/с	0,989	1,048	0,841
G_w	кг/с	2,65	2,15	2,68
G_s	кг/с	4,59	4,5	4,45
N	кВт	33,0	33,4	32,9
Q_0	кВт	123,0	118,0	98,8
Q_{κ}	кВт	152,0	152,0	133,0
T_{w2}	К	310,60	313,65	312,15
T_{w1}	К	296,55	297,75	300,35
T_{s2}	К	291,45	289,05	285,45
T_{s1}	К	298,20	295,35	290,75
T_{κ}	К	311,85	314,95	314,25
T_0	К	278,84	279,11	277,46
$\overline{E}_{Q\kappa}$	кВт	12,012	11,942	11,278
E_{Q0}	кВт	6,456	4,894	2,724

Режими роботи ТН «вода- вода»

Для розрахунку ексергії в табл. 4.5 температура і тиск навколишнього середовища приймалися рівними: $T_{\rm hc}$ = 7 °C, $P_{\rm hc}$ = 101,0 кПа.

Нижче наведені основні співвідношення, необхідні для аналізу і графічної побудови С-кривих.

Ексергія теплоносія, що проходить через конденсатор

$$E_{Q\kappa} = Q_{\kappa} \cdot \tau_{\kappa}, \qquad (4.8)$$

 $\exists e \ \tau_{\kappa} = \left(1 - \frac{T_{\rm HC}}{T_{w}^{\rm cp}}\right).$

Ексергія хладоносителя, що проходить через випарник

$$E_{Q0} = Q_0 \cdot \tau_0, \tag{4.9}$$

 $\mathrm{de}\,\tau_0 = \left(1 - \frac{T_{\mathrm{Hc}}}{T_{\mathrm{s}}^{\mathrm{cp}}}\right),$

261

а середньологарифмічна температура теплоносія і холодоносія визначаються, відповідно, як

$$T_{w}^{\rm cp} = \frac{T_{w2} - T_{w1}}{\lg \frac{T_{w2}}{T_{w1}}},$$
(4.10)

$$T_{s}^{\rm cp} = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\lg \frac{T_{s1}}{T_{s2}}}.$$
 (4.11)

Ексергетичний ККД теплонасосної установки по виробленої ексергії теплоти визначається як

$$\eta_{\mathcal{Q}\kappa}^{ex} = \frac{\mathcal{Q}_{\kappa}\tau_{\kappa}}{N_{\kappa M} + \mathcal{Q}_{0}\tau_{0}}, \qquad (4.12)$$

а ексергетичний ККД теплонасосної установки по виробленої ексергії холоду –

$$\eta_{Q0}^{ex} = \frac{Q_0}{N_{_{\rm KM}}} \tau_0$$
(4.13)

Питомі сумарні втрати ексергії, віднесені до ексергії теплоти, яку відведено від конденсатора запишемо таким чином

$$\gamma_{DQ\kappa}^{\prime} = \frac{E_D^{\text{сум}}}{E_{Q\kappa}}$$
(4.14)

Питомі сумарні капітальні витрати на створення ТН, віднесені до ексергії теплоти, яку відведено від конденсатора

$$\mathbf{z}_{Q\kappa}^{\prime} = \frac{Z_{\text{сум}}}{E_{Q\kappa}}$$
(4.15)

Далі при розв'язанні задачі значення сумарних капітальних витрат у формулу (4.15) будуть отримані з розрахунку терміну експлуатації 10 років.

За аналогією можна ексергетичні втрати і відповідно капітальні витрати віднести до ексергії холоду і отримати залежності

$$\gamma'_{DQ0} = \frac{E_D^{\rm cym}}{E_{Q0}},\tag{4.16}$$

$$z_{Q0}^{\prime} = \frac{Z_{cym}}{E_{Q0}}.$$
(4.17)

Можливість (технічний потенціал) удосконалення установки при модернізації показує число Ван-Гула

$$IP = (1 - \eta_{Q\kappa}^{ex}) \cdot E_D^{\text{cym}}.$$
(4.18)

а Число Ван-Гула для елемента ТН визначається за формулою

$$IP_{k} = (1 - \eta_{k}^{ex}) \cdot E_{Dk}$$

$$(4.19)$$

При визначенні ексергетичного ККД елемента установки використовувалися правила поділу ексергетичних потоків на «паливо» і «продукт», запропоновані Дж. Тсатсаронісом [2].

Ексергетичний ККД віднесений до теплопродуктивності ТНУ для трьох розглянутих режимів (варіантів) (див. табл. 4.5) представлено на рис. 4.20. Як можна бачити, що максимальне значення ККД має варіант 2, таким чином, за аналогією з оптимізацією ХМ можна зробити висновок, що покрокову процедуру термоекономічної оптимізації доцільно починати саме з цього варіанту. Аналіз С-кривої, побудованої в координатах $\gamma'_{DQ\kappa}$ і $z'_{Q\kappa}$ (рис. 4.21), також вказує на пріоритет 2-го варіанту над іншими.



Рис. 4.20. Ексергетичний ККД теплонасосної установки по виробленої теплоті для базових варіантів ТН



■ – варіант 1; ◆ – варіант 2; ▲ – варіант 3 (див. табл. 4.5)
 Рис. 4.21. С-крива, яка побудована в координатах γ[/]_{DQK} та z[/]_{QK} для базових варіантів ТН

Розглянемо можливість реалізації покрокового підходу до термоекономічної оптимізації стосовно ТНУ. Проведемо аналіз зазначених вище показників для базових і оптимізованих варіантів ТНУ.

Покомпонентний характер розподілу деструкції в ТНУ для базових варіантів представлений на рис. 4.22.



Рис. 4.22. Поелементний склад деструкції ексергії ТН для базових варіантів, представлених в табл. 4.5

З рис. 4.22 видно, що для кожного з базового варіанту поелементний склад деструкції має різний характер. При цьому деструкція у конденсаторі для 2-го варіанту має найменше значення, але у конденсаторі – найбільше.

Для розв'язання задачі у зазначеній постановці на основі автономного методу проведена термоекономічна оптимізація для наведених режимів роботи ТНУ «вода - вода» при варіативності тарифу на електроенергію, а також числа годин роботи установки в році.

Вартість електроенергії приймалась рівною $c_e = 0,45$ грн/(кВт·год) та $c_e = 1,4$ грн/(кВт·год) і кількість годин роботи ТН за рік – $\tau_{eкc} = 1000$ год та $\tau_{ekc} = 5000$ год.

На рис. 4.23 показаний характер зміни ексергетичного ККД теплонасосної установкипо виробленої ексергії теплоти при переході від базових варіантів до оптимізованих варіантів для різних значень *c*_e і $\tau_{eкc}$.





1 – базовые модели; 2 –оптимізовані моделі при c_e = 0,45 грн/(кВт·год) та

 τ_{ecc} =1000 год; 3 – при c_e = 1,4 грн/(кВт·год) та τ_{ecc} =1000 год;

4– при
$$c_e = 0,45$$
 грн/(кВт·год) та $\tau_{ecc} = 5000$ год;

5 – при *c*_e= 1,4 грн/(кВт·год) тат_{екс}=5000 год

Рис. 4.23. Ексергетичний ККД теплонасосної установки для базових і оптимальних ТН, відповідних варіантам (див. табл. 4.5)

На рис. 4.23 пронумеровані лінії з'єднують значення ексергетичного ККД для відповідних базових теплонасосних установок, та для отриманих шляхом оптимізації при варіюванні зазначених вище параметрів.

Як можна бачити з рис. 4.23, той базовий варіант, який за ексергетичним ККД був найкращим до початку покрокової процедури оптимізації (див. рис. 4.21), після оптимізації показав найгірший результат за ККД. Слід зазначити, що подібний результат був дещо не прогнозованим.

Аналіз показників *IP*, *IP*_k та побудова С-кривих для оптимізованих варіантів в координатах γ'_{DQk} та z'_{Qk} дозволили виявити причини такої розбіжності (невідповідності). Аналіз числа Ван-Гула для розглянутих варіантів показав досить різний характер його зміни для елемента і системи в цілому. Так, наприклад, 3-й варіант роботи TH має найнижчий загальний системний показник *IP* (рис. 4.24), в той же час цей же елементний показник безпосередньо для компресора *IP*_{км} в варіанті 3 – найвищий (рис. 4.25). Це означає, що варіант 3 має найгірші стартові позиції при модернізації усієї установки (найменший потенціал щодо модернізації *IP*), але найліпші – щодо оптимізації компресора. Також видно істотну нерівномірність розподілу *IP*_k в порівнянні з іншими елементами.



Рис. 4.24. Число Ван-Гула ІР для ТН (базові варіанти)



Рис. 4.25. Число Ван-Гула для кожного елемента ТНУ (базові варіанти)

Можна припустити, що від того, як розподіляються значення IP_k між елементами залежить механізм оптимізаційних процедур в автономному методі термоекономічної оптимізації, описаному в розділі 1.

Оскільки оптимізація кожного варіанта проводиться за умови Q_{κ} = const (використовується статична модель), то зміна конфігурації циклу («його стискання» і наближення до циклу Карно) буде здійснюватися «по вертикалі», тобто за рахунок, в першу чергу, підвищення температури випаровування. Внаслідок чого, зросте холодопродуктивність і на відповідну величину знизитися потужність приводу компресора.

Так, в разі початку процедури покрокового наближення з варіанту 2 до оптимального варіанту, оптимізуватися будуть головним чином поверхні теплообмінних апаратів. Для даного варіанту показники конденсатора $IP_{\kappa d}$ і випарника $IP_{вип}$ цілком можна порівняти один з одним, а в порівнянні з $IP_{\kappa M}$ компресора у них краще співвідношення з усіх розглянутих варіантів. Наявність максимального ексергетичного ККД ТН по виробленої ексергії теплоти в варіанті 2, говорить про велику частку ексергії тепла відведеної від конденсатора по ві-

дношенню до втрат в системі. Виходячи з того, що вартості випарника і конденсатора значно більше, ніж вартість компресора, то вони в цілому визначатимуть техніко-економічні результати оптимізації варіанту 2. Іншими словами, витрати на компресор і дросель будуть нівелюватися витратами на теплообмінні апарати. Так, на рис. 4.26 представлено сімейство С-кривих, побудованих в координатах $\gamma'_{DQ\kappa}$ і $z'_{Q\kappa}$ для оптимізованих варіантів при різному поєднанні c_e і $\tau_{eкc}$.

У разі початку процедури покрокової термоекономічної оптимізації з варіанту, що має найбільший ексергетичний ККД по виробленої ексергії холоду, який визначено за залежністю (4.13), результати оптимізації тієї ж самої установки при тих же обмеженнях будуть принципово відрізнятися від описаних вище (див. рис. 4.23). Як можна бачити з рис. 4.27, найбільший ексергетичний ККД по виробленому холоду для базової, не оптимізованої, установки показує варіант 1. Таким чином, найкоротший шлях для вдосконалення установки при найменших капітальних вкладеннях (див. рис. 3.39) буде досяжний, якщо покрокову процедуру почати саме з нього, як для XM.



Рис. 4.27. Ексергетичний ККД теплонасосної установки по виробленої ексергії холоду для базових варіантів

З рис. 4.28 можна бачити, що найвищі значення η_{Q0}^{ex} після оптимізації показує варіант 1. Таким чином, вибір термодинамічно ефективного режиму для базового варіанту ТН, після термоекономічної оптимізації обумовлює більший приріст η_{Q0}^{ex} .



Рис. 4.28. Ексергетичний ККД η_{Q0}^{ex} для базових і оптимізованих варіантів роботи ТН в залежності від середньологарифмічної температури холодоносія (позначення див. рис. 4.23)

Механізм оптимізаційних процедур в цьому випадку буде протилежний описаному вище. При процедурі покрокового наближення з варіанту 1 до оптимального, зміна конфігурації дійсного циклу («його звуження» та наближення до циклу Карно) буде здійснюватися «по горизонталі». Основним елементом тут буде компресор, для якого необхідно забезпечити характер стиснення, близький до ізоентропного, тим самим знизивши енергетичні витрати на компресію. Оскільки холодопродуктивність компресора при цьому не змінюється, то зменшення пов'язаних з ним енергетичних витрат не суттєво змінить всі інші види втрат в інших елементах. На рис. 4.29 та 4.30 наведено сімейство С- кривих в координатах $\gamma'_{DQ\kappa}$, \mathbf{z}'_{κ} і γ'_{DQ0} , \mathbf{z}'_{Q0} , відповідно, які побудовано для оптимізованих варіантів ТНУ при різному поєднанні с_е і τ_{ekc} .



Аналіз сімейства С-кривих показав, що при будь-якому поєднанні c_e і τ_{ekc} варіант 1 показує найкраще співвідношення γ'_{DQ0} та z'_{Q0} . Таким чином, на практиці економічно доцільніше направляти інвестиції в модернізацію установок з високим базовим ексергетичним ККД по виробленої ексергії холоду спочатку як для XM, так і TH.

4.4. Висновки по розділу 4

1. Запропоновано методику узагальненого аналізу і оптимізації надкритичих і докритичних парокомпресорних циклів термотрансформаторів, що дозволяє на етапі передпроектних розробок систем вирішити задачу спрямованого пошуку найбільш раціональних технологічних схем з урахуванням структурнотопологічних особливостей їх обладнання. Вона, по суті, не має аналогів, оскільки в її основу покладено синтез сучасних методів термодинаміки, системотехніки і графічних методів оптимізації. Зокрема, для визначення мінімальних витрат на створення і експлуатацію системи за весь її життєвий цикл застосовано графічний апарат С-кривих [47, 123, 128].

2. В роботі вперше запропоновано використовувати С-криві при аналізі та оптимізації технічних систем, зокрема технологічних схем систем термо трансформації. Раніше областю застосування апарату С-кривих був аналіз макроекономічних показників великих промислових об'єктів. Побудова сімейства Скривих технологічних схем дозволяє аналізувати режими роботи установки по відношенню до оптимального варіанту. Методологічна цінність таких узагальнених графічних залежностей безсумнівна [128, 129].

3. Перевага методики полягає в наочному поданні результатів оптимізації, що при проектуванні холодильної установки істотно полегшує процедуру вибору технологічної схеми, роблячи цей процес формалізованим і керованим. Аналіз С-кривих дозволяє отримати глобальний мінімум (максимум) як в задачах термоекономічної оптимізації при проектуванні, так і до пошуку енергоефективних умов експлуатації діючих установок. В якості навігатора для графічного пошуку оптимуму може бути обраний не тільки критерій складності схеми, але і будь-який інший параметр (час експлуатації, ККД елемента і т.д.) [123, 128].

4. Одним з достоїнств методики є також застосування коефіцієнта відновної вартості для економічного аналізу конкуруючих варіантів схем. Це дозволяє використовувати як змінні параметри при оптимізації не вартість умовного палива на світовому ринку, а передбачуваний час роботи установки. Такий підхід на практиці повинен сприяти впровадженню ефективних дорогих технологій термотрансформації (наприклад, ускладнених двоступеневих схем), оскільки в цьому випадку нівелюється внесок капітальної складової [123].

5. За допомогою побудови сімейства С-кривих для різних варіантів експлуатації теплонасосних установок розкрито механізм процедури покрокової термоекономічної оптимізації за умови забезпечення максимуму ексергетичного ККД. Встановлено, що незалежно від функціонального призначення термотрансформатору процедуру покрокового наближення до оптимального варіанту потрібно починати з базового варіанту, що має найвищий ексергетичної ККД по виробленої ексергії холоду. Це забезпечить надалі максимально можливий приріст ексергетичного ККД після термоекономічної оптимізації установки [47, 123].

РОЗДІЛ 5

ДИАГНОСТУВАННЯ ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СУЧАСНИХ ЧИЛЕРІВ ТА ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ НА ОСНОВІ ЕНТРОПІЙНО-СТАТИСТИЧНОГО ПІДХОДУ

5.1. Передумови створення новітніх засобів моніторингу та діагностики сучасних систем забезпечення мікроклімату

Підприємства з виробництва та зберігання харчової продукції, а також більшість об'єктів житлово-комунального сектору є найбільшими споживачами енергоресурсів. Ситуація, яка склалася наразі в Україні, є наслідком того, що інженерні системи цих підприємств, які включають холодильне, вентиляційне, теплообмінне, насосно-компресорне і цілий ряд іншого обладнання, проектувалися понад 20 років тому, коли ціни на енергоносії були відносно низькі, тому на більшості підприємств не приділялося належної уваги питанням розробки енергоефективних схем рекуперації теплової енергії або впровадженню ефективних систем на базі термотрансформаторів. Наразі з підвищенням ціни на енергоносії ситуація кардинально змінилася, а саме при будівництві нових житлових комплексів і торгово-розважальних центрів все більше впроваджуються сучасні енергозберігаючі системи термотрансформації для виконання функцій комплексного тепло- та холодопостачання. Між цим, впровадження цих систем, не зважаючи на їх привабливість з точки зору майбутнього енергозаощадження та загальної екологічної безпеки, гальмується не тільки за рахунок їх достатньо великої капітальної вартості, але також у зв'язку з непрофесійним підходом до їх проектування та подальшої експлуатації. Це призводить до збільшення терміну їх окупності та в деяких випадках, взагалі, до відмови споживачів від таких систем.

Взагалі енергоємність одиниці виробленої теплоти або холоду протягом всього терміну експлуатації систем тепло- та холодопостачання на базі сучасних чилерів та теплових насосів фактично не контролюється. Після монтажу системи на об'єкті питання контролю її параметрів, як правило, стає вже обов'язком споживача, а не виробника обладнання. Між цим, контроль витрати енергії в системах термотрансформації повинен бути такою ж обов'язковою процедурою, як і контроль витрати палива в автомобілі, якщо використовувати подібну аналогію.

Слід зазначити, що в останні роки ситуація щодо впровадження систем моніторингу почала змінюватися і деякі підприємництва самі встановлюють ці системи на об'єктах з теплонасосним обладнанням. Однак моніторинг теплового насосу або чилера на цих об'єктах в багатьох випадках обмежується тільки спостереженням за роботою установки з «on-line» реєстрацію незначної кількості параметрів, що заміряються, створенням їх архіву, а також побудовою багатьох незрозумілих графіків, що мають лише ілюстративний характер та за допомогою яких можна лише здійснити управління установкою у так званому «ручному» режимі. Крім того, відсутність аналізу та узагальнення результатів такого моніторингу взагалі унеможливлює створення більш досконалих перспективних проектів систем теплохладопостачання об'єктів торгівельного, адміністративного призначення, об'єктів харчової промисловості та житловокомунального сектору. Таким чином можна стверджувати, що наразі існує запит у проведенні заходів, що спрямовані на визначення енергоощадних режимів експлуатації термотрансформаторів, які працюють у складі сучасних систем забезпечення мікроклімату. А саме, створення методик моніторингу та діагностики енергетичної ефективності таких систем, які здатні виявляти похибки у проектуванні обладнання та дозволяють скорегувати режими роботи цих систем під час їх експлуатації.

При цьому слід зазначити, що завдання створення системи моніторингу на об'єкті де встановлене дороге сучасне теплонасосне обладнання ускладнюється ще одним фактором – це гарантійне обслуговування установки. Власники торгівельних об'єктів, де встановлені сучасні імпортні кліматичні системи, перш за все побоюючись за порушення вимог гарантійного обслуговування, не допускають втручання у контур циркуляції холодоагенту з метою здійснення замірів температур та тиску у характерних точках циклу. Замірюються лише режимні параметри зовнішнього контуру, вологість зовнішнього повітря, енергія, що витрачається на привід компресора, вентилятора та насосу. Між цим без наявності інформації відносно параметрів циклу холодоагенту неможливо якісно провести діагностику ефективності установки з визначенням ексергетичних втрат у кожному елементі.

Таким чином, тільки аналіз термодинамічної досконалості сучасних систем забезпечення мікроклімату дозволить судити про дійсну енергоємність вироблених теплоти і холоду та свідчити взагалі про якість системи. У такій постановці завдання моніторингу систем тепло- та холодопостачання автору уявляються набагато ширше. Це не просто спостереження за параметрами роботи установки та реєстрація споживаної енергії, але також аналіз і діагностика термодинамічної ефективності всієї системи.

5.2. Термодинамічне тестування сучасних чилерів та теплових насосів на основі ентропійно-статистичного методу аналізу

Орієнтація різних зарубіжних виробників на масове виробництво чилерів і теплових насосів призвела до того, що вибір конкретного типу установки стає непростим завданням, яке вимагає комплексного врахування термодинамічних, екологічних і економічних показників.

Наразі основною помилкою при виборі обладнання є те, що пріоритет віддається інвестиційній складової проекту системи тепло- та холодопостачання. Це призводить до того, що суб'єктивно вибирається, як правило, більш дешеве обладнання, яке у подальшому експлуатується у неоптимальних для нього термодинамічних режимах.

У зв'язку з цим актуальним завданням є створення методики проведення узагальненого аналізу енергетичних характеристик з метою визначення серед представленого різними виробниками обладнання найбільш ефективних моделей з точки зору їх термодинамічної досконалості, технічного рівня і тенденцій розвитку [141, 142].

5.2.1. Методика оцінки термодинамічної досконалості сучасних чилерів та теплових насосів на основі трьох параметричної ентропійно-статистичної моделі

Прикладна термодинаміка у вигляді ентропійного та ексергетичного підходів до аналізу термотрансформаторів в принципі не може дати відповідь на питання визначення реальних величин втрат від незворотності процесів, що мають місце у діючих установках. Для цього необхідне додаткове джерело інформації. Цим джерелом є залучення у термодинамічний аналіз статистично оброблених експериментальних даних щодо значень термодинамічної досконалості реальних установок [143, 144].

При створенні методики оцінки термодинамічної досконалості сучасних чилерів і теплових насосів звернемось до ентропійно-статистичного підходу, який був запропонований Дж. М. Гордоном і К. С. Нджу [46]. Такий підхід дозволяє в залежності від проектної теплової або холодильної потужності установки визначити межі зони з домінуючим впливом на її ефективність різних видів незворотних втрат, а також отримати узагальнені характеристики для аналізу термодинамічної досконалості моделей різних типів [7, 47].

Рівняння для визначення потужності приводу компресора в ентропійному вигляді може бути отримано шляхом запису рівнянь енергетичного та ентропійного балансів

$$Q_{\rm kg} + Q_{\rm kg}^{\rm loss} - Q_0 + Q_0^{\rm loss} - N_{\rm km} + Q_{\rm km}^{\rm loss} = 0; \qquad (5.1)$$

$$\left(\frac{Q_{\rm KR} + Q_{\rm KR}^{\rm loss}}{T_{\rm K}^{\rm Juc}}\right) - \left(\frac{Q_0 + Q_0^{\rm loss}}{T_0^{\rm Juc}}\right) - \Delta S_{\rm BH} = 0, \qquad (5.2)$$

де $Q_{\kappa \alpha}^{loss}$ – втрати теплопродуктивності конденсатора;

 Q_0^{loss} – втрати холодопродуктивності випарника у результаті припливів тепла;

 $Q_{_{\rm KM}}^{loss}$ – теплові втрати з поверхні корпуса компресора;

 $\Delta S_{\rm BH}$ – внутрішня дисипація енергії у циклі, що пов'язана з процесами стиснення, дроселювання та гідравлічними опорами за трактом циркуляції холодоагенту.

Представлені в (5.2) температури дисипації енергії у неізобарних процесах конденсації $T_{\kappa}^{\text{дис}}$ та випаровування $T_{0}^{\text{дис}}$ визначаються по співвідношенню [46]

$$T^{\text{duc}} = \frac{\int\limits_{\text{bx}}^{\text{bux}} di}{\sum_{j=1}^{n} \frac{\int di}{T_j}},$$

де і – ентальпія;

T_j середньологарифмічна температура у відповідній зоні теплообміну (для випарника та конденсатора).

Скомбінував рівняння (5.1) і (5.2), отримаємо

$$N_{\rm km} = -Q_0 + \frac{Q_0 T_{\rm k}^{\rm duc}}{T_0^{\rm duc}} + T_{\rm k}^{\rm duc} \Delta S_{\rm BH} + T_{\rm k}^{\rm duc} \Delta S_{\rm tm},$$

де $\Delta S_{\text{тп}}$ – виробництво ентропії за рахунок теплових втрат з поверхні теплообмінного обладнання холодильної машини, яке визначається таким чином

$$\Delta S_{\text{TII}} = \frac{Q_{\text{KM}}^{loss}}{T_{\kappa}^{\text{duc}}} + Q_0 \left(\frac{1}{T_0^{\text{duc}}} - \frac{1}{T_{\kappa}^{\text{duc}}}\right).$$

Для визначення $\Delta S_{\rm BH}$ використовується напівемпірична трьохпараметрична ентропійно-статистична модель [46, 145, 146, 147] 277

$$\frac{T_{s1}}{T_{w1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon} \right] - 1 = \frac{T_{s1} \Delta S_{BH}}{Q_0} + \frac{Q_{TII}^{e_{KB}} \left(T_{w1} - T_{s1} \right)}{T_{w1} Q_0} + \frac{R_{cym} Q_0}{T_{w1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon} \right].$$
(5.3)

У рівнянні (5.3) величина $\Delta S_{\rm BH}$ визначає внутрішні дисипативні втрати енергії у циклі, у тому числі, що пов'язані з впливом гідравлічних опорів за трактом холодоагенту, $Q_{\rm TR}^{\rm ekB}$ – еквівалентні тепловтрати з поверхні елементів, $R_{\rm cym}$ – сумарний термічний опір випарника і конденсатора.

Еквівалентні тепловтрати $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$ визначаються як [46, 145, 146]

$$Q_{\text{TII}}^{\text{ekb}} = Q_0^{loss} + \frac{Q_{\text{km}}^{loss}T_{s1}}{T_{w1} - T_{s1}}$$

Сумарний термічний опір $R_{\text{сум}}$ характеризує втрати від незворотності теплообміну у теплообмінному обладнанні ХМ [46, 145, 146]

$$R_{\rm cym} = \frac{1}{G_s c_{p_s} \overline{\eta}_{\rm BHI}} + \frac{1}{G_w c_{p_w} \overline{\eta}_{\rm KI}}$$

де $\overline{\eta}_{\text{вип}}$ и $\overline{\eta}_{\text{кд}}$ – теплотехнічний ККД випарника та конденсатора відповідно.

В рівнянні (5.3) величини $\Delta S_{\rm BH}$, $Q_{\rm TII}^{\rm ekb}$, $R_{\rm сум}$ представляються коефіцієнтами регресії m_k у рівнянні $Y = m_1 x_1 + m_2 x_2 + m_3 x_3$ та визначаються за допомогою методу множинної лінійної регресії.

У лівій частині рівняння (5.3)
$$Y = \frac{T_{s1}}{T_{w1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon} \right] - 1$$
, а в правій – $x_1 = \frac{T_{s1}}{Q_0}, x_2 = \frac{(T_{w1} - T_{s1})}{T_{w1}Q_0}, x_3 = \frac{Q_0}{T_{w1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon} \right].$

Таким чином, з використанням експериментальних даних або даних каталогів виробників XM і THУ можна визначити реальні значення втрат від незворотності і визначити гранично можливий холодильний коефіцієнт з урахуванням обмеження на теплову потужність установки за залежністю [7]

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{T_{w1}(Q_0 + T_{s1}\Delta S_{\rm BH}) + Q_{\rm TTI}^{\rm eKB}(T_{w1} - T_{s1})}{Q_0(T_{s1} - R_{\rm cym}Q_0)} - 1.$$
(5.4)

Напівемпірична термодинамічна модель може бути використана як для аналізу конкретної моделі, так і для узагальненого аналізу всього номенклатурного ряду устаткування, що випускається [141]. У зв'язку з цим важливим питанням є визначення резерву для підвищення ефективності теплообмінного і компресорного обладнання чилерів з урахуванням його проектної холодопродуктивності (масштабного фактору).

Відомо [96], що для того ж самого діапазону продуктивності вибір одночасно моделей з різним типом компресорів і теплообмінників нераціональний, оскільки реальні умови експлуатації обладнання зумовлюють суттєві обмеження щодо його ефективності. Так, наприклад, гвинтові компресори є ефективними при великій проектній холодопродуктивності, а поршневі – при малій. У чилерах холодопродуктивністю понад 1000 кВт застосовуються тільки кожухотрубні конденсатори з водяним охолодженням. Таким чином, гранично досяжний в реальних умовах холодильний коефіцієнт залежить не тільки від температурних меж циклу, але також і від типу встановленого устаткування, його продуктивності і якості.

В роботах [7, 47, 141, 142] проведено узагальнений аналіз реверсивних водяних чилерів з повітряним охолодженням в широкому діапазоні зміни їх проектної холодопродуктивності від 5 кВт до 450 кВт, що використовують холодоагент R407C. Аналізувалися чилери двох відомих виробників: "HIdROS" і "Clivet". На рис. 5.1 наведено характер зміни ефективності установки від холодопродуктивності у вигляді залежності показника $1/\varepsilon$ від $1/Q_0$.



1 – дані виробника; 2 – розрахункові дані, отримані на основі моделі
 Рис. 5.1. Залежність 1/є від 1/Q₀ для чилерів у діапазоні Q₀
 від 5 кВт до 450 кВт

На практиці при оцінці енергетичних характеристик зручніше користуватися величиною 1/є, яка показує витрату енергії на одиницю виробленого холоду. Як можна бачити з рис. 5.1, моделі, що рекомендовані виробниками для роботи у діапазоні великої холодопродуктивності (діапазон $1/Q_0$ від 0,02 до 0,05), мають значний резерв для підвищення їх термодинамічної ефективності (особливо моделі фірми "Clivet", яка впроваджує енергоощадну технологію SPIN-Чилер [148]), в той час як моделі малої продуктивності цього резерву не мають.

Для чилерів "Clivet" отримано наступні значення величин $\Delta S_{BH} = 0,008894 \text{ kBt/K}$ і $R_{cym} = 0,231227864 \text{ K/kBt}$. Для аналогічних чилерів "HIdROS" $\Delta S_{BH} = 0,007489 \text{ kBt/K}$ і $R_{cym} = 0,451785621 \text{ K/kBt}$. Як можна бачити, у чилерів "Clivet" значення ΔS_{BH} вище, ніж у чилерів "HIdROS", що свідчить про більший вплив на ефективність внутрішньої незворотності в циклі. Між цим, у чилерів "HIdROS" спостерігаються більші значення R_{cym} , що свідчить про істотний вплив на ефективність установки зовнішньої незворотності, пов'язаною з кінцевою різницею температур в випарнику і конденсаторі, який посилюється в

моделях з більшою проектною холодопродуктивністю. Оскільки саме металоємність і розміри установки в значній мірі позначаються на величині $Q_{\tau n}^{e \kappa B}$, для всього діапазону моделей чилерів неможливо коректно оцінити ступінь впливу $Q_{\tau n}^{e \kappa B}$ на 1/є.

У табл. 5.1. наведено значення $\Delta S_{\rm BH}$, $Q_{\rm TII}^{\rm ekb}$ і $R_{\rm сум}$ для реальних XM у різних діапазонах змінення Q_0 : від 5 кВт до 20 кВт; от 20 кВт до 60 кВт; от 60 кВт до 150 кВт. Аналіз цих значень визначає вплив на ефективність різних видів незворотних втрат у залежності від діапазону Q_0 .

Таблиця 5.1

Діапазон <i>Q</i> 0, кВт	Фірма-виробник	<i>R</i> _{сум} , К/кВт	$Q_{_{\mathrm{TII}}}^{_{\mathrm{ekb}}}$, кВт	$\Delta S_{\scriptscriptstyle m BH}$, к $ m BT/K$
5 - 20	HIdROS	2,4657	1,6910	0,002924
	Clivet	2,5900	2,5069	0,003424
	Wesper	2,0693	2,4031	0,003183
20-60	HIdROS	0,7185	13,922	0,010538
	Clivet	0,6500	10,29631	0,01754
	Trane	0,7475	16,3115	0,013392
60 - 150	HIdROS	0,2386	25,5212	0,033963
	Clivet	0,3441	24,6752	0,037374
	Trane	0,26595	37,270	0,04070

Значення $\Delta S_{\rm BH}, Q_{\rm TII}^{\rm ekb}$ и $R_{\rm сум}$ для сучасних моделей чилерів

На рис. 5.2 і 5.3 наведено результати статистичної обробки даних для рідинних чилерів (виробники: "Clivet", "HIdROS", "Trane", "Wesper") з повітряним охолодженням конденсатора, що працюють в реверсивному режимі [47, 142].





б- від 60 кВт до 150 кВт



1 – Clivet; 2 – HIdROS; 3 – Wesper Рис. 5.3. Залежність 1/є від 1/Q₀ для чилерів в діапазоні Q₀ від 5 кВт до 20 кВт

Встановлено [47], що для чилерів малої холодопродуктивності сильніший вплив на ефективність має $\Delta S_{\rm BH}$. Тому для підвищення ефективності важливим є завдання зниження гідравлічних опорів по тракту руху холодоагенту. Для чилерів великої потужності сильнішим є вплив $R_{\rm сум}$ і слабкішим вплив $Q_{\rm TII}^{\rm ekb}$. При цьому з ростом T_{s1} значення $\Delta S_{\rm BH}$ і $Q_{\rm TII}^{\rm ekb}$ збільшуються



(рис. 5.4), а $R_{\text{сум}}$ знижується (рис. 5.5). З ростом T_{w1} відбувається зниження $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$, однак $\Delta S_{\text{вн}}$ і $R_{\text{сум}}$ підвищуються.

Рис. 5.4.3мінення $\Delta S_{\text{вн}}(a)$ і $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}(b)$ у залежності від T_{s1} і T_{w1} (чилерів «Trane» з проектною холодопродуктивністю $Q_0 = 10$ кВт)



Рис. 5.5. Змінення $R_{\text{сум}}$ у залежності від T_{s1} і T_{w1} (для чилеру «Trane» з проектною холодопродуктивністю $Q_0 = 10$ кВт)

Відомо [1], що будь-яка холодильна машина має мінімальну витрату енергії на одиницю виробленого холоду при роботі в певній зоні робочих температур. Побудовані залежності дозволяють визначити цю зону для конкретної установки.

На рис. 5.6 наведено залежності 1/є від 1/ Q_0 для чилера «Trane» ($Q_0 = 10$ кВт) при варіюванні T_{s1} і T_{w1} .



Рис. 5.6. Залежності $1/\varepsilon$ від $1/Q_0$ при варіюванні: $a - T_{s1}; \ \delta - T_{w1}$

Як можна бачити з рис. 5.6, з підвищенням T_{s1} і фіксованій T_{w1} мінімум 1/є зміщується в область малих значень 1/ Q_0 . Зі збільшенням T_{w1} і фіксованій T_{s1} мінімум 1/є зміщується в область більших значень 1/ Q_0 . Точка мінімуму у залежності 1/є від 1/ Q_0 характеризує оптимальне співвідношення між внутрішньою незворотністю у циклі і зовнішньою.

За допомогою програмного пакету STATGRAF 3.0, що реалізує метод планування експерименту за планом Бокса – Бенкена з 16 дослідів [24], побудовано поверхню відгуку є для чилерів "Clivet" і "Trane" при одночасному варіюванні визначальних факторів T_{s1} , T_{w1} та Q_0 на різних рівнях (рис. 5.7). На рис. 5.8 представлено вплив факторів T_{s1} і T_{w1} на є.



Рис. 5.7. Поверхня відгуку для є в залежності від Q_0 і T_{s1} : a – чилери "Clivet"; δ – чилери "Trane"



Рис. 5.8. Вплив факторів Q_0 , T_{s1} і T_{w1} на є: *а* – чилери "Clivet"; δ – чилери "Trane"

Сучасні чилери і теплові насоси є реверсивними машинами [7]. Якщо перші спроектовані як водоохолоджувальні машини і функція теплового насоса в них є додаткової (не базовою) опцією, то другі – навпаки є спеціалізованими тепловими насосами, тому теплообмінне і компресорне обладнання в цих моделях спроектовано для забезпечення базового теплонасосного режиму роботи, а функція охолодження є вторинною опцією. У зв'язку з цим, експлуатація чилера в режимі теплового насоса призведе до збільшення внутрішньої дисипації енергії, оскільки геометрія контуру циркуляції холодоагенту не розрахована на роботу при більш високих температурних межах циклу. Для перевірки цього відомого з практики факту, але вже на основі ентропійного-статистичного підходу, автором проведено порівняння реверсивних рідинних чилерів з повітряним охолодженням конденсаторів теплопродуктивністю 5,0 кВт – 40,0 кВт марок LSA і LSK та високоефективних рідинних теплових насосів з повітряним охолодженням марки LZT теплопродуктивністю 5,5 кВт – 43,4 кВт компанії "HIdROS". Розглядалися два режими нагріву теплових насосів: температура повітря на вході у випарник $T_{s1} = 7$ °C, температура води на вході і виході з конденсатора $T_w = 30/35$ °C і 45/50 °C. Для реверсивних водяних чилерів, що працюють в режимі нагріву води ($T_{s1} = 8,3$ °C, $T_w = 40/45$ °C), $\Delta S_{\rm BH} = 0,004324$ кВт/К і $R_{\rm cvm} = 2,57790768$ К/кВт більше, ніж для установок, пер- $(\Delta S_{\rm BH} = 0,001205 \text{ kBt/K})$ винно спроектованих тепловий насос i як $R_{\rm cvm} = 1,940093242$ K/kBT).

На рис. 5.9 наведено змінення $1/\varepsilon$ від $1/Q_0$ для чилера марки LSA итеплового насоса марки LZT.



1 – чилери; 2 – теплові насоси

Рис. 5.9. Змінення 1/є від 1/Q₀:

a- в діапазоні Q_0 від 4 до 30 кВт ; 6- при частковому навантаженні для чилера марки LSA зі 100 % навантаженням по холоду $Q_0 = 20,4$ кВт і TH марки LZT зі 100 % навантаженням по холоду $Q_0 = 20,5$ кВт

3 рис. 5.9 видно, що витрата енергії на одиницю виробленого холоду для ТН менше, за винятком області α , що відповідає більш високотемпературному режиму ($T_w = 45/50$ °C).

5.2.2. Методика оцінки термодинамічної досконалості сучасних чилерів і теплових насосів на основі двопараметричної ентропійно-статистичної моделі

Для аналізу показників чилерів і теплових насосів холодопродуктивністю понад 100 кВт, коли вже починає істотно позначатися вплив масштабного фактору (масо-габаритних характеристик) системи, що визначає її інерційність, може бути використана спрощена напівемпірична ентропійно-статистична модель [46, 149]. Ця модель, як і розглянута вище трьохпараметрична модель, також потребує залучення експериментальних даних або даних з каталогів виробників чилерів.

Розробка моделі починається із запису рівнянь енергетичного та ентропійного балансів

$$Q_{\rm KM} - N_{\rm KM} - Q_0 = 0; \qquad (5.5)$$

286

$$\left(\frac{Q_{\kappa\pi}+q_{\kappa\pi}^{loss}}{T_{\kappa}^{\mu\nuc}}\right) - \left(\frac{Q_{0}+q_{0}^{loss}}{T_{0}^{\mu\nuc}}\right) = 0, \qquad (5.6)$$

де $q_{\kappa_{\pi}}^{loss}$ і q_{0}^{loss} – теплової еквівалент втрат від незворотності процесів у циклі внаслідок припливу теплоти у контур охолодження, теплових втрат з поверхні установки, тертя у гідравлічному контурі холодоагенту, дроселювання і перегріву.

Комбінуючи рівняння (5.5) і (5.6), отримаємо вираз для визначення ефективності установки

$$\frac{1}{\varepsilon} = -1 + \frac{T_{\kappa}^{\text{дис}}}{T_{0}^{\text{диc}}} + \frac{\left[\frac{q_{0}^{\text{loss}}T_{\kappa}^{\text{диc}}}{T_{0}} - q_{\kappa \alpha}^{\text{loss}}\right]}{Q_{0}}$$

Теплові еквіваленти втрат від незворотності процесів в циклі можуть бути апроксимовані лінійними залежностями за умови дотримання лінійного закону теплопередачі у випарнику і конденсаторі, а також ізоентропного характеру розширення і наявності перегріву в циклі

$$-q_{\kappa \pi}^{loss} = -A_0 + A_3 T_{\kappa}^{\mu \nu c},$$

$$q_0^{loss} = -A_2 + A_4 T_0^{\mu \nu c}.$$
(5.7)

Враховуючи той факт, що в каталогах виробників чилерів і теплових насосів відсутні дані щодо реальних значень температур випаровування і конденсації, можна уявити вираз (5.7) в більш зручному для обробки даних вигляді, використовуючи рівняння теплового балансу для випарника і конденсатора і при цьому приймаючи $A_1 = A_3 + A_4$:

$$\frac{1}{\varepsilon} = -1 + \frac{T_{w1}}{T_{s2}} + \frac{\left[\frac{q_0^{loss}T_{w1}}{T_{s2}} - q_{\kappa_{\pi}}^{loss}\right]}{Q_0} + h_x = -1 + \frac{T_{w1}}{T_{s2}} + \frac{A_1T_{w1} - A_0 - A_2(T_{w1}/T_{s2})}{Q_0} + h_x.$$
(5.8)

За умови відсутності забруднень на поверхні випарника і конденсатора в рівнянні (5.8) $h_x = 0$. Приймається, що в випарнику і конденсаторі має місце лінійний закон теплопередачі. Це припустимо при фіксованій температурі на ви-

ході з випарника T_{s2} і на вході у конденсатор T_{w1} , а також постійних витратах теплоносіїв. На відміну від попередньої трьохпараметричної моделі (5.3), де кожен коефіцієнт, який отримано методом множинної регресії, пов'язаний з конкретним фізичним механізмом прояву незворотності в циклі, в цій моделі коефіцієнти А₀, A₁ і A₂ в цілому визначають вплив внутрішньої незворотності в установці. Можна тільки умовно представити коефіцієнти A₀ і A₁ як ті, що характеризують вплив незворотності в конденсаторі, а A_2 – відповідно, у випарнику. Це не зменшує якості лінійної моделі, оскільки вона дає добре узгодження розрахункових і експериментальних даних для установок великої продуктивності (рис. 5.10). Область А на рис. 5.10 показує найкраще узгодження розрахункових та експериментальних даних для чилерів холодопродуктивністю від 80 кВт і вище. Слід відзначити, що проведений в роботах [150, 151] критичний аналіз різних типів термодинамічних моделей, що базуються на залученні статистично обробленої експериментальної інформації, також вказує на добру узгодженість між розрахунковими та експериментальними даними. Для трьохпараметричної моделі (універсальної) показник узгодженості складає 3,44 %, а для двопараметричної – 4,22 %.



1 – розрахункові дані по моделі лінійної регресії; 2 – дані виробника
 Рис. 5.10. Змінення 1/є від 1/Q₀: у діапазоні Q₀ від7 кВт до 110 кВт для чилерів серії WW (виробник «FHP Manufacturing chillers»)
Для визначення термодинамічної ефективності чилерів у діапазоні Q_0 від 850 кВт до 1500 кВт отримано наступні регресійні моделі:

– для чилерів «Trane»

$$\frac{1}{\varepsilon} = -1 + \frac{T_{w1}}{T_{s2}} + \frac{7,471572 \ T_{w1} - 17,99164 \ -1857,973 \ \left(T_{w1}/T_{s2}\right)}{Q_0}; \quad (5.9)$$

– для чилерів «Clivet»

$$\frac{1}{\varepsilon} = -1 + \frac{T_{w1}}{T_{s2}} + \frac{30,77469T_{w1} - 1701,153 - 6866,336\left(T_{w1}/T_{s2}\right)}{Q_0}.$$
 (5.10)

Ці залежності дозволяють оцінити вплив співвідношення температур T_{w1}/T_{s2} в чилері на втрати від незворотності в циклі, що дозволяє вибрати найбільш раціональні термодинамічні режими роботи установки.

Так, наприклад, на рис. 5.11 показано, що при наближенні значень T_{s2} до T_{w1} збільшуються втрати від незворотності в циклі. Таким чином, з ростом зовнішньої незворотності, при наближенні температур T_{s2} і T_{w1} одна до одної, збільшується вплив на термодинамічну досконалість також і внутрішньої незворотності.



Рис. 5.11. Змінення втрат від незворотності у циклі в залежності від співвідношення T_{w1}/T_{s2} для чилерів «Trane» і «Clivet» у діапазоні Q_0 від 850 кВт до 1500 кВт

Як можна бачити з рис. 5.11, моделі чилерів Clivet є більш чутливими до зміни температурних режимів роботи, ніж чилери Trane.

Аналіз технічної досконалості моделей не може бути повним без урахування їх вагових характеристик. Кращі за енергетичними характеристиками моделі можуть бути гіршими за ваговими показниками. Для всіх типів чилерів простежується одна загальна закономірність, що зв'язує зведену ексергетичну холодопродуктивність і ваговій показник (рис. 5.12).

Для коректного зіставлення моделей, що відрізняються за конструкцією і умовами роботи, використовується показник зведеної ексергетичної холодопродуктивності E_{Q0} [5, 7].



Рис. 5.12 – Зведені вагові показники чилерів: *а* – чилери "Clivet" моделі WSAN-XEE; *б* – чилери "HIdROS"

Як можна бачити з рис. 5.12, моделі великої продуктивності мають кращі питомі вагові характеристики. Кучність точок на графіку та відповідно їх відстань відносно еталонної кривої дозволяє зробити висновки щодо якості конструювання чилера – чим менша ця відстань, тим вище технічна досконалість конструкції.

5.3. Визначення реальних термодинамічних втрат термотрансформаторів та ідентифікація параметрів циклу при роботі з частковим та повним навантаженням

5.3.1. Аналіз термодинамічної досконалості чилерів в режимі роботи з частковим навантаженням

З досвіду експлуатації чилерів і теплових насосів відомо, що умови, які відповідають режиму з максимальним навантаженням, складають лише невеликий відсоток від загального часу їх експлуатації [7, 141]. Таким чином, робота з частковим навантаженням є фактично тим основним режимом, в якому експлуатується чилер. Випробування чилерів Clivet довели, що близько 90 % від загального часу роботи система експлуатується в режимі з неповним навантаженням, тобто при холодопродуктивності, що становить менше 60 % від розрахункової. Ефективність установки в умовах неповного навантаження є важливим параметром, що характеризує досконалість її конструкції. Як відомо, сучасні чилери і теплові насоси комплектуються компресорами з регульованою об'ємної подачею. Фірмами виробниками чилерів приділяється багато уваги питанням енергозбереження при роботі в режимі часткового навантаження. Так, в деяких моделях фірми Clivet [148] для забезпечення ефективної експлуатації у даному режимі створено декілька окремих контурів циркуляції холодоагенту, кожен з яких обслуговуються «своїм» компресором. Як показала практика, це дозволяє істотно знизити енерговитрати на привід чилеру при роботі з частковим навантаженням.

Відомо, що термодинамічний аналіз такого режиму за допомогою традиційних «енергетичних» методик провести коректно неможливо з наступних причин. Згідно енергетичного балансу чилера або теплового насоса теоретичне змінення енергії, що споживається компресором, має бути пропорційним зміненню холодопродуктивності Q_0 . Однак в реальних умовах при роботі в режимі з частковим навантаженням ця умова не дотримується і зміна споживаної компресором енергії і холодопродуктивності є непропорційною. Причиною цього є внутрішня дисипація енергії $\Delta S_{\rm BH}$ в циклі [7, 47].

Дані випробувань парокомпресорних чилерів і теплових насосів, що здійснені під керівництвом відомого американського вченого-експериментатора Джефрі Гордона, довели, що в реальних умовах їх експлуатації при зміні Q_0 внутрішня дисипація енергії залишається постійною [46, 146,147, 149]. Цьому є пояснення. Як відомо, внутрішня дисипація енергії $\Delta S_{\rm BH}$ складає приріст ентропії в одиниці ваги холодоагенту і приріст ентропії при зміні масової швидкості потоку холодоагенту. У реальних чилерах і TH, коли масова швидкість потоку холодоагенту зменшується, наприклад, при дроселюванні у всмоктувальному патрубку поршневого компресору, приріст ентропії в одиниці ваги збільшується, оскільки посилюється вплив внутрішнього тертя між молекулами. З цієї причини при зниженні холодопродуктивності чилеру в режимі з частковим навантаженням значення внутрішньої дисипації в циклі залишається приблизно постійним. Це власне і призводить до підвищеного енергоспоживання у режимі з частковим навантаженням.

За даними табл. 5.1 з використанням формули (5.4) для чилеру "Trane" холодопродуктивністю $Q_0 = 50,1$ кВт з повітряним охолодженням конденсатора отримано зміну значення величини 1/є при роботі в режимі з частковим навантаженням і визначено споживання електроенергії на привід компресору $N_{\text{км}}^{\text{част.нав.}} = Q_0^{\text{част.нав.}}/\varepsilon$. Розглядалися три режими роботи чилера "Trane" при температурі охолоджуючого конденсатор повітря $T_w = 35$ °C і різних температурах холодоносія на вході у випарник: $T_{s1} = 10$ °C, $T_{s1} = 12$ °C и $T_{s1} = 14$ °C.

На рис. 5.13 представлено графік споживання електроенергії на привід компресора у відсотках

$$\overline{N}_{\rm km} = \left(N_{\rm km}^{\rm yact.hab.} / N_{\rm km} \right) \cdot 100\%$$

при різному відсотку навантаження чилера за виробленим холодом

$$\overline{Q}_0 = \left(Q_0^{\text{vact.hab.}} / Q_0 \right) \cdot 100\%$$
 .



 $1 - T_{s1} = 10 \text{ °C}; 2 - T_{s1} = 12 \text{ °C}; 3 - T_{s1} = 14 \text{ °C}; 4 - характеристика без урахування внутрішньої дисипації енергії у циклі Рис. 5.13. Залежність <math>\overline{N}_{_{\rm KM}}$ від \overline{Q}_0 для чилерів "Trane"

Найбільше відхилення потужності приводу компресора в режимі з недовантаженням від теоретичної характеристики спостерігається при температурі на вході у випарник $T_{s1} = 10$ °C.

Найменше відхилення має місце при температурному режимі з $T_{s1} = 12$ °C, що є робочим для даної моделі.

Однак слід зазначити, що відхилення від теоретичної характеристики споживаної потужності будуть збільшуватися навіть у разі підвищення температури води до $T_{s1} = 14$ °C в порівнянні з робочим режимом при $T_{s1} = 12$ °C.

Нижче наведено результати аналізу роботи моделей "Clivet", в яких виробники врахували зазначену вище особливість зміни споживаної потужності приводу компресора у режимі з неповним навантаженням за рахунок створення двох незалежних холодильних контурів. В результаті цього ці моделі здатні ефективно експлуатуватися в двох режимах – при 50 % та 100 % від номінальної холодопродуктивності [148].

Для чилерів "Clivet" WSAN-XPR з $Q_0 = 15,6$ кВт і $T_{s1} = 285$ К, $T_{w1} = 308$ К та WSAN-XEE з $Q_0 = 97,2$ кВт і $T_{s1} = 296$ К, $T_{w1} = 308$ К графіки споживання електричної енергії при частковому навантаженні представлені на рис. 5.14.



Рис. 5.14. Залежність $\overline{N}_{_{\rm KM}}$ від \overline{Q}_0 для чилерів "Clivet": *a* – WSAN-XPR; δ – WSAN-XEE

З графіків видно, що для чилерів "Clivet" змінення споживаної енергії компресором в процентному відношенні є меншим, ніж змінення продуктивності установки за виробленим холодом, що свідчить про енергоощадність цих моделей.

Аналіз характеристик чилерів на основі використання розроблених ентропійно-статистичних моделей [7, 47, 141, 142] довів, що зменшення ступеня впливу $R_{\text{сум}}$ на 1/є внаслідок збільшення теплообмінної поверхні випарника і конденсатора є більш суттєвим для чилерів з високою холодопродуктивністю. У чилерах малої продуктивності цей ефект нівелюється, тому що зростає вплив $\Delta S_{\text{вн}}$.

5.3.2. Розробка термодинамічної моделі визначення реальних втрат від незворотності та ідентифікації параметрів циклу установки

Втрати від незворотності є свого роду «енергетичним слідом» від роботи установки [50]. Тому досліджуючи характер їх змін можна дійти висновків щодо зміни параметрів циклу.

Основна ідея, що покладена в основу запропонованої в роботі [152] термодинамічної моделі, полягає у наступному. Як визначити температури випаровування T₀ і конденсації T_к в циклі, використовуючи отримані в результаті узагальнення статистичної інформації інтегральні значення втрат від незворотності у сучасних чилерах та теплових насосах? Це необхідно перш за все для послідуючого покомпонентного аналізу незворотних втрат як в режимі зі 100 % навантаженням, так і при роботі в режимі з частковим навантаженням. При цьому важливо відзначити, що загальна кількість параметрів, що задаються як вихідні дані в моделі, має бути обмеженою. Це зумовлено причинами як економічного так і технічного характеру. В реальних умовах експлуатації чилерів і теплових насосів на об'єктах харчової промисловості та житлово-комунального сектору можливість вимірів великого числа параметрів пов'язана з додатковими капітальними витратами щодо створення сучасної системи моніторингу вимірюваних характеристик. Коли економічні можливості створення такої системи моніторингу все ж існують, частіше встають на заваді деякі технічні питання, що призводять до зниження енергоефективності установки. Вбудовані в контур циркуляції холодоагенту манометри, а також витратомір, є додатковим гідравлічним опорами потоку холодоагенту, що в цілому знижує енергетичну ефективність установки. Є ще суб'єктивні фактори, що пов'язані з невтручанням у контур циркуляції холодоагенту внаслідок вимог гарантійного обслуговування (про це було відзначено у підрозділу 5.1). Таким чином маємо задачу створення термодинамічної моделі для ідентифікації параметрів установки. До числа мінімально можливих параметрів, що заміряються, відносяться витратні характеристики тепло- та холодоносія і їх температури на вході та виході теплообмінних апаратів.

Метою є розробка нового методу визначення реальних термодинамічних втрат в елементах холодильних машин і теплових насосів за обмеженою кількістю параметрів, що заміряються, для режимів роботи з повним і частковим навантаженням.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані наступні завдання [152, 153]:

1) розробити термодинамічну модель прогнозування режимних параметрів парокомпресорних чилерів і теплових насосів, що заснована на використанні статистичних даних реальних значень дисипації енергії в циклі;

2) запропонувати методику визначення поелементних ексергетичних втрат парокомпресорних чилерів і теплових насосів для режиму з частковим навантаженням, без залучення баз даних теплофізичних властивостей холодоа-гентів;

3) визначити умови, що дозволяють забезпечити зниження енергоспоживання чилерів і теплових насосів при роботі в режимі часткового навантаження.

Базуючись на ентропійно-статистичній термодинамічній моделі (5.3), визначимо узагальнені теплотехнічні характеристики чилерів і теплових насосів, а також величини внутрішньої дисипації енергії в циклі. Величини $\Delta S_{\rm BH}$, $Q_{\rm TII}^{\rm ekB}$, $R_{\rm сум}$, що визначаються, є регресійними коефіцієнтами. Проаналізувавши експериментальні дані і дані каталогів ряду виробників сучасних чилерів і теплових насосів, було отримано залежності $R_{\rm сум}$, $Q_{\rm TII}^{\rm ekB}$, $\Delta S_{\rm BH}$ від холодопродуктивності (рис. 5.15 – 5.17).



 2, 3, 4 – регресійний аналіз даних для чилерів Clivet, FHP, Trane, HIdROS; 5 – дані заводських випробувань чилерів FHP Рис. 5.15. Залежність *R*_{сум} від *Q*₀ для різних чилерів



1, 2, 3, 4 – регресійний аналіз даних для чилерів Clivet, FHP, Trane, HIdROS; 5 – дані заводських випробувань чилерів FHP

Рис. 5.16. Залежність $Q_{T\Pi}^{e \kappa B}$ від Q_0 для різних чилерів



 2, 3, 4 – регресійний аналіз даних для чилерів Clivet, FHP, Trane, HI-DROS; 5– данні заводських випробувань чилерів FHP Рис. 5.17. Залежність ΔS_{вн} від Q₀ для різних чилерів

3 рис. 5.15 видно, що для чилерів різних виробників (діапазон Q_0 до 300 кВт) залежності $R_{\text{сум}}$ від Q_0 можна описати одним рівнянням

$$R_{\rm cym} = 66,65 \cdot Q_0^{-1,255}.$$
 (5.11)

Аналіз рис. 5.16 і 5.17 довів, що в межах номенклатурного ряду моделей чилерів, що випускаються одним виробником, залежності ΔS_{BH} і $Q_{T\Pi}^{ekB}$ від Q_0 мають лінійний характер. Однак, на відміну від залежності R_{cyM} від Q_0 , їх не можна описати одним загальним рівнянням для всіх розглянутих установок. Це зумовлено тим, що регресійні коефіцієнти ΔS_{BH} і $Q_{T\Pi}^{ekB}$ в сукупності визначають внутрішні втрати від незворотності і залежать від типу чилеру (вода-вода, водаповітря).

Знаючи ці залежності, можна отримати реальні значення втрат від незворотності *E*_D, виразив з рівняння (5.3) потужність приводу компресора як

$$N_{\rm KM} = \frac{Q_0}{\varepsilon} = Q_0 \cdot \left[\frac{T_{\rm w1}}{T_{\rm s1}} - 1\right] + T_{\rm w1}\Delta S_{\rm BH} + \frac{Q_{\rm TH}^{\rm exp}\left(T_{\rm w1} - T_{\rm s1}\right)}{T_{\rm s1}} + \frac{R_{\rm cym}Q_0^2}{T_{\rm s1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon}\right], \qquad (5.12)$$

де перший доданок $Q_0 \cdot \left[\frac{T_{w1}}{T_{s1}} - 1 \right]$ визначає потужність у циклі Карно; другий до-

данок $T_{w1}\Delta S_{\rm BH}$ – внутрішню незворотність у циклі; третій $\frac{Q_{\rm TH}^{\rm ekb}(T_{w1} - T_{s1})}{T_{s1}}$ -втрати з

поверхні обладнання; четвертий $\frac{R_{_{\rm сум}}Q_0^2}{T_{_{s1}}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon}\right]$ – втрати від незворотності вна-

слідок кінцевої різниці температур у випарнику та конденсаторі.

Між цим, данні співвідношення дозволяють оцінити ексергетичні втрати в установці в залежності від виду незворотності, причому, тільки інтегрально. Для проведення покомпонентного термодинамічного аналізу необхідно знати, як мінімум, температури випаровування і конденсації в циклі.

Той факт, що залежність для $R_{\text{сум}}$ від Q_0 описується одним загальним рівнянням для різного типу чилерів, дає підстави для визначення температур випаровування і конденсації тільки за відомими параметрами T_{w1} , T_{s1} , Q_0 і є.

Для вирішення цього завдання представимо термодинамічну систему із заданою структурою циклу, яка контактує з оточенням, а саме двома нескінченними резервуарами з температурами, рівними середньологарифмічним температурам теплоносія \overline{T}_w і холодоносія \overline{T}_s (рис. 5.18).



Рис.5.18. Графічне представлення термодинамічної моделі незворотного термотрансформатору

У класичній термодинаміці холодильний коефіцієнт оборотного циклу Карно представляється у вигляді наступного співвідношення

$$\varepsilon_{C1} = \left(\frac{\overline{T}_{w}}{\overline{T}_{s}} - 1\right)^{-1}$$
(5.13)

Рівняння (5.13) накладає обмеження на оптимальну роботу термотрансформатора в межах температур \overline{T}_{s} і \overline{T}_{w} . Таким чином, (5.13) визначає мінімальну потужність приводу компресора при заданій холодопродуктивності Q_{0} .

Холодильний коефіцієнт реальної установки визначається як

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_{\rm KM}} \le \varepsilon_{C2} = \left(\frac{T_{\rm K}}{T_0} - 1\right)^{-1} \le \varepsilon_{C1}.$$

Вочевидь, що отриманий є буде нижче, ніж ККД Карно ε_{C2} на величину внутрішньої дисипації, оскільки в моделі накладено вимога заданої холодильної потужності. Відповідно ε_{C2} буде менше ε_{C1} на величину зовнішньої незворотності.

Якщо представити сумарну дисипацію енергії в циклі через тепловий еквівалент втрат Q_{τ} , то можна записати 299

$$\frac{Q_0 + Q_{\rm T}}{N_{\rm KM}} = \left(\frac{T_{\rm K}}{T_0} - 1\right)^{-1}.$$
(5.14)

3 (5.14) можна отримати вираз для співвідношення температур

$$\frac{T_{\kappa}}{T_0} = \frac{N_{\kappa M}}{(Q_0 + Q_{\rm T})} + 1.$$
(5.15)

Знаючи втрати від незворотності внаслідок кінцевої різниці температур в

випарнику і конденсаторі $\frac{R_{cyM}Q_0^2}{T_{s1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon}\right]$, можна визначити ε_{C2} з рівняння для

потужності приводу для внутрішнього циклу Карно

$$N_{C2} = \frac{Q_0}{\varepsilon_{C2}} = \frac{Q_0}{\varepsilon_{C1}} + \frac{R_{\rm cym}Q_0^2}{T_{s1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon}\right]$$
(5.16)

ЯК

$$\varepsilon_{C2} = \frac{1}{\left(\frac{\overline{T}_{w}}{\overline{T}_{s}} - 1\right) + \frac{R_{cym}Q_{0}}{T_{s1}}\left[1 + \frac{1}{\varepsilon}\right]}.$$
(5.17)

Таким чином тепловий еквівалент втрат $Q_{\rm T}$ може бути визначений за формулою

$$Q_{\rm T} = N_{\rm KM} \varepsilon_{C2} - Q_0. \tag{5.18}$$

Якщо віднести $Q_{\rm T}$ до холодопродуктивності, то відносні втрати в циклі теплового насоса представимо як

$$\xi = \frac{Q_{\rm T}}{Q_0} \,. \tag{5.19}$$

Рівняння (5.13) – (5.19) дозволяють знайти лише співвідношення T_{κ}/T_0 при роботі чилера зі 100 % навантаженням. Знаючи тип компресора, можна скласти регресійне рівняння, що описує, яку холодопродуктивність може забезпечити даний компресор при певних значеннях T_0 і T_{κ} .

Обробка даних заводських випробувань чилерів FHP моделі WP (тип вода-вода) [154, 155] дозволила отримати поліноміальні залежності холодопродуктивності від температур випаровування і конденсації для компресорів різної об'ємної подачі. Для прикладу наведемо одну таку залежність для чилера FHP моделі WP420

$$Q_0 = 2,819 \cdot T_0 - 0,852 \cdot T_{\kappa} - 387,701.$$
(5.20)

Слід зазначити, для визначення характеристик чилера (температур випаровування і конденсації) при роботі в режимі з частковим навантаженням користуватися залежністю (5.20) некоректно. У такому режимі споживання енергії приводом компресора відбувається непропорційно зміні його холодопродуктивності. Це обумовлено впливом масштабного фактора установки, що визначається кінцевими геометричними розмірами теплообмінної поверхні установки. У свою чергу, коефіцієнти $\Delta S_{\rm BH}$, $R_{\rm сум}$ і $Q_{\rm Tm}^{\rm exp}$ якраз і є тими самими параметрами, які характеризуються масштабним фактором установки. При зміні режиму роботи і, як наслідок, зниженні холодопродуктивності для конкретної розглянутої установки вони залишаються постійними. Взаємозв'язок втрат від незворотності в циклі і потужності приводу компресора знаходиться за співвідношенням (5.12).

Достовірність отриманих результатів підтверджується хорошим узгодженням з результатами експериментальних досліджень, наведених в роботах [34, 120], де крім зазначених параметрів зовнішнього контуру, вимірювались параметри холодоагенту у вузлових точках циклу. Неузгодженість по температурі випаровування становить 4÷6,5 %, по температурі конденсації 5÷7 %.

5.3.3. Результати чисельної реалізації термодинамічної моделі та визначення енергоощадних режимів роботи чилерів

Нижче представлено змінення ексергетичних втрат E_D для двох моделей чилерів FHP при режимах роботи з різним відсотком навантаження (рис. 5.19).

На рис. 5.19 прийняті наступні позначення: 1 – втрати з поверхні обладнання $\frac{Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}(T_{w1} - T_{s1})}{T_{s1}}$; 2 – внутрішні втрати в циклі $T_{w1}\Delta S_{\text{вн}}$; 3 – втрати від незво-



ротності внаслідок кінцевої різниці температур в випарнику і конденсаторі

Рис. 5.19. Залежність E_D від відсотка навантаження чилерів FHP: $a - \text{модель } WP420; \ \delta - \text{модель } WP036$

З рис. 5.19, *а* видно, що втрати від незворотності внаслідок кінцевої різниці температур в випарнику і конденсаторі найбільш чутливі до зміни режиму завантаження для чилерів великої потужності (модель *WP*420). Втрати з поверхні обладнання і внутрішні втрати в циклі практично не змінюються, тому що масогабаритні характеристики обладнання залишаються постійними. Для чилерів малої потужності (модель *WP*036) більш істотно вплив внутрішньої незворотності в циклі (рис. 5.19, *б*).

Оскільки в установках великої потужності домінуючими є втрати від незворотності внаслідок кінцевої різниці температур в випарнику і конденсаторі, одним із способів зниження енерговитрат в режимі з частковим навантаженням може бути регулювання витратами холодоносія в випарнику і теплоносія в конденсаторі.

У чилерах і теплових насосах між витратами води у випарнику і конденсаторі існує взаємозв'язок, тому вибір співвідношення між ними не може бути довільним. У зв'язку з цим за допомогою розробленої термодинамічної моделі для розглянутих типів чилерів визначені співвідношення між витратами води у випарнику і конденсаторі, що забезпечують зниження параметра 1/є при різній величині завантаження 1/Q₀.

На рис. 5.20 для чилера FHP моделі *WP*420 отримана залежність $1/\varepsilon$ від $1/Q_0$ при варіюванні витрат води через випарник і конденсатор.



 $1 - G_s = 5$ л/с, $G_w = 4$ л/с; $2 - G_s = 4$ л/с, $G_w = 5$ л/с; $3 - G_s = 3,6$ л/с, $G_w = 9$ л/с Рис. 5.20. Залежність 1/є від 1/ Q_0 при варіюванні витратою води G_w для чилера FHP моделі WP420

Як можна бачити з рис. 5.20, зі збільшенням витрати води в конденсаторі і зниженням його в випарнику досягається зменшення енергоспоживання чилера в режимі часткового завантаження.

В реальних умовах експлуатації чилера визначити режим мінімального енергоспоживання залежно від величини навантаження можливо за рахунок послідовного варіювання витратами води у випарнику і конденсаторі. Однак при цьому має виконуватися головна умова – збереження постійної холодопродуктивності для будь-якого обраного співвідношення між витратами.

Слід зазначити, що для повітряних кондиціонерів також є доцільним визначення раціонального співвідношення між витратами повітря на випарнику та конденсаторі, яке забезпечує енергоощадний режим його експлуатації з максимальним ексергетичним ККД. Відповідну методику визначення цих режимів при експлуатації кондиціонерів було запропоновано роботі [156] Рис. 5.21 наглядно показує, що чилери малої холодопродуктивності не призначені для роботи в режимі з частковим навантаженням.



1 – теоретичне співвідношення; 2 – для чилерів FHP моделі WP420 з $Q_0 = 94$ кВт при 100 % навантаженні; 3 – для чилерів FHP моделі WP036 з $Q_0 = 9$ кВт при 100 % навантаженні

Рис. 5.21. Співвідношення споживаної енергії компресором і холодопродуктивності для режиму роботи з частковим завантаженням щодо режиму при 100 % навантаженні

3 рис. 5.21 видно, що при 70 % режимі навантаження компресор споживає на 15 % більше енергії в порівнянні з режимом повного 100 % навантаження. Чилери більшої потужності, навпаки, спроектовані так, що при зниженні холодопродуктивності до 70 % навантаження потужність приводу компресора не збільшується відносно її теоретичного значення.

5.3.4. Методика визначення ексергетичних втрат при роботі чилера в режимі з частковим навантаженням

Звернемося до питання визначення ексергетичних втрат чилерів і теплових насосів, що працюють в режимі з частковим навантаженням.

Слід зазначити, що для «on-line» системи моніторингу чилера важливо, щоб ексергетичні втрати в елементах були виражені не через ентропію і ентальпію, а через ті параметри, що безпосередньо заміряються технічними засобами. У зв'язку з цим, представлені нижче рівняння є найбільш зручними для оцінки ексергетичних втрат у елементах в режимі реального часу.

Для визначення абсолютних значень температур випаровування і конденсації запишемо холодопродуктивність як [7]

$$Q_0 = G_{\text{BMII}} c_{p_s} \overline{\eta}_{\text{BMII}} (T_{s1} - T_0)$$
(5.21)

і теплопродуктивність –

$$Q_{\kappa} = G_{\kappa \beta} c_{p_{W}} \overline{\eta}_{\kappa \beta} \cdot (T_{\kappa} - T_{W1}).$$
(5.22)

На відміну від режиму з повним навантаженням для режиму с частковим навантаженням не можна користуватися поліноміальними залежностями холодопродуктивності від температур випаровування і конденсації для компресорів, такими, наприклад, як (5.20). Але можна припустити, що в такому режимі теплотехнічний ККД теплообмінників практично не змінюється, якщо витрати теплоносіїв залишаються незмінними (такими самими, як в і режимі з повним навантаженням). Тоді, спочатку $\bar{\eta}_{вип}$ та $\bar{\eta}_{\kappa q}$ визначаються для режимів з повним навантаженням за формулами (5.21) та (5.22), при цьому межі циклу знаходяться за наведеною вище методикою при заданих значеннях $\Delta S_{вн}$, $R_{сум}$ і $Q_{\tau n}^{ckB}$, T_{w1} , T_{s1} , Q_0 . Потім фіксуючи $\bar{\eta}_{вип}$ та $\bar{\eta}_{\kappa q}$ та зменшуючи холодопродуктивність (навантаження) Q_0 з (5.21) і (5.22) визначаються температурні межі циклу T_0 і T_{κ} . Теплопродуктивність Q_{κ} у (5.22) для режиму з частковим навантаженням може бути знайдена, якщо з (5.4) знайти холодильний коефіцієнт є.

На рис. 5.22 наведено змінення T_0 і T_{κ} для чилера FHP моделі WP420 при зниженні навантаження по генерації холоду. Як можна бачити з рис. 5.22, зі зменшенням відсотку навантаження чилера FHP моделі WP420 до 50 % температура випаровування збільшується на 10,5 °C, а температура конденсації знижується на 4,9 °C, при цьому холодильний коефіцієнт зменшується на 9,3 %. Цей, на перший погляд, незвичайний характер зміни реального холодильного коефіцієнта при зміні температур випаровування і конденсації цілком зрозумілий. Внаслідок великих дисипативних втрат в режимі з частковим навантаженням витрати енергії на привід компресора в даному режимі зростають більше, ніж зростає температура випаровування і знижується температура конденсації в циклі. Таким чином, негативний вплив збільшення *N* на зниження є при 50 % навантаженні виявляється більшим, ніж позитивний вплив на є зростання температури випаровування та зниження температури конденсації.



 $1 10, 2 1_{s1}, 5 1_{w1}, 7 10$

Рис.5.22. Залежність T_0 і T_{κ} від відсотку навантаження чилера FHP мо-

делі WP420

На рис. 5.23 наведено зіставлення значень реального ε , розрахованого з використанням вище наведеного алгоритму, і теоретичного ε_{C2} , визначеного по (5.17).



Рис. 5.23. Залежність є від відсотку навантаження чилера FHP моделі *WP*420

Як можна бачити з рис. 5.23, має місце протилежний характер зміни холодильного коефіцієнта в залежності від того, враховується масштабний фактор установки чи ні.

Далі, знаючи температури випаровування і конденсації, деструкцію ексергії *E*_D в елементах чилера можна визначити за такими залежностями [157]:

- деструкція ексергії в компресорі

$$E_{D_{\rm KM}} = m_{\rm xn} T_{\rm Hc} r \cdot \frac{(T_{\rm \kappa} - T_{\rm 0})}{T_{\rm 0}^2 - T_{\rm 0} (T_{\rm \kappa} - T_{\rm 0})} \left[\frac{1}{\eta_{is}} - 1 \right], \qquad (5.23)$$

де r –прихована теплота пароутворення при T_0 ;

η_{is} – ізоентропний ККД компресора, що визначається як функція від ступеня стиснення;

- деструкція ексергії в дроселі

$$E_{D_{\rm Ap}} = m_{_{\rm XI}}T_{_{\rm Hc}}c_{_{P_{\rm XI}}}\frac{1}{2} \cdot \frac{(T_{_{\rm K}} - T_{_0})}{T_{_0}^2 - T_{_0}(T_{_{\rm K}} - T_{_0})},$$
(5.24)

де $C_{p_{X\Pi}}$ –теплоємність фреону при T_{κ} ;

– деструкція ексергії у випарнику

$$E_{D_{\text{BMII}}} = Q_0 T_{\text{HC}} \cdot \frac{(T_s - T_0)}{\overline{T_s} \cdot T_0}; \qquad (5.25)$$

- деструкція ексергії у конденсаторі

$$E_{D_{\mathrm{K}\mathrm{R}}} = Q_{\mathrm{K}} T_{\mathrm{H}\mathrm{c}} \cdot \frac{(T_{\mathrm{K}} - T_{w})}{T_{\mathrm{K}} \cdot \overline{T}_{w}}.$$
(5.26)

Оскільки масова витрата фреону в (5.23) і (5.24) є невідомою величиною, її можна визначити за допомогою рівняння

$$N_{\rm km} = \frac{Q_0}{\varepsilon_{C1}} + E_{D\rm km} + E_{D\rm dp} + E_{D\rm but} + E_{D\rm km},$$

розрахував $E_{Dвип}$ і $E_{Dкд}$ за (5.25) і (5.26) та записав суму ($E_{Dкм} + E_{Dдp}$), використовуючи рівняння (5.23) і (5.24). Величини C_{pxn} та r в (5.23) і (5.24) можна задати у вигляді поліномів в залежності від температури робочої речовини в рідко-

му і двофазному стані.

На рис. 5.24 приведені втрати ексергії в основних елементах чилера FHP моделі *WP*420 при зміні відсотку навантаження. Витрати води через випарник $G_s = 5 \text{ л/c}$, а через конденсатор $G_w = 4 \text{ л/c}$. Температура навколишнього середовища $T_{\rm Hc}$ приймалася рівною T_{s1} .



1 – конденсатор; 2 – випарник; 3 – дросель; 4 – компресор

Рис. 5.24. Зміна *E*_D при варіюванні відсотком навантаження в елементах чилераFHP моделі *WP*420: *a* – в абсолютних величинах; *б* – у відсотках

Як видно з рис. 5.24, *a*, сумарна деструкція ексергії при зниженні відсотка навантаження по виробленому холоду зменшується, при цьому деструкція ексергії в компресорі залишається майже незмінною. На рис. 5.24, *б* видно перерозподіл в процентному співвідношенні E_D в кожному елементі при зниженні Q_0 . Частка деструкції ексергії в компресорі в сумарної деструкції E_D підвищилася з 40 % (при 100 % завантаженні) до 68 % (при 50 % навантаженні).

5.4. Методики обробки даних моніторингу теплонасосної установки і її апробація на діючої системі теплопостачання адміністративної будівлі

Запропоновані у попередніх підрозділах термодинамічні моделі визначення реальних незворотних втрат та ідентифікації параметрів циклу застосовано для обробки даних системі моніторингу теплового насосу, що експлуатується у складі бівалентної системи опалення адміністративної будівлі [158].

Загальна методика включає три етапи: перший етап – моніторинг ТН, що передбачає тільки реєстрацію даних і збір інформації про роботу ТН (архівацію); другий етап – обробка даних моніторингу; третій етап – аналіз і діагностика термодинамічної ефективності ТН з залученням ентропійно-статистичних моделей. Низькотемпературну систему водяного опалення на базі теплового насоса типу «повітря - вода» впроваджено у будівлі торгово-офісного комплексу м. Харкова, об'ємом 17580 м³, сумарним тепловим навантаженням 924 кВт. Згідно проекту було встановлено два теплових насоса марки Vicot серії VMN430L, що використовують як холодоагент фреон R407C (рис. 5.25).



Рис. 5.25. Схема компонування чилеру з геометричними розмірами

Проектний режим роботи TH: теплопродуктивність $Q_{\kappa} = 450 \text{ kBt}$, споживана потужність компресора $N_{\kappa M} = (59,9 + 76,8) \text{ kBt}$ при температурі зовнішньо-

го повітря $T_{\rm Hc} = 7 \,^{\circ}{\rm C}$ і температурах води на вході і виході конденсатора $T_w = 40/45 \,^{\circ}{\rm C}$.

На рис. 5.26 наведено мнемосхему системи опалення на базі TH, що ілюструє перший етап методики – збір інформації щодо характеристик системи.



EC1, EC2 –електролічильники; TH1, TH2 – теплові насоси;
 БАТН – бак-акумулятор; TC-1 – лічильник тепла
 Рис. 5.26. Мнемосхема системи опалення з TH

Системою моніторингу роботи ТН реєструються наступні параметри: температура і вологість зовнішнього повітря; температури води у «прямий» і «зворотній» магістралях системи опалення; електрична енергія, що споживана компресорами; витрата води в конденсаторі ТН. Для обліку витрат теплоти на опалення використовується моноканальний лічильник тепла ФОРТ-04.

Інформаційно-вимірювальний комплекс, що розроблений для дистанційного моніторингу температур теплонасосної системи, базується на технології збору, передачі або зберігання інформації у вигляді пристроїв сімейства iButton Termochron і дозволяє за рахунок синхронного вимірювання температури одночасно у великій кількості точок досліджуваних об'єктів застосувати для обробки даних сукупність засобів регресійного, кореляційного і спектрального аналізів, що гарантує найбільш достовірне визначення температурних характеристик і ефективності роботи опалювальних систем на основі теплових насосів (рис. 5.27).



Рис. 5.27. Інформаційно-вимірювальний комплекс: *а* – принципова схема; *б* – зовнішній вигляд

До складу комплексу входять:

- блок дистанційного контролю температур БДК-Т;
- шлюз передачі інформації GSM;

- персональний комп'ютер.

На другому етапі проводиться обробка даних моніторингу ТН.

Система моніторингу ТН здійснює замір наступних параметрів (рис. 5.28): температури «прямої» води T_{np} , що подається до споживача тепла (відповідає температурі води на виході з конденсатора T_{w2}), температури «зворотної» води T_{3BOP} , що повертається охолодженою від споживача тепла (відповідає температурі води на вході в конденсатор T_{w1}), температури T_{hc} і вологості ф

зовнішнього повітря, а також споживання електроенергії компресором *N*, що замірюється на клемах електродвигуна та реєструється кожну секунду роботи установки.

Дані моніторингу системи станом на березень поточного року наведено на рис. 5.29.

При розгляді інформації про роботу ТН за споживаною потужністю видно, що другий ТН не включався в цей період роботи ($N_2 < 0,32$ кВт). Перший же компресор працював з частими остановами – періодами, коли його потужність N_1 не перевищувала значення 2,7 кВт.



Рис. 5.28. Ілюстративна схема параметрів, що замірюються при роботі ТН

Коефіцієнт перетворення COP_h визначається за формулою як співвідношення теплопродуктивності Q_{κ} до споживання електроенергії приводом компресора N, яке замірюється на клемах електродвигуна, як

$$COP_{h} = \frac{Q_{\kappa}}{N} = \frac{G_{w}c_{pw}(T_{np} - T_{_{3BOP}})}{N}, \qquad (5.27)$$

де G_w, c_{pw} – витрата і теплоємність води.

Індикаторна потужність компресора $N_{\rm KM}$, що споживається на стиск холодоагенту, визначається так

$$N_{\rm KM} = N \cdot \eta_{\rm eM}$$
,

де $\eta_{\mbox{\tiny em}}$ – електромеханічний ККД компресора.

	Вологість						
Дата	(%)	THC (°C)	N1 (κBτ)	Q (ГКал)	Тпр (℃)	Тзвор(℃)	N2 (KBT)
03.03.2018 13:46	74	4	2,6691	63.9	40.5	40.03	0.1748
03 03 2018 13 48	74	4	2 6852	63.9	40.24	39.8	0.3042
03.03.2018.14:57	75	4	125 2557	64 14	41.36	40.96	0,3107
03.03.2018 15:57	73	3	121,2507	64.31	42.70	30.00	0.288
03.03.2010 15.57	12	J 4	121,3503	64,51	42,15	44.00	0,200
03.03.2010 10.57	00	-1	122,4009	04,54	41,0	41,20	0,3107
03.03.2018 17:57	79	-4	116,5031	64,69	42,83	40,27	0,2913
03.03.2018 18:57	79	-2	115,0276	64,85	42,06	39,52	0,2913
03.03.2018 19:57	75	1	115,6289	65	41,21	38,69	0,2881
03.03.2018 20:57	77	0	2,6466	65,15	40,92	40,61	0,3042
03.03.2018 21:57	76	1	2,6692	65,18	39,21	38,94	0,1343
03.03.2018 22:57	76	0	2,7013	65,2	39,14	38,89	0,3107
03.03.2018 23:57	76	0	2,7078	65,23	39,17	38,9	0,3107
04.03.2018 0:57	75	0	2,7239	65,25	39,2	38,94	0,3107
04.03.2018 1:57	74	0	2,7046	65,27	39,2	38,95	0,3107
04.03.2018 2:57	74	0	2,7046	65.3	39.26	38,98	0.3107
04.03.2018 3:57	74	0	2,7142	65.32	39.3	39.03	0.3107
04 03 2018 4:57	76	0	2 7078	65.34	39.3	39.04	0.3107
04.03.2018.5.57	75	0	2 7078	65.37	39.13	38.87	0.3075
04.03.2018 6:57	73	0	2,7078	65.39	30,13	38.84	0,3075
04.03.2018 7:57	73	1	2,7070	65,33	30,1	39.03	0,3075
04.03.2010 7.57	74	1	2,0052	05,41 CE 44	20.6	39,03	0,0107
04.03.2010 0.57	74	1	2,0724	05,44	39,0	39,34	0,3075
04.03.2010 9.57	70	0	0.2655	05,49	41,00	30,05	0,2940
04.03.2010 10.57	12	3	0,2055	05,07	39,09	39,5	0,3107
04.03.2018 11:57	/5	2	123,2651	65,87	43,62	40,8	0,2848
04.03.2018 12:57	69	5	120,5757	66,01	41,98	39,06	0,2913
04.03.2018 13:57	/6	0	116,3891	66,18	41,75	39,11	0,2978
04.03.2018 14:57	/4	4	2,7271	66,35	40,01	39,59	0,3139
04.03.2018 15:57	/6	4	2,74	66,53	40,44	39,99	0,3139
04.03.2018 16:57	80	3	124,6466	66,73	43,65	40,76	0,2913
04.03.2018 17:57	84	4	119,6552	66,89	40,52	40,48	0,2978
04.03.2018 18:57	82	4	116,7579	67,04	41,74	38,97	0,2848
04.03.2018 19:57	83	2	2,6949	67,25	41,16	40,75	0,3042
04.03.2018 20:57	86	2	121,9297	67,42	43	40,18	0,2881
04.03.2018 21:57	87	1	118,5126	67,56	41,67	38,92	0,288
04.03.2018 22:57	83	4	0,305	67,74	40,37	38,87	0,3042
14.02.2049.20.42	70	E	2.7464	00.00	24.07	24.40	0.2472
14.03.2010 20.42	12	5	2,7404	09,00	34,07	34,49	0,3172
14.03.2010 21:42	74	4	2,7025	90	35,05	35,22	0,3237
14.03.2018 22:42	/6	4	2,8076	90,17	30,24	35,83	0,3301
14.03.2018 23:42	/5	5	2,8334	90,35	30,42	36,12	0,3075
15.03.2018 0:42	76	4	2,8463	90,5	36,39	36,04	0,3107
15.03.2018 1:42	76	4	113,021	90,66	38,79	35,93	0,3075
15.03.2018 2:42	75	3	2,8624	90,82	36,25	36,04	0,3172
15.03.2018 3:42	76	3	2,5597	90,86	31,49	31,14	2,0934
15.03.2018 4:42	78	3	2,5564	90,89	27,5	27,16	0,3366
15.03.2018 5:42	82	2	2,8527	90,92	24,51	24,19	0,3301
15.03.2018 6:42	80	3	2,7399	90,95	24,51	24,26	0,3107
15.03.2018 7:42	82	3	2,6595	90,97	25,36	25,09	0,301
15.03.2018 8:42	78	3	2,5887	90,99	25,86	25,6	0,2945
15.03.2018 9:42	75	3	42,1093	91,02	26,54	25,35	0,2848
15.03.2018 10:42	72	4	101,069	91,25	33,34	30,56	0,2783
15.03.2018 11:42	80	3	109,885	91,5	37,87	35	0,2816
15.03.2018 12:42	82	3	108,788	91,68	38,08	35,36	0,2816
15.03.2018 13:42	76	4	108,214	91,81	36,57	33,64	0,2816

Рис. 5.29. Дані моніторингу системи теплопостачання, які щомить реєст-

руються та архівуються (копія екрану монітору)

Нижче на рис. 5.30 наведено дані моніторингу щодо зміни температур теплоносіїв і вологості повітря за розглянутий термін.



Рис. 5.30. Зміна вологості ϕ і температур зовнішнього повітря $T_{\rm hc}$, води на вході T_{w1} і на виході конденсатора T_{w2} протягом експлуатації ТН

На підставі заміряних параметрів для першого TH марки VMN430L (див. рис. 5.29) було визначено змінення теплопродуктивності, електричної енергії, що витрачається на привід TH, обчислений коефіцієнт перетворення TH (рис. 5.31 – 5.32).

З рисунків видно, що при зниженні температури зовнішнього повітря нижче -1 °C TH часто відключався, а при зниженні $T_{\rm hc}$ нижче -5 °C – відключився на довгий період часу (5 діб). Крім того, видно, що за вісь аналізований термін експлуатації TH його теплопродуктивність була нижче проектної на 150 кВт.



Рис. 5.31. N і Q_{κ} , що визначені у результаті обробки даних моніторингу



Рис. 5.32. Коефіцієнт перетворення ТН за результатом обробки даних моніторингу

Однак за значеннями COP_h виявити будь-які несправності в роботі ТН складно, тому що він є функцією температур на вході в теплообмінники.

Для оцінки ефективності за енергетичними характеристиками режимів роботи ТН були побудовані залежності холодопродуктивності Q_0 і потужності *N* від температур теплоносіїв на вході у випарник T_{s1} і конденсатор T_{w1} за даними виробника [159], використовуючи поправочні коефіцієнти.

На рис. 5.33 представлено порівняння статичних характеристик установки, що діагностується, з еталонними режимами. Маркерами на рис. 5.33 показані реальні характеристики, пунктирними лініями – еталонні, що наведені виробником в каталогах.



Рис. 5.33. Статичні характеристики TH VMN430L: $a - Q_0 = f(T_{s1}, T_{w1}); \delta - N = f(T_{s1}, T_{w1})$

З рис. 5.33 видно, що при однакових температурах теплоносіїв на вході в теплообмінні апарати T_{s1} і T_{w1} холодопродуктивність і потужність приводу компресора установки, що діагностується, істотно нижче.

Розрахунок холодильного коефіцієнту за формулою

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N} = \frac{Q_{\kappa} - N_{\kappa M}}{N} \tag{5.28}$$

довів, що для еталонних режимів він змінюється від 2,4 до 3,06 а для діагностованих – в межах 0,98 ÷ 1,7 .

Для аналізу ефективності роботи ТН залежність є для еталонного і дійсного режимів роботи від співвідношення температур на вході в теплообмінні апарати наведено на рис. 5.34.



1 – еталонний режим; 2 – данні моніторингу Рис. 5.34. Залежність є від співвідношення температур T_{s1}/T_{w1}

З рис. 5.34 можна бачити, що є установки, що діагностується, істотно нижче еталонних значень. Однак причини такого низького холодильного коефіцієнта з'ясувати за енергетичними характеристиками неможливо.

Аналіз роботи за енергетичними показниками ефективності дозволяє зробити лише припущення, що відключення ТН може відбуватися з наступних причин. Перша причина – ТН відключається, коли температура води в бакуакумуляторі (БАТН) досягає необхідного рівня. Друга причина – відключення ТН пов'язано з обмерзанням випарника і необхідністю подальшої процедури дефростації (розморожування). Третя причина – ТН відключається при температурах зовнішнього повітря нижче -1 °C, після чого для покриття теплового навантаження системи опалення потрібно підключати теплогенератор.

Для більш детального розбору причин неефективної роботи установки необхідно перейти до наступного третього етапу.

Третій етап запропонованої методики [160, 161] передбачає аналіз і діагностику ефективності ТН з використанням напівемпіричних термодинамічних моделей. На цьому етапі з'ясовується, чи відповідають реальні значення енергетичної ефективності ТН тим значенням, які виробник заявляє як еталонні для даної моделі.

Оскільки ТН, що діагностується, є установкою великої теплопродуктивності (понад 150 кВт), спочатку для математичного опису режимів його роботи слід використовувати двопараметричну термодинамічну модель (5.8).

Методом множинної регресії були оброблені заявлені виробником каталожні значення енергетичної ефективності ТН – чилера VMN430L. При відповідних температурах води на вході в конденсатор T_{w1} і повітря на виході з випарника T_{s2} , а також заданому значенні Q_0 отримано регресійні рівняння наступного виду

$$\left[\frac{1}{\varepsilon} + 1 - \frac{T_{w1}}{T_{s2}}\right] Q_0 = 3,0825 T_{w1} - 775,4836 - 83,701 \left(T_{w1}/T_{s2}\right),$$
(5.29)

яке при термодинамічному аналізі використовується як еталонна характеристика ТН.

Слід зазначити одну важливу особливість ентропійно-статистичного аналізу ТН. Для отримання регресійного рівняння (5.29) обробка даних здійснювалася за величинами Q_0 і є. Залучення до обробки значень теплопродуктивності Q_{κ} установки і коефіцієнту перетворення COP_h є некоректною постановкою задачі щодо створення ентропійно-статистичної моделі. Це вимагає пояснення. Згідно енергетичного балансу ТН індикаторна потужність компресора $N_{\kappa M}$ визначає величину корисної теплової потужності ТН $Q_{\kappa} = Q_0 + N_{\kappa M}$. При цьому та ж потужність витрачається також на подолання термогідравлічної незворотності в циклі. У зв'язку з цим виділити вплив втрат в циклі на коефіцієнт перетворення ТН без урахування $N_{\kappa M}$ при збереженні заданої теплової продуктивності неможливо. З цієї причини втрати від незворотності мають бути віднесені до холодопродуктивності установки, а не до її теплопродуктивності.

Вірогідність регресійного рівняння підтверджується оцінкою основних статистичних показників і критеріїв [162]. На рис. 5.35 наведено порівняння розрахункових даних з даними моніторингу.



1 – є, що визначений за даними моніторингу;

2 – ε, що визначений по двопараметричній регресійній моделі ТН Рис. 5.35. Залежність холодильного коефіцієнту є від холодопродуктивності Q₀

На рис. 5.36 представлений характер зміни втрат від незворотності в залежності від ставлення T_{w1}/T_{s2} .

Пунктирними лініями на рис. (5.36) показані втрати, що отримані по регресійній залежності в результаті обробки даних каталогів виробника (права частина виразу 5.29). Ексергетичні втрати в реальному режимі експлуатації, що визначені як $\left[\frac{1}{\varepsilon}+1-\frac{T_{w1}}{T_{s2}}\right]Q_0$, відзначені точками. Область *A* на рис. 5.36 відноситься до часового інтервалу роботи TH з 4 до 8 березня 2018 р., а область *B* відповідає терміну роботи TH з 13 до 15 березня 2018 р. Точка *C* на рис. 5.36 відповідає реальному режиму роботи TH ($T_{w1} = 313,5$ К, $Q_0 = 178$ кВт, $\varepsilon = 1,46$).



Рис. 5.36. Змінення втрат від незворотності циклу TH VMN430L в залежності від T_{w1}/T_{s2}

З аналізу рис. 5.36 можна зробити висновок, що реальні умови експлуатації ТН не привели до появи додаткової незворотності в циклі, що може бути пов'язана зі зниженням теплотехнічної ефективності обладнання (відкладення солей, замаслення внутрішньотрубної поверхні), а також з його пошкодженням. Відхилення в значеннях ексергетичних втрат до 5 кВт (т. *C* на рис. 5.36) може бути пов'язано зі впливом вологості повітря на інтенсивність процесу теплообміну в випарнику. Дані, що наведені на рис. 5.36, в цілому дають важливу інформацію щодо зміни ексергетичних втрат від температур в циклі, але в підсумку не дозволяють в повній мірі оцінити вплив масштабного фактору на втрати в ТН.

Для поглибленого аналізу термодинамічної ефективності установки і, зокрема, визначення залежності ексергетичних втрат від масштабного фактора необхідно використовувати ексергетичний коефіцієнт перетворення *EPC* [163], який представляє собою відношення частки споживаної електричної потужності компресора, що витрачена на трансформацію теплоти, до частки потужності приводу компресора, що витрачена на подолання термогідравлічної незворотності в циклі

$$EPC = \frac{\varepsilon (T_{w1} / T_{s2} - 1)}{1 - \varepsilon (T_{w1} / T_{s2} - 1)}.$$

На рис. 5.37 наведено значення коефіцієнта *EPC*, що отримано при різному співвідношенні T_{w1}/T_{s2} . Лініями на рисунку показано еталонні значення *EPC*, де є обчислений з використанням регресійної залежності (5.29), а точками – значення, які отримано за даними моніторингу реального режиму експлуатації ТН при температурах T_{w1} від 300 К до 313 К.



Рис. 5.37. Залежність ексергетичного коефіцієнта перетворення *EPC* від співвідношення T_{w1}/T_{s2}

Аналіз *EPC* (рис. 5.37) довів, що реальні його значення суттєво менше еталонних. Це свідчить про те, що енергії приводу компресору на подолання термогідравлічної незворотності в реальних умовах експлуатації споживається більше.

На рис. 5.38 наведено сумарні втрати в ТН VMN430L. Втрати, певні для проектних режимів роботи установки, можна описати лінійними залежностями при варіюванні температури теплоносія на вході в конденсатор. Значення втрат для діагностуємих режимів ТН лежать дещо вище, ніж ті, які повинні бути для цієї установки.



Рис. 5.38. Сумарні втрати в TH VMN430L

На рис. 5.39 наведено втрати від незворотності з розподіленням їх відповідно на зони випаровування і конденсатора. Як можна бачити, втрати, що віднесені до зони випаровування, перевищують втрати, що мають бути при нормальній роботі ТН. Перевищення втрат у конденсаторі у зрівнянні з нормальним режимом роботи ТН практично не спостерігається.



 втрати, що віднесені до зони конденсатора;
 – втрати, що віднесені до зони випаровування Рис. 5.39. Розподілення втрат в TH VMN430L

Аналіз ТН на основі двопараметричної моделі довів, що існує аномалія в зоні випарника. Ця аномалія може бути пов'язана не тільки зі зниженням ефективності безпосередньо роботи випарника, але й інших елементів. Для локалізації можливих аномалій (несправностей) необхідно ідентифікувати температури випаровування і конденсації в циклі.

Для TH Vicot серії VMN430L проведений аналіз на основі трьохпараметричної моделі з визначенням температур випаровування і конденсації в циклі та поелементним ексергетичним аналізом.

Величини $\Delta S_{\text{вн}} = 0,1223 \text{ кВт/K}, Q_{\text{тп}}^{\text{екв}} = 210 \text{ кВт i } R_{\text{сум}} = 0,044 \text{ К/кВт визначе$ ні методом множинної лінійної регресії як коефіцієнти в рівнянні (5.3) для масиву даних (табл. 5.2), який отримано шляхом обробки експериментальних даних, що надані виробником.

Таблиця 5.2

<i>N</i> , кВт	<i>Ts</i> 1, K	<i>Т</i> _{<i>w</i>1} , К	3	Q_0
116,95	272,15	307,15	2,44679	286,1523244
117,2886	274,15	307,15	2,59498	304,3614539
118,5189	276,15	307,15	2,74371	325,1811356
119,7492	278,15	307,15	2,90065	347,3507565
120,9795	280,15	307,15	3,06557	370,8705209
120,9795	272,15	309,15	2,21377	267,8205458
122,2098	274,15	309,15	2,3508	287,2901868
123,4401	276,15	309,15	2,48874	307,2099442
124,6704	278,15	309,15	2,63839	328,9296353
126,0374	280,15	309,15	2,78816	351,4125632
126,0374	272,15	311,15	1,99554	251,5125472
127,2677	274,15	311,15	2,12216	270,082295
128,6347	276,15	311,15	2,2534	289,8653043
129,865	278,15	311,15	2,39237	310,6850002
131,232	280,15	311,15	2,53191	332,2680068
131,3687	272,15	313,15	1,79176	235,3813133
132,599	274,15	313,15	1,90839	253,0510034

Еталонні статичні характеристики TH Vicot VMN430L

Якщо установка працює справно у штатному режимі, то ці коефіцієнти мають залишатися такими ж, як і у еталонному режимі установки. Будь які несправності установки (аномалії у роботі обладнання) відзначаються на значеннях цих коефіцієнтів.

Нами запропоновано новий спосіб визначення коефіцієнтів $R_{\text{сум}}$, $Q_{\text{пп}}^{\text{екв}}$ і $\Delta S_{\text{вн}}$ для установки, що діагностується. Він полягає в тому, що вони визначаються вже не як регресійні коефіцієнти в рівнянні (5.3), що отримані у результаті обробки даних випробувань, а обчислюються по залежностям, що отримані для значень втрат від незворотності у еталонних режимах, за наступним алгоритмом.

Алгоритм визначення $R_{\text{сум}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$ і $\Delta S_{\text{вн}}$ можна розділити на етапи:

1. За методом множинної лінійної регресії оброблюються дані заводських випробувань, що наведені в каталозі виробника, та визначаються еталонні значення $R_{\text{сум}}$, $Q_{\text{гп}}^{\text{екв}}$ і $\Delta S_{\text{вн}}$.

2. Визначаються втрати від незворотності на основі отриманих еталонних значень регресійних коефіцієнтів $R_{\text{сум}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$ і $\Delta S_{\text{вн}}$ по залежностям:

- внутрішні втрати від незворотності у циклі

$$E_{D\Delta s} = T_{wl} \Delta S_{\rm BH}; \qquad (5.30)$$

- втрати з поверхні обладнання

$$E_{DQ} = \frac{Q_{\text{TH}}^{\text{ekb}} (T_{w1} - T_{s1})}{T_{s1}}; \qquad (5.31)$$

 втрати від незворотності внаслід*ок кінцевої різниці температур у випарнику і конденсаторі

$$E_{DR} = \frac{R_{\rm cyM} Q_0^2}{T_{\rm s1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon} \right].$$
 (5.32)

3. Описується функціями залежність незворотних втрат від співвідношення T_{sl}/T_{wl} .

4. Визначаються незворотні втрати для установки, що діагностується, по функціям $E_D = f(T_{s1}/T_{w1})$.

5. З рівнянь для втрат визначаються потрібні шукані коефіцієнти для установки, що діагностується.

6. Проводиться співставлення отриманих значень коефіцієнтів з еталонними значеннями $R_{\text{сум}}, Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$ і $\Delta S_{\text{вн}}$.

Очевидною є перевага такого способу. Не потрібно створювати новий масив даних щодо діагностуємих режимів роботи установки для того щоб визначати дійсні $R_{\text{сум}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$ і $\Delta S_{\text{вн}}$ як коефіцієнти регресії, а можна визначати їх щомиті. Крім того, визначення традиційним способом (за методом лінійної регресії) може призводити до похибки результатів, тому що при моніторингу має місце великий розкид даних замірювань.

Як доказ щодо можливості застосування запропонованого алгоритму розглянемо рис. 5.40, на якому наведено залежності незворотних втрат від співвідношення T_{s1}/T_{w1} , що отримані на основі рівнянь (5.30) – (5.32) при підстановці еталонних значень $R_{\text{сум}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$ і $\Delta S_{\text{вн}}$ як для еталонних режимів роботи TH, так і діагностуємих.



 $1 - E_{D\Delta s}$ для діагностуємого та еталонного режимів; $2 - E_{DQ}$ для діагностуємого та еталонного режимів; $3 - E_{DR}$ для розрахункового режиму; $4 - E_{DR}$ для діагностуємого режиму Рис. 5.40. Залежність незворотних втрат від співвідношення температур T_{s1}/T_{w1}
Як видно з рис. 5.40, значення внутрішніх незворотних втрат в циклі $E_{D\Delta s}$ і втрат з поверхні обладнання E_{DQ} лежать на одній лінії зі значеннями для еталонних режимів. Між цим, при відповідній підстановці в формулу (5.32) значень $R_{\text{сум}}$ для еталонного режиму, втрати, що пов'язані з незворотністю теплових процесів, мають занижені значення. Слід зазначити, що оскільки у рівняннях (5.31) та (5.32) для визначення незворотних втрат враховується дійсна холодопродуктивність і холодильний коефіцієнт, для даної конкретної установки втрати описуються однією лінійною залежністю.

Виходячи з аналізу графічних залежностей режимів роботи ТН, що діагностуються, у випарнику спостерігається аномалія (рис. 5.40). Для ретельного аналізу цієї аномалії у випарнику слід визначити значення $R_{_{\rm СУМ}}$ з рівняння (5.32), знаючи лінійне рівняння, що описує втрати *Loss*_R для даного ТН

$$E_{DR} = 340,58 \cdot (T_{s1} / T_{w1}) - 282,75.$$

Після підстановки наново визначених значень $R_{_{\rm сум}}$ залежності незворотних втрат в ТН від співвідношення температур T_{s1}/T_{w1} мають наступний вигляд (рис. 5.41).



 $1 - E_{D\Delta s}$ для діагностуємого та еталонного режимів; $2 - E_{DQ}$ для діагностуємого та еталонного режимів; $3 - E_{DR}$ для діагностуємого та розрахункового режимів Рис. 5.41. Залежність незворотних втрат від T_{s1}/T_{w1}

На рис. 5.42 наведено змінення значень $R_{_{\text{сум}}}$ для еталонних та діагностуємих режимів.



Рис. 5.42. Зміна сумарного термічного опору $R_{\text{сум}}$ від холодопродуктивності Q_0

Як можна бачити з рис. 5.42, для режиму ТН, що діагностується, спостерігається істотне зростання термічного опору.

Перелік можливих аномалій за значеннями коефіцієнтів $R_{\text{сум}}$ і $\Delta S_{\text{вн}}$ наведено на діагностичній схемі (табл. 5.3).

Згідно з табл. 5.3 за результатами аналізу показників $R_{\text{сум}}$ і $\Delta S_{\text{вн}}$ у TH, що діагностується, зниження його ефективності може бути слідством виникнення наступних аномалій у роботі елементів та вузлів:

- зменшення витрати теплоносія в конденсаторі;

- пошкодження теплообмінної поверхні та трубопроводів обв'язки конденсатору;

- зменшення витрати теплоносія у випарнику;

- скипання;

- обмерзання поверхні випарника;

- комбінація вказаних несправностей.

Більш конкретний висновок щодо можливої аномалії можна зробити тільки визначивши температурні межі циклу за оригінальною методикою, яку наведено у підрозділі 5.3.

326 Таблиця 5.3

Перелік	можливих	несправностей	TH i	XM
1		1		

ДІАГНОСТИЧНИЙ СПИСОК		Значення сумарного термічного опору випар- ника і конденсатора <i>R</i> _{сим}		
		В межах по- рогових гра- ниць	Відхил від верхнього порогу	
Внутрішні дисипа- тивні втрати енергії у циклі ΔS _{вн}	В межах норми	Нормальна робота	 Можливі несправності: зменшення витрати теплоносія в конденсаторі; пошкодження теплообмінної поверхні та трубопроводів обв'язки конденсатору; зменшення витрати теплоносія у випарнику; скипання; обмерзання поверхні випарника; комбінація вказаних несправностей 	
	Відхил від верхнього порогу	Можливі не- справності: - надлишко- вий рівень масла; - інші недолі- ки компре- сора	<i>Можливі несправності:</i> - витік холодоагенту; - неконденсовані гази; - комбінація вказаних не- справностей	

У даному дослідженні ми суттєво вдосконалили відому ентропійностатистичну модель Гордона-Нджу [165]. Як визначалося самими авторами цієї моделі, головною вадою її застосування для діагностування XM і TH було неможливість ідентифікації конкретної аномалії у елементі. Тестування термодинамічної ефективності установки на основі моделі Гордона-Нджу здійснювалося за рахунок лише співставлення визначених регресійних коефіцієнтів $R_{сум}$, Q_{Tm}^{ekb} і ΔS_{BH} для установки, що діагностується, з гранично допустимими значеннями цих же коефіцієнтів, що визначні за результатами заводських випробувань. У цілому це вказувало лише на інтегральний ефект впливу аномалій. Для визначення конкретної аномалії необхідно ідентифікувати температурні межі термодинамічного циклу і далі провести поглиблений ексергетичний аналіз. Далі наводяться етапи здійснення цього розрахунку.

Застосовуючи розрахункову схему визначення коефіцієнтів $R_{\text{сум}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$ і $\Delta S_{\text{вн}}$ (див. підрозділ 5.3) для еталонних та діагностуємих режимів встановлюємо залежність співвідношення T_{κ}/T_0 від T_{s1} і T_{w1} .

Надалі, використовуючи дані заводських випробувань TH Vicot VMN430L, отримаємо поліноміальну залежність холодопродуктивності у кВт встановленого напівгерметичного компресору від температур випаровування та конденсації

$$Q_{0} = (532439 + 20260, 27 \cdot T_{0} - 3118, 06 \cdot T_{\kappa} + 302, 629 \cdot T_{0}^{2} - 147, 278 \cdot T_{0} \cdot T_{\kappa} - 29,7935 \cdot T_{\kappa}^{2} + 1,602112 \cdot T_{0}^{3} - 2,38901 \cdot T_{\kappa} \cdot T_{0}^{2} - 0,14603 \cdot T_{0} \cdot T_{\kappa}^{2} + 0,081979 \cdot T_{\kappa}^{3}) / 1000.$$



Рис. 5.43 ілюструє змінення холодопродуктивності компресору від T_{κ} і T_0 .

Рис. 5.43. Залежністьхолодопродуктивнності компресору Q_0 : $a - \operatorname{від} T_{\kappa}$ при варіюванні T_0 ; $\delta - \operatorname{від} T_0$ при варіюванні T_{κ}

На рис. 5.44 наведено побудовану номограму для графоаналітичного визначення T_{κ} і T_0 в залежності від T_{s1} і T_{w1} та Q_0 для TH Vicot VMN430L.



○ – режими, що діагностуються; *– еталонні режими
 Рис. 5.44. Номограма для визначення *T_к* і *T*₀ для TH Vicot VMN430L

Слід зазначити, що запропоновану номограму наведено виключно з метою ілюстрації розрахункового процесу визначення T_{κ} і T_0 . У створеному програмному забезпеченні для обробки даних моніторингу T_{κ} і T_0 визначаються у режимі «on-line» на основі чисельного моделювання.

Рис. 5.45 ілюструє графік режимних параметрів ТН, на якому нанесені значення T_{κ} і T_0 , що визначені за допомогою номограми (рис. 5.44). Скупчення точок понизу графіку відповідає значенням температур для режимів, що діагностуються.



Рис. 5.45. Графік режимних параметрів ТН

Як можна бачити з рис. 5.45, при експлуатації ТН спостерігається суттєве зниження *T*₀.

Далі, знаючи температури випаровування та конденсації, можна виконати аналіз роботи теплообмінних апаратів з використанням їх теплотехнічних ККД (рис. 5.46).



випарник у діагностуємому режимі; 2 – конденсатор у діагностуємому режимі;
 3 – конденсатор у еталонному режимі;

4 – випарник у еталонному режимі

Рис. 5.46. Залежність теплотехнічного ККД від співвідношення температур T_{s1}/T_{w1} у еталонному та діагностуємому режимах роботи ТН

Як можна бачити з рис. 5.46, теплотехнічний ККД випарника $\overline{\eta}_{вип}$ у еталонних режимах перевищував теплотехнічний ККД конденсатора $\overline{\eta}_{кд}$. Однак у діагностуємих режимах $\overline{\eta}_{кд}$ знизився на 0,2 одиниці, а $\overline{\eta}_{вип}$ знизився на 0,8 одиниць, що свідчить про істотне зниження коефіцієнта теплопередачі.

Для визначення масової витрати холодоагенту у діагностуємому ТН використовується наступне регресійне рівняння, яке отримано за дані заводських випробувань TH Vicot VMN430L

 $m = 8453,109 + 305,111T_0 + 2,171201T_{\kappa} + 4,389165T_0^2 - 0,70131 T_0T_{\kappa} - 0,31043 T_{\kappa}^2 + 0,026588 T_0^3 - 0,01831T_{\kappa} T_0^2 + 0,00249 T_0T_{\kappa}^2 - 0,00194 T_{\kappa}^3.$

На рис. 5.47 наведено змінення масової витрати холодоагенту у залежності від холодопродуктивності ТН.



Рис. 5.47. Залежність масової витрати холодоагенту від холодопродуктивності ТН

За результатами ексергетичного аналізу встановлено, що компресор та конденсатор ТН експлуатується без виникнення аномалій, про що свідчить однаковий тренд графіків деструкцій ексергії у еталонному та діагностуємому режимах (рис. 5.48 – 5.49). Між цим у роботі випарника можна констатувати суттєве збільшення деструкції ексергії, що свідчить про виникнення аномалії у цьому елементі (рис. 5.49)



Рис. 5.48. Залежність сумарної деструкції ексергії КМ і ДР від T_{s1}/T_{w1}



 2 – деструкція ексергії у випарнику для еталонних та діагностуємих режимів, відповідно; 3, 4 – деструкція ексергії у конденсаторі для еталонних та діагностуємих режимів, відповідно

Рис. 5.49. Залежність деструкції ексергії у КД і ВИП від T_{s1}/T_{w1}

На рис. 5.50 представлено зіставлення поточних значень $R_{\text{сум}}$ при змінені температурі зовнішнього повітря $T_{\text{нс}}$ у часі. Штрихпунктирна лінія відповідає еталонному її значенню.



Рис. 5.50. Змінення $R_{\text{сум}}$ у часі в залежності від $T_{\text{нс}}$

Нульові значення $R_{\text{сум}}$ відповідають відключенню компресора і включенню режиму дефростації (розморожування). Як можна бачити з графіка, термічний опір $R_{\text{сум}}$ для діагностуємих режимів вище еталонних значень (штрихпунктирна

лінія на рис. 5.50). При цьому, після режиму дефростації його значення трохи знижуються, а потім знову підвищуються.

Це свідчить про те, що зниження теплової потужності пов'язано з неповнотою відтавання теплообмінної поверхні випарника.

Слід зазначити, що запропонований новий метод визначення реальних термодинамічних втрат, ймовірно у майбутньому, потребує коригування, а саме уточнення методик статистичної обробки. Певною мірою вірогідність отриманих результатів визначається точністю їх статистичної обробки. Як аргумент підтримки застосування ентропійно-статистичного методу в аналізі режиму роботи чилеру з частковим навантаженням є той факт, що середньоквадратична похибка регресійної моделі є завжди меншою, ніж похибка вимірювань в теплотехнічному експерименті. Однак зараз очевидно, що без залучення експериментальних даних або даних заводських випробувань чилерів було б неможливим адже наблизитися до вирішення цієї складної задачі

5.5. Висновки по розділу 5

1 Вперше зроблена спроба об'єднати два джерела інформації, а саме метод термодинаміки при кінцевому часу і ентропійно-статистичний аналіз. Це дозволило надати результатам аналізу нову якість, що полягає в можливості прогнозування значень поелементних термодинамічних втрат з урахуванням масштабного фактора установки. Проведені дослідження щодо розробки термодинамічних моделей та методик аналізу загалом дозволили сформувати новий метод визначення реальних значень термодинамічних втрат парокомпресорних термотрансформаторів з урахуванням їх поділу за видом незворотності. Метод дозволяє вирішити обернену задачу щодо ідентифікації параметрів циклу холодильних машин і теплових насосів при обмеженості вихідної інформації [8, 47, 141].

2 Розроблено термодинамічні моделі прогнозування режимних параметрів парокомпресорних чилерів і теплових насосів, що засновані на використанні статистичної інформації щодо реальних значень дисипативних втрат в циклах. Отримано узагальнену залежність термічного опору теплообмінних апаратів сучасних моделей чилерів і теплових насосів різної холодопродуктивності (від 9 кВт до 150 кВт). Використання її в моделі дозволило знаходити співвідношення між температурою випаровування і конденсації для широкого діапазону зміни масштабного фактора установки. За допомогою цих моделей створено базу даних щодо реальних значень втрат від незворотності у сучасному холодильному обладнанні для широкого діапазону змінення масштабного фактору установки. Ці дані можуть залучатися як еталонні порівняльні значення незворотних втрат при діагностиці ефективності холодильних машин і теплових насосів (база даних справного стану установки). Такий підхід дає уявлення щодо характеру розподілення різних видів незворотних втрат в залежності від продуктивності установки [8, 47, 141, 142].

3 Запропоновано методику визначення поелементних ексергетичних втрат парокомпресорних чилерів і теплових насосів для режиму часткового навантаження без залучення баз даних теплофізичних властивостей холодоагентів, тобто переважно за допомогою тих параметрів, що регіструються контрольно-вимірювальними приладами (температура, потужність приводу компресора). Визначені температури випаровування і конденсації при різному відсотку навантаження установки [152].

4 На основі чисельної реалізації запропонованих моделей виявлено умови, що дозволяють забезпечити зниження енергоспоживання чилерів і теплових насосів при роботі в режимі часткового навантаження за рахунок вибору оптимального співвідношення між витратою води в випарнику і конденсаторі. Встановлено, що для підвищення енергетичної ефективності чилера в режимі роботи з частковим навантаженням відношення витрати води через конденсатор до витрати води через випарник має бути не менше 2, при цьому ефективність збільшується на 5 % [8, 47, 153, 161].

5 Створено методику обробки даних моніторингу систем тепло- та холодопостачання із залученням сучасних методів прикладної термодинаміки, яка дозволяє проводити оцінку термодинамічної ефективності кожного елементу системи за обмеженою кількістю параметрів, що заміряються [158, 160, 165].

6 Запропоновано графоаналітичний спосіб визначення температур випаровування та конденсації у циклі парокомпресорних чилерів і теплових насосів [165].

7 На основі ентропійно-статистичного методу термодинамічного аналізу розроблено регресійні моделі для визначення ступеня термодинамічної досконалості сучасних чилерів і теплових насосів відомих світових виробників [8, 161].

8 Виконано аналіз даних моніторингу діючої теплонасосної системі тепло- та холодопостачання адміністративної будівлі, за результатами якого визначено аномалії у роботі випарника цієї установки [158, 165].

РАЗДЕЛ 6

ОСНОВИ ЕКСПРЕС-ПРОЕКТУВАННЯ ҐРУНТОВИХ ТЕПЛООБМІН-НИКІВ ДЛЯ ГЕОТЕРМАЛЬНИХ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ

Одним з напрямків робіт лабораторії теплонасосних технологій ІПМаш НАН України було створення комплексного підходу до проектування геотермальних ТНУ, коли система «ґрунт – тепловий насос – споживач теплоти» розглядаються як єдине ціле з урахуванням взаємозв'язків всіх підсистем [7, 47, 81, 85, 88, 164]. Комплексний підхід передбачає процедуру тестування теплоакумулюючої здатності ґрунту з урахуванням мінливих параметрів теплонасосного процесу.

Таким чином, досліджується стійкість температурного поля ґрунту до періодичного впливу процесів підведення і відведення тепла від ТНУ на протязі всього періоду експлуатації. В роботах [166, 167, 168, 169] розроблено математичні моделі ґрунтового масиву, який вміщує ґрунтовий теплообмінник, в двовимірної постановки. Проведено оцінку впливу завдання граничних умов при моделюванні ґрунтових теплообмінників горизонтального типу на величину теплозбирання з ґрунтового масиву протягом опалювального періоду [170] і досліджено вплив кроку закладення труб колектора на ефективність [171].

6.1. Обґрунтування вибору граничних умов теплообміну при проектуванні ґрунтових теплообмінників горизонтального типу

Розглянемо горизонтальний ґрунтовий теплообмінник (ҐТ), що представляє собою систему паралельних труб, які покладено на глибині від 1 м до 2 м. По трубах рухається холодоносій, який нагрівається головним чином, за рахунок акумульованої землею теплоти. Температура холодоносія збільшується по довжині труби і її максимальна величина не може перевищувати температуру навколишнього ґрунту в кінцевій точці труби для кожної пори року. Таким чином, по довжині труби умови теплообміну змінюються, що робить задачу теплової взаємодії розсолу і ґрунту тривимірної. Вочевидь, що тривимірна задача може бути зведена до серії двовимірних задач в вертикальних перетинах ґрунтового масиву, якщо нехтувати перетіканням теплоти уздовж труби і задавати температуру холодоносія в кожному з перетинів з урахуванням його підігріву в попередніх частинах труби.

З'єднання труб в ҐТ може бути як паралельне, так і послідовне. При паралельному з'єднанні в суміжних трубах в кожному з розглянутих перетинів температура холодоносія однакова, що дозволяє досить коректно враховувати взаємний вплив розташування труб на величину теплового потоку від ґрунту і розраховувати підігрів холодоносія послідовно по ділянках, переходячи вздовж його руху від одного перетину ґрунтового масиву до іншого. При послідовному з'єднанні температури в сусідніх трубах відрізняються на величину підігріву холодоносія по довжині ділянки труби між розглянутими позиціями. Оскільки величина підігріву заздалегідь не відома, то доводиться нею задаватися або нехтувати її впливом.

Для простоти аналізу зупинимося на випадку з паралельним укладанням труб. Двовимірна математична модель такого теплообмінника в силу симетрії є масив грунту з половиною периметра труби (рис. 6.1). Вертикальний розмір масиву визначається в залежності від завдання умов на нижній границі. Згідно [7, 47, 166, 172, 173] існує так званий нейтральний шар, для якого температура на глибині від 10 до 20 м залишається незмінною протягом року і дорівнює, як правило – середньорічній температурі зовнішнього повітря. Положення нейтрального шару залежить від теплофізичних властивостей грунту, чим більше температуропровідність грунту, тим глибше розташований нейтральний шар. Тому при завданні граничних умов першого роду вертикальний розмір масиву має бути більше 10 м. Цей розмір може бути значно зменшений без зниження точності розрахунку, якщо ставити густину теплового потоку q, що йде від ядра землі до поверхні, як граничні умови ІІ роду. За даними [172] величина $q = 0,1 \div 0,3$ Вт/(м²·K). Забігаючи наперед, відзначимо, що невизначеність значення теплового потоку на нижній границі моделі слабо позначається на величинітеплозбирання.

Зміна температурного поля ґрунту знаходиться шляхом рішення крайової задачі теплопровідності [170]

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \, \nabla^2 t \,, \tag{6.1}$$

де t – температура ґрунту, °С;

τ – час, с;

a – температуропровідність ґрунту, м²/с.

Граничними умовами (ГУ) є умови першого і третього роду.

На рис. 6.1 представлена схема масиву грунту з поліетиленовим трубопроводом (зовнішній діаметр d = 0,040 м), прокладеним на глибині h = 1,5 м, в якості ґрунтового теплообмінника. Усередині розглянутого ГТ, закладеного з кроком між трубами s = 1 м, прокачується холодоносій (розсіл, 30 % розчин етилен гліколю) зі швидкістю w = 1 м/с.



Рис. 6.1. Схема масиву ґрунту з горизонтальним ґрунтовим теплообмінником

При формуванні математичної моделі був обраний елемент ґрунту шириною s/2 = 0,5 м і глибиною H = 10 м (рис. 6.1). Модель дозволяла варіювати цими величинами.

В якості вихідних умов був прийнятий рівномірний розподіл температури в елементі грунту t_0 = const, при цьому початкова температура t_0 задавалася рівною середньорічній температурі зовнішнього повітря.

Були прийняті наступні граничні умови:

– на границі Γ_1 задана умова другого роду q = const;

граничні умови на Г₂ були предметом даного дослідження і про них буде сказано пізніше;

на границі Г₃ була задана умова третього роду

$$\alpha_{\rm rr}(t-t_{\rm s}) = -\lambda_{\rm rp} \left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_{\Gamma_3}, \qquad (6.2)$$

де t_s - температура холодоносія, °С;

 α_{rr} – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки труби до холодоносія, Вт/(м²·K).

Для розрахунку використовувалися відомі критеріальні рівняння для вимушеного руху рідини в трубах [109, 113];

- на границі
$$\Gamma_4 - \left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_{\Gamma_4} = 0$$
.

Для вирішення рівняння теплопровідності використовувався традиційний підхід методу кінцевих елементів. Вихідна крайова задача зводилася до пошуку мінімуму функціоналу

$$I = \frac{1}{2} \int_{A} \lambda \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^{2} + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^{2} \right] + 2c \rho \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} \right) dA + \int_{S_{q}} qT ds + \int_{S_{q}} \alpha \left(\frac{1}{2} T - T_{\infty} \right) T ds$$

Розрахункова область покривалася кінцево-елементною сіткою трикутних елементів, і функціонал представлявся як сума функціоналів по всіх елементах. Мінімізація цієї суми за всіма вузловим значенням температури приводила до роздільної системи алгебраїчних рівнянь

$$[C]\left\{\frac{\partial t}{\partial \tau}\right\} + [P]\left\{t\right\} = \left\{F\right\},\$$

де [С] –матриця теплоємності;

[P] – матриця теплопровідності; $\left\{\frac{\partial t}{\partial \tau}\right\}$ – вектор вузлових значеньпохідної температури; $\{t\}$ – вектор вузлових значеньтемператури;

 $\langle F \rangle$ – вектор вузлових потоків теплоти.

Система звичайних диференціальних рівнянь вирішується методом Кранка - Ніколсона (неявний метод другого порядку точності), що зводить систему звичайних диференціальних рівнянь до систем алгебраїчних рівнянь на тимчасових шарах, тобто

$$\left[C\right]\!\left\{\frac{t_{j}-t_{j-1}}{\Delta \tau}\right\}+\left[P\right]\!\left\{\frac{t_{j}+t_{j-1}}{2}\right\}=\left\{\frac{F_{j}+F_{j-1}}{2}\right\}.$$

Найбільшу складність при побудові математичної моделі становило обґрунтування завдання граничних умов теплообміну на поверхні ґрунту Γ_2 (рис. 6.1). Відомо, що між поверхнею ґрунту має місце складний теплообмін. За даними [175] на верхній межі атмосфера отримує радіацію (інсоляцію), величина якої дорівнює 1390 Вт/(м²·K). При цьому значна частина інсоляції повертається назад у космічний простір (42 %) за рахунок відображення від хмар, пилу, тощо.

З решти 58 % до поверхні землі доходить тільки 27 % прямого сонячного випромінювання внаслідок поглинання променевої енергії водяними парами, вуглекислим газом, озоном, оксидами азоту і сполуками вуглецю, пилом, тощо. Протягом року ця величина змінюється. Одночасно з прогріванням ґрунту променистим шляхом йде віддача теплоти теплопровідністю від поверхні ґрунту до її нижніх шарів і віддача теплоти повітрю за рахунок ефективного випромінювання поверхні і конвективної тепловіддачі. Крім того, відбувається втрата теплоти з випаровуванням вологи. Протягом доби напрямок теплового потоку змінюється, тобто він може бути направлений до поверхні ґрунту або від нього. В результаті температура ґрунту і температура прилеглих шарів повітря знаходяться в тепловому взаємодії.

Вочевидь, що для замикання моделі необхідно прийняти деяке спрощення умов. У довідкових матеріалах метеослужб є дані про середньомісячні (середні, максимальні і мінімальні) температури повітря практично для всіх населених пунктів планети. Це сприяє використанню для розрахунку температури ґрунтового масиву саме температуру приземних шарів повітря.

Дійсно, температура повітря є результатом складної взаємодії поверхневих шарів ґрунту, інсоляції, стану ґрунту і в значній мірі залежить також від переміщення повітряних потоків над землею. Таким чином, нехтуючи складним теплообміном приземних шарів повітря і землі, можна прийняти, що температура повітря є однозначно пов'язаною зі зміною температури ґрунту. Цей зв'язок є особливо очевидним при інтенсивному переміщенні повітряних мас в періоди змін пір року.

На сьогодні в літературі досить широко представлені роботи, в яких розглядаються різні підходи до завдання граничних умов на поверхні ґрунту [174, 176, 177]. Кожен з цих підходів призводить до деяких погрішностей і тому доцільно оцінити їх вплив на розрахунок температури ґрунту в цілому і, особливо, на глибині закладення труб ГТ.

Для цього були розглянуті наступні підходи завдання граничних умов на поверхні ґрунту Г₂ (див. рис. 6.1):

1-й підхід. Передбачалося, що температура поверхні ґрунту t_{rp0} і повітря t_{n} близькі за величиною, що дає можливість використовувати граничні умови першого роду $t_{rp0} = t_{n} = f(\tau)$, значення яких визначені за даними метеослужби за 2009 —

2010 рр. для м. Харкова [178] і містять зміну температури протягом півдоби (день-ніч) (рис. 6.2).



2-й підхід. Задавалися граничні умови першого роду $t_{rp0} = t_n = f(\tau)$. При цьому температури на поверхні ґрунту можуть бути визначені по залежності [179]

$$t_{\rm n}(\tau) = t_{\rm n}^{\rm cp} + \left(t_{\rm n}^{\rm cp\,max} - t_{\rm n}^{\rm cp}\right) \cdot \cos\left(2\pi\frac{\tau}{\tau_0}\right),\tag{6.3}$$

де $t_{\rm n}(\tau)$ – температура повітря, °C;

А – амплітуда коливань температури поверхні грунту, °С;

 τ_0 – кількість діб у році;

τ-час, діб;

 t_{n}^{cp} –середньорічна температура повітря, °С;

 $t_{n}^{cp \max}$ – середньомісячна максимальна температура повітря, °С.

При розрахунках $t_n^{cp \max} = 26,5 \,^{\circ}\text{C}$ і середньорічна температура повітря $t_n^{cp} = 8,56 \,^{\circ}\text{C}$ визначені за даними [178] для періоду з липня 2009 р по серпень 2010 р. Кількість діб у році $\tau_0 = 365$, а $\tau = 1$ відповідає 15 липня 2009 р. Графік зміни температури повітря впродовж періоду з 15.07.2009 р. по 31.08. 2010 р., що отримано за формулою (6.3) (суцільна лінія), представлено на рис. 6.3. Три-

кутниками на рисунку показано середньомісячні температури, розраховані за даними [178].



Рис. 6.3. Зміна температури повітря впродовж періоду з 15.07.2009 р. по 31.08. 2010 р.

3-й підхід. Задавалися граничні умови третього роду

$$\alpha_{\rm m}(t-t_{\rm m}) = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_{\Gamma_2},\tag{6.4}$$

при цьому температура повітря t_п задавалася згідно [177] (див. рис. 6.2).

В силу непередбачуваності погодних умов та інших очевидних причин коефіцієнт тепловіддачі від ґрунту до повітря α_n не може бути обчислений точно. Однак його величина при природної конвекції досить низька і не перевищує 23 Вт/(м²·K) [172]. Така величина коефіцієнта тепловіддачі рекомендується для використання тепловтрат огороджувальних конструкцій [180]. Слід зазначити, що задача розв'язувалася для стану ґрунту без працюючого ТН.

На рис. 6.4 показано порівняння коливань температури ґрунту протягом року на різній глибині, отриманих в результаті розрахунків при граничних умовах, заданих з використанням зазначених підходів.

На глибині 1 м різницю температур становить 0,5 °С, а на глибині 3 м – криві практично збігаються. Це можна пояснити тим, що відповідно до теорії теплопровідності при критерію Ві = $\frac{\alpha_n H}{\lambda_{rp}} = \frac{23 \cdot 10}{1.5} = 153$ [113] на Γ_2 коректно задавати граничні умови першого роду, тобто рівність температури ґрунту на поверхні і температури зовнішнього повітря.



Рис. 6.4. Зміни температури грунту на глибині 1, 2, 3 м (результати розрахунків при граничних умовах, заданих з використанням 1-го і 3-го підходів)

Суцільна лінія відповідає 1-му підходу завдання граничних умов на поверхні; штрих пунктирна –3- му підходу (рис. 6.4).

На рис. 6.5 наведені результати розрахунків, отриманих при вирішенні нестаціонарної задачі теплопровідності з граничними умовами на поверхні ґрунту, заданими 1-м і 2-м підходами.

Відмінності в значеннях температури ґрунту близько 5 °С проявляються на глибині до 1 м в грудні місяці. На глибині 3 м максимальна різниця між температурами становить приблизно 1,5 °С в грудні і січні.



Суцільна лінія відповідає 1- му підходу завдання граничних умов на поверхні; штрихпунктирна –2- му підходу Рис. 6.5. Зміни температури ґрунту на глибині 1, 2, 3 м (результати розрахунків при граничних умовах, заданих з використанням 1-го і 2-го підходів)

Для більш повного дослідження були отримані коливання температури ґрунту на різних глибинах протягом жовтня 2009 р. При цьому задавалися ГУ першого роду, що враховують коливання температури протягом доби (див. рис. 6.2). З рис. 6.5 видно, що добові (день - ніч) зміни температури проявляються на глибинах до 50 см, глибше – коливання температури згладжуються.



1– поверхня; 2 – глибина10 см; 3 – глибина 1 м; 4 – глибина 50 см Рис. 6.5. Зміна температури ґрунту протягом жовтня місяця при завданні ГУ першого роду

Незважаючи на те, що різниця температур, отриманих при завданні ГУ різними способами, мала, і добові коливання вже не проявляються на глибинах понад 50 см, цього недостатньо для того, щоб стверджувати про коректність завдання ГУ тим чи іншим способом. Остаточно оцінити вплив ГУ можна тільки за величиною теплозбирання з ґрунту ґрунтовим теплообмінником (див. рис. 6.1). При розрахунках протягом опалювального періоду (жовтень 2009 р – березень 2010 р) температура розсолу на вході в ГТ $t_s^{\text{вх}} = -1$ °С.Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від внутрішньої поверхні ГТ до розсолу використовувалися відомі критеріальні рівняння для вимушеного руху рідини в трубах [113].

Для визначення теплозбирання ґрунтовим теплообмінником шляхом вирішення нестаціонарної задачі теплопровідності в двовимірної постановці з заданими граничними умовами знаходилися усереднені значення температур стінки по внутрішній поверхні труби $t_{\rm внст}^{\rm cp}$ (границя Γ_3) по кожному місяцю протягом опалювального періоду.

Теплозбирання з ґрунту визначалося для елементарної ділянки труби ґрунтового теплообмінника довжиною *L* як

$$Q = \alpha_s (t_{\rm BH,CT}^{\rm cp} - t_s^{\rm cp}) \pi d_{\rm BH} L, \qquad (6.5)$$

де t_s^{cp} – середня температура розсолу на ділянці труби ґрунтового теплообмінника. У першому наближенні вона приймалася рівною температурі розсолу на вході в трубу t_s^{BX} , °C;

*d*_{вн} – внутрішній діаметр труби, м.

Далі з рівняння теплового балансу визначалася температура на виході з дільниці довжиною *L* для кожного місяця

$$t_s^{\text{BMX}} = t_s^{\text{BX}} + \frac{4Q}{\rho w \pi d_{\text{BH}}^2 c_p}$$
(6.6)

і знаходилося значення t_s^{cp} . Значення теплозбирання на ділянці довжиною *L* уточнювалося за формулою (6.5).

Дані по теплозбиранню з ґрунту трубою ГТ довжиною L = 1 м, закладеного на глибині 1,5 м, представлено на рис. 6.6.



при завданні ГУ першимпідходом[177];
 при завданні ГУ другим підходом за формулою (6.3) [179]
 Рис. 6.6. Теплозбирання з ґрунту ГТ впродовж опалювального періоду

Незважаючи на те, що згідно з даними метеослужб найнижчі температури зовнішнього повітря спостерігалися в грудні і січні, теплозбирання з ґрунту, внаслідок зміщення за часом на глибині 1,5 м і виснаження ґрунту роботою ГТ, зменшується до січня і досягає мінімального значення в середині лютого. З рис. 6.6 видно, що при завданні ГУ за різними підходами отримані значення теплозбирання суттєво відрізняються, тому що на глибині закладання ГТ 1,5 м змінення температура ґрунту ще й досить чутливе до зміни температури повітря.

Але можна зробити висновок, що обидва підходи мають право на існування. Перший, більш точний, слід задавати для аналізу роботи ТН з ГТ при вже відомих температурах повітря, а другий – при проектуванні ГТ, коли температури повітря тільки прогнозуються.

Слід ще раз відзначити, що метою даного дослідження була оцінка впливу ГУ теплообміну на величину теплозбирання з ґрунту ГТ. Тому для простоти задавалася постійна температура розсолу протягом всього опалювального періоду, що в результаті дало різке зниження величини теплозбирання з січня по березень. Подібний підхід має місто при моделюванні геотермальних теплонасосних систем з вертикальними ґрунтовими теплообмінниками [181]. Між цим, при роботі ТН температура розсолу не постійна, вона залежить від багатьох факторів [167]. Отже, змінюючи температуру розсолу, вдається збільшити величину теплозбирання ґрунту. Слід мати на увазі, що нижня межа температури розсолу обмежена тільки технічними можливостями теплового насоса. Навпаки верхня межа визначається головним чином тепловим станом ґрунту. Відомі марки теплових насосів володіють найбільшою ефективністю при низьких температурах розсолу на виході випарника. Ця температура звичайно змінюється в діапазоні від 0 до -10 °C.

У роботі [171] за наданим вище методом автором було проведено дослідження впливу кроку між колекторами, та зроблено висновок, що при зміні кроку між колекторами від 0,5 м до 2 м зменшується взаємовплив між ними і збільшується температура ґрунту в площині симетрії між трубами. Але це збільшення в найбільш холодний час року (січні) становить лише 1,5 °C, що призводить до зниження ефективності теплового насосу. Однак, можна очікувати більшій теплової продуктивності у разі циклічного включення та відключення секцій ґрунтового теплообмінники, що може дати змогу прогріти ґрунт біля труб колектора.

У роботі [166] нами запропоновано комплексний підхід до проектування геотермальної теплонасосної установки, який включає спільне розв'язання задач визначення теплозбирання з ґрунту ГТ методом кінцевих елементів та термодинамічне моделювання теплогідравлічного контуру ТНУ. Дослідження показало, що ефективність теплового насосу може бути збільшена у разі завдання оптимального графіка теплового навантаження ТНУ впродовж опалювального сезону. 6.2. Експрес методика визначення характеристик геотермальних теплонасосних установок з горизонтальним ґрунтовим теплообмінником

При всіх безперечних перевагах комплексного підходу [166] він є досить трудомістким, оскільки для кожної системи необхідно здійснювати моделювання всього теплогідравлічного контуру ТНУ, а для цього задавати всі геометричні характеристики теплообмінної поверхні і трубопроводів обв'язки обладнання. Крім того, для визначення впливу глибини залягання на характеристики ТНУ і системи опалення необхідно кожен раз перебудовувати кінцевоелементну сітку.Досить ефективним нам представляється наступний підхід, який засновано на використанні аналітичного рішення задачі теплообміну в грунтовому масиві на основі рішення Форхгеймера. У поєднанні з ентропійностатистичними підходом до створення термодинамічної моделі ТНУ ми отримуємо швидке і точне рішення задачі прогнозування характеристик геотермальної ТНУ при варіативності глибини закладення ГТ.

6.2.1. Методика визначення теплозбирання з ґрунту ГТ за допомогою аналітичної залежності

По-перше розглянемо експрес- методику визначення теплозбирання з грунту за допомогою горизонтального ГТ.

Дослідження теплових процесів, що мають місце в ґрунті навколо циліндричного теплопроводу, мають давню історію. Відома аналітична залежність, отримана Ф. Форхгеймером ще в 1888 році, багато разів застосовувалася і удосконалювалася. Глибокі теоретичні і експериментальні дослідження проведені в ВТІ в 1934 році Є. П. Шубіним [182]. Формули, представлені С.С. Кутателадзе [183], увійшли в вітчизняні довідники як класичні. В основному дослідження були пов'язані з оцінкою теплових втрат теплопроводів при прокладанні теплових мереж з метою їх мінімізації. Тому допускалися спрощення, що дозволяють полегшити або спростити рішення, якщо теплові втрати оцінюються із запасом. Основне припущення, яке не відповідає дійсним умовам теплозбирання з ґрунту холодним теплоносієм, з чим стикаються при проектуванні ТНУ, полягало в тому, що в якості початкової умови при вирішенні рівняння теплопровідності приймалася деяка постійна температура. Ізотерми навколо труби являють собою в цьому випадку концентрично розташовані окружності з ексцентриситетом щодо центру труби. Температура в будь-якій точці ґрунту визначається як

$$t = t_{\rm rp0} + (t_{\rm hap.cr} - t_{\rm rp0}) \frac{ln \sqrt{\frac{R^2 \sin^2 \varphi + (h + \sqrt{h^2 - r_{\rm rp1}^2} \pm R \cos \varphi)^2}{R^2 \sin^2 \varphi + (h - \sqrt{h^2 - r_{\rm rp1}^2} \pm R \cos \varphi)^2}}}{ln \frac{h + \sqrt{h^2 - r_{\rm rp1}^2}}{r_{\rm rp1}}}, \quad (6.7)$$

де *t*_{гр0} – температура поверхніґрунту;

*t*_{нар.ст} – температура зовнішньої стінки труби;

 $r_{\rm тp1}$ – внутрішній радіус труби, який залежить не тільки від відстані *R*від центру труби, але і напрямку, що характеризується кутом φ .

По мірі віддалення від труби в будь-якому напрямку до нескінченності температура ґрунту, розрахована за (6.7), наближається до значення температури поверхні ґрунту t_{rp0} .

Однак це справедливо в тому випадку, коли труба має температуру більшу, ніж температура поверхні ґрунту, що підтверджується чисельним дослідженням (рис. 6.7, a). Температурне поле ґрунту при теплозбиранні низькопотенційної енергії одиночною трубою з урахуванням природних сезонних коливань температури і акумулюючої здатності ґрунту, отримане в результаті чисельного моделювання (див. підрозділ 6.1) при відсутності теплового впливу від розташованих поряд труб, представлено на рис. 6.7, *б*, *в*. Неважко помітити, що характер ізотерм суттєво відрізняється від ізотерм, отриманих по залежності (6.7) (рис. 6.7, *a*).



Рис. 6.7. Температурне поле навколо одиночної труби при глибині закладення труби h = 1,5 м за умов:

a – температура розсолу в трубі $t_s^{cp} = 50,0$ °C в грудні;

 δ – температура розсолу в трубі t_s^{cp} = -5,0 °C в грудні;

в- температура розсолу в трубі t_s^{cp} = -5,0 °C в березні

Для визначення тепловтрат з поверхні грунту в навколишнє середовище від труби горизонтального закладання на глибині *h* користуються відомою формулою Форхгеймера, вдосконаленою Е. П. Шубіним [182]

$$q_{lo}^{'} = \frac{2\pi (t_{\rm BH,CT} - t_{\rm rp0})}{\frac{1}{\lambda_{\rm rp}} ln \frac{r_{\rm rpBH} + \delta_{\rm rp}}{r_{\rm rpBH}} + \frac{1}{\lambda_{\rm rp}} ln \left[\frac{h}{r_{\rm rpBH} + \delta_{\rm rp}} + \sqrt{\left(\frac{h}{r_{\rm rpBH} + \delta_{\rm rp}}\right)^2 - 1} \right],$$
(6.8)

де *t*_{вн.ст} – температура внутрішньої стінки труби;

 $\delta_{\text{тр}}$ – товщина стінки труби;

 $\lambda_{_{Tp}}, \lambda_{_{Tp}}$ – коефіцієнт теплопровідності труби і ґрунту, відповідно.

Для визначення питомого теплозбирання з ґрунту за допомогою погонного метра одиночної труби горизонтального теплообмінника також може бути використана формула (6.8) з деякими змінами

$$q_{lo} = \frac{2\pi (t_{s}^{cp} - t_{rph})}{\frac{1}{\alpha_{s} r_{rp1}} + \frac{1}{\lambda_{rp}} ln \frac{r_{rpBH} + \delta_{rp}}{r_{rpBH}} + \frac{1}{\lambda_{rp}} ln \left[\frac{h}{r_{rpBH} + \delta_{rp}} + \sqrt{\left(\frac{h}{r_{rpBH} + \delta_{rp}}\right)^{2} - 1} \right].$$
 (6.9)

де *а_s* – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні ГТ до теплоносія.

Тут, на відміну від (6.8), замість різниці температур внутрішньої стінки труби і поверхні ґрунту $(t_{\text{внст}} - t_{\text{гр0}})$ підставляється різниця середньої температури холодоносія в трубі $t_s^{\text{ср}}$ і температури ґрунту на глибині розташування ґрунтового теплообмінника $t_{\text{грh}}$, але без впливу на $t_{\text{грh}}$ роботи ГТ.

Температура ґрунту визначається за такою формулою при z = h [174, 181]

$$t_{\rm rp}(z,\tau) = A e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2a}z}} \cos\left(\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z - \omega\tau\right) + t_{\rm rp}^{\rm cp}, \qquad (6.10)$$

де *t*_{гр}(*z*, τ) – температура ґрунту на глибині *z*, яка змінюється впродовж року, °C; *z* –координатна вісь, спрямована в глибину ґрунту від його поверхні, м;

А –амплітуда коливань температури поверхні ґрунту, °С;

ω-період коливань температури;

 t_{rp}^{cp} –середньорічна температура повітря, °С.

Амплітуда коливань температури поверхні ґрунту A=17,9 °C і середньорічна температура повітря $t_{rp}^{cp}=8,56$ °C визначені за даними [178] для періоду з липня 2009 р. по серпень 2010 р.

Для визначення працездатності формули (6.10) нами проведено порівняння значень температури ґрунту на різній глибині в залежності від часу, які визначені за формулою (6.10) та заміряні при проведенні моніторингу геотермальної ТНУ [164].

На рис. 6.8. та 6.9 показано зміну температури ґрунту на глибині 0,1 м та 2 м, а на рис. 6.9 – на глибині 0,5 м та 1,5 м. При цьому маркерами на рисунках позначено дані моніторингу, а суцільними лініями – розрахункові значення. З рисунків видно, що як при h= 0,1 м, так і при h = 0,5 м значення, які отримано за формулою (6.10) в період з жовтня 2009 р. по лютий 2010 р. є дещо заниже-

ними (максимальна різниця становить близько 6 °С), а з березня 2010 р. – завищеними. Це обумовлено тим, що на цих глибинах відбуваєтьсязаморожування вологи у ґрунті, а цей процес не враховується формулою (6.10). На глибинах h = 1,5 м та 2 м різниця між значеннями, отриманими у різний спосіб, вже не є такою суттєвою. Тому можна стверджувати, що формулу (6.10) можна використовувати для розрахунку t_{rph} на глибині закладання ГТ, а саме – більш 1,5 м.



1-h=0,1 м; 2-h=2 м

Рис. 6.8. Зміна температури ґрунту впродовж періоду з 15.07. 2009 р. по 15.06. 2010 р.



1−*h* = 0,5 м; 2−*h* = 1,5 м

Рис. 6.9. Зміна температури ґрунту впродовж періоду з 15.07. 2009 р. по 15.06. 2010 р.

Проведено порівняльний аналіз теплозбирання з ґрунту за допомогою одночної труби ГТ, визначеного за формулою (6.9) і отриманих в результаті рішення нестаціонарної задачі теплопровідності чисельним методом при варіюванні таких параметрів: теплофізичних властивостей ґрунту; теплофізичних властивостей труби ґрунтового теплообмінника; глибини закладення ГТ; температури розсолу t_s^{cp} .

На рис. 6.10 наведені результати розрахунку при таких умовах: середня температура розсолу з жовтня по березень $t_s^{cp} = -5$ °C; грунт – глина з вологістю 19 % і температуропровідністю $a = 0,056 \text{ м}^2/\text{діб}$; глибина закладення теплообмінника h = 1,5 м; внутрішній радіус труби $r_{\text{тр1}} = 0,0175$ м; товщина стінки труби $\delta_{\text{тр}} = 0,0025$ м; коефіцієнт теплопровідності труби $\lambda_{\text{тр}} = 0,4$ Вт/(м·К).



*Ряд 1 – q*_{lo}. визначено шляхом рішення нестаціонарної двовимірної задачі теплопровідності; *Ряд 2 – q*_{lo} розраховано за формулою (6.9);

*Ряд 3 – q_{l_0}*визначено за формулою (6.8)

Рис. 6.10. Теплозбирання з погонного метру труби ГТ

Аналіз результатів показав, що розбіжність в значеннях теплозбирання не перевищує 12 % (рис. 6.10). Це показує можливість використання для оцінки теплозбирання з ґрунту погонним метром одиночної труби горизонтального теплообмінника формули (6.9).

З рис. 6.10 (ряд 3) видно, що формулу (6.8) некоректно використовувати для визначення теплозбирання з ґрунтового масиву, тому що при її виведенні трубопровід розглядався як джерело теплоти, а навколишнє середовище – як стік. Теплота, акумульована ґрунтом, в цьому випадку не може бути врахована.

У формулу (6.9) при різних конфігураціях грунтових теплообмінників, де на процес теплообміну істотно впливає теплова інтерференція, необхідно ввести деякі поправочні коефіцієнти. Для визначення впливу інтерференції були розглянуті ґрунтові теплообмінники змієвикового типу, що закладені на глибину h = 1,5 м, з кроком *S* між трубами: 0,3; 0,5; 1, 2, 3, 5, 10 м.На рис. 6.10 показана залежність теплозбирання з погонного метру труби горизонтального теплообмінника q_{lo}^* від кроку *S* між трубами протягом опалювального періоду при температурі розсолу на вході $t_s^{cp} = -5$ °C.



1-*S* =0,3 м; 2 - *S* =0,5 м; 3 - *S* =1 м; 4- *S* =2 м; 5 - *S* =3 м; 6- *S* =5 м; 7- *S* =10 м Рис. 6.10. Теплозбирання с погонного метру труби горизонтального теплообмінника, який закладено на глибині *h* = 1,5 м протягом опалювального періоду

Як видно з рис. 6.10, q_{lo}^* залежить від таких факторів, як час і крок закладання труб. Залежності носять нелінійний характер і можуть бути апроксимовані складними функціями.Нами був введений коефіцієнт $K=f(S;\tau)$, який представляє відношення теплозбирання з урахуванням інтерференції q_{lo}^* до повного знімання тепла одиночною трубою $K = q_{lo}^* / q_{lo}$.

На рис. 6.11 наведено залежність коефіцієнту *К* від кроку закладення труб для жовтня і березня місяців. Заштрихована область показує значення *К* для інших місяців опалювального періоду.



Рис. 6.11. Залежність коефіцієнта *К* від кроку закладання труб горизонтального теплообмінника (*h* = 1,5 м)

При ретельному розгляду графіка (рис. 6.11) можна помітити, що нелінійні функції в діапазоні $S=0,3 \div 3$ м можуть бути замінені на лінійні для менших діапазонів, що істотно може спростити розрахунок (табл. 6.1). При кроці між трубами понад 3 м теплову інтерференцію можна не враховувати.

Таблиця 6.1

Поправочні коефіцієнти, що враховують вплив теплової інтерференції на значення теплового потоку

	жовтень	листопад	грудень	січень	лютий	березень		
Крок S	K							
0,3-0,5 м	0,6627S+0,0206	0,5448S+0,011	0,4725S+0,0032	0,3576S+0,0191	0,3372S+0,006	0,5091S+0,0402		
0,5-1 м	0,5148S+0,0946	0,4556S+0,0556	0,412S+0,0271	0,3704S+0,0255	0,3306S+0,026	0,3794S+0,105		
1-2 м	0,2414S+0,368	0,2628S+0,2484	0,2741S+0,1651	0,29S+0,0549	0,2724S+0,0555	0,2176S+0,2669		
2-3 м	0,0816S+0,6876	0,12298+0,5282	0,138S+0,4372	0,1685S+0,2979	0,1666S+0,2671	0,1179S+0,4662		

6.2.2. Алгоритм сумісного теплотехнічного розрахунку системи «ґрунт – ГТ – ТН – споживач теплоти»

Далі наведено алгоритм сумісного теплотехнічного розрахунку системи опалення «грунт – ГТ – ТН – споживач теплоти» (рис. 6.12), який дозволяє обрати довжину трубопроводу ГТ з урахуванням зміни теплозбирання з масиву грунту уздовж теплообмінної поверхні ГТ при течії теплоносія (30 % розчин етиленгліколю) та зміни теплового навантаження будівлі, а також провести розрахункове тестування роботи системи опалення при різних умовах її експлуатації.



Рис. 6.12. Система «ґрунт – ГТ – ТН – споживач теплоти»

1. За методикою [122] розраховується теплоспоживання будівлі та отримуються графіки залежності її теплового навантаження Q_{κ} від температури навколишнього середовища (повітря) $t_{\Pi}(\tau)$ (рис. 6.13, *a*), а також графіки зміни температури води в прямої магістралі $t_{\Pi p}$, яка йде до опалювальних приладів, та зворотної магістралі $t_{3вор}$ від $t_{\Pi}(\tau)$ з урахуванням теплових втрат через огророжувальні конструкції (рис. 6.13, *б*). На рис. 6.13 на прикладі котетжного будинку [181] показані означені графіки. Теплоспоживання розраховано для погодних умов східної України. Далі, як приклад, для цього будинку розглядається бівалентна система опалення.



$$1 - t_{\pi p}; 2 - t_{3BOP}$$

Рис. 6.13. Залежність теплового навантаження котетжного будинку від температури зовнішнього повітря *t*_п:

a – залежність теплоспоживання будівлі Q_{κ} від t_{Π} ; δ – залежність темпертатури води у системі опалення від t_{Π}

2. Середня температура $t_{\Pi}(\tau)$ по місяцях визначається за формулою (6.3).

3. Далі за формулою (6.10) визначається температура грунту $t_{rp}(z, \tau)$ для глибини, на яку планується закладати ГТ. Знаходиться зв'язок між $t_n(\tau)$ та $t_{rp}(z, \tau)$ (рис. 6.14). На рисунку 1-а доба (N = 1) у даному випадку відповідає початку опалювального періоду – 15 жовтня.



1 – температура повітря; 2 – температура грунту на глибині 1,5 м Рис. 6.14. Змінення температури впродовж опалювального періоду

4. Для створення термодинамічно ефективної системи з використанням ентропійно - статистичної методики (див. розділ 5) обирається модель TH, яка буде мати найбільший коефіцієнт перетворення енергії з урахуванням втрат від незворотності теплогідравлічних процесів при роботі впродовж опалювального періоду. Це необхідно робити тому, що при підвищенні температури повітря теплопродуктивність обраного TH буде надлишкова, тому установку потрібно буде переводити в режим з частковим навантаженням. А як було показано у підрозділі 5.3, не усі моделі TH ефективно працюють в такому режимі.

У формулу, яка отримана з (5.4), та відображає зв'язок Q_{κ} з є

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{Q_{\kappa} (T_{w1} + R_{cyM}Q_{\kappa})}{Q_{\kappa}T_{s1} - T_{s1}T_{w1}\Delta S_{BH} + Q_{T\Pi}^{e\kappa B} (T_{w1} - T_{s1})} - 1$$

як температура теплоносія (30 % розчин етиленгліколю) на вході у ВИП ТН T_{s1} підставляється його температура на виході із ГТ $t_s^{\text{вих}}(\tau)$, яку у першому наближенні задаємо як

$$t_s^{\text{BMX}}(\tau) = (t_{\text{rp}}(z, \tau) - \Delta t_s) + 273,15$$

а як температура на вході в КД ТН T_{w1} – температуру води в зворотній магістралі ($t_{3вор}$ +273,15) (рис. 6.12), яка визначається за графіком залежності температури у системі опалення від $t_{II}(\tau)$ (рис. 6.13, δ). Різниця температур Δt_s між темпреатурою грунту та температурою розсолу етиленгліколю задається приблизно 3 °C. Теплопродуктивність ТН Q_{κ} знаходиться як лінійна залежність від $t_{II}(\tau)$ (рис. 6.13, a).

5. Далі знаходиться холодопродуктивність Q_0 за залежністю

$$Q_0 = Q_{\kappa} \varepsilon / (\varepsilon + 1).$$

6. Точку бівалентності (рис. 6.15) знаходимо за таких умов: $\varepsilon > 2$, та $t_{np} < 55$ °C (в залежності від ТН). При такої t_n необхідно вмикати електричний або газовий котел, який буде догрівати воду до необхідної за графіком якісного

регулювання температури теплоносія (рис. 6.13, б). Або взагалі вимикати TH і включати котел.



1 – точка бівалентності; 2 – t_{звор}; 3 – t_{пр}, яку забезпечує ТН; 4 – t_{пр}, яку забезпечує котел, догрівая воду після/замість ТН
 Рис. 6.15. Залежність темпертатури води у системі опалення від t_п

7. Для режиму ТН при температурі повітря, відповідної точці бівалентності, обирається довжина ГТ. Для цього задаються геометричні характеристики ГТ, а саме глибина закладання, довжина елементарної ділянки Δ*L*_n, крок закладання труб, діаметр та матеріал трубопроводу.

8. Задається витрата розчину етиленгліколю у ГТ, та визначається температура на вході в ГТ як

$$t_s^{\text{BX}} = t_s^{\text{BWX}} - Q_0 / (G_s c_{ps}).$$

9. Визначається коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні труби до теплоносія α_s по ділянках ΔL_n. Теплофізичні властивості холодоносія приймаються при середній температурі

$$t_s^{\rm cp} = \frac{t_s^{\rm BX\Delta} + t_s^{\rm BUX\Delta}}{2}, \tag{6.11}$$

де $t_s^{\text{вих}\Delta}$, $t_s^{\text{вих}\Delta}$ – температури на вході і на виході з ділянки ГТ довжиною ΔL .
У першому наближенні температура на виході з ділянки ГТ приймається рівною температурі на вході в ГТ $t_s^{\text{вх}}$, тобто $t_s^{\text{ср}} = t_s^{\text{вх}}$.

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі від внутрішньої поверхні ГТ до розсолу використовуються відомі критеріальні рівняння для вимушеного руху рідини в трубах [113].

Виходячи з того, що температури холодоносія на вході в ГТ протягом року змінюються, то для кожного місяця отримуємо різні значення коефіцієнта тепловіддачі на ділянці ΔL_n .

10. За формулою (6.10) визначається температура ґрунту на заданій глибині закладання, яка залежить від часу.

11. За залежністю (6.9) з урахуванням табл. 6.1 знаходиться q_{lo} з 1 м ГТ для кожного місяця опалювального сезону. Теплозбирання з ґрунту на ділянці ΔL_n знаходиться як

$$q_{lo}^{\Delta} = K \cdot q_{lo} \cdot \Delta L_n.$$

12. З рівняння теплового балансу знаходиться температура на виході з дільники ΔL_n

$$q_{lo}^{\Delta} = \rho_s w \pi r_{\text{трвн}}^2 c_p \left(t_s^{\text{вих}\Delta} - t_s^{\text{вх}\Delta} \right).$$
(6.12)

13. Розрахунок повторюється з п. 2. При цьому в (6.9) підставляється отримане за формулою (6.11) значення t_s^{cp} і визначається уточнене значення α_s .

14. Для знаходження величини теплозбирання з наступної ділянки труби $\Delta L_{(n + 1)}$ значення $t_s^{\text{вих}\Delta}$, отримане із (6.12), присвоюється значенню температури на вході в наступну ділянку. Далі розрахунок знов повторюється з п. 2.

15. Розрахунок ведеться до виконання умови, коли сума теплозбирання з ділянок ГТ буде покривати найбільшу теплову потужність випарника ТН (холодопродуктивність), яку обрано за умови теплоспоживання будівлі [181] з урахуванням типу системи опалення (моновалентна/ бівалентна)

$$Q_0 = \sum_{n=1}^i q_{lo}^{\Delta}$$

16. Повна довжина трубопроводу ГТ знаходиться, як сума довжин елеме-

нтарних ділянок $L = \sum_{n=1}^{i} \Delta L_n$.

17. Після вибору довжини ГТ L для всіх режимів при температурі повітря $t_n(\tau)$, яка змінюється впродовж опалювального періоду, перераховується методом ітерацій температура на виході з ГТ $t_s^{\text{вих}}$. Розрахунок починається з п. 4, але при фіксованій кількості ділянок ΔL_n , при цьому $Q_0(\tau)$ знаходиться по п. 15 та зіставляється зі значенням $Q_0(\tau)$, яке визначено за п. 5.

18. Уточнюється модель ТН, яка найбільш ефективно працює в даних умовах, а саме варіюються коефіцієнти $R_{\text{сум}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$ і $\Delta S_{\text{вн}}$ (див. розділ 5) та глибина і шаг закладання ГТ.

На рис. 6.16 показано зміну теплопродуктивності ТН та котла, який догріває воду за необхідністю, впродовж опалювального періоду.



1 – ТН; 2 – котел

Рис. 6.16. Зміна теплопродуктивності Q_{κ} впродовж оалювального періоду

На рис. 6.17 показано зміну теплопродуктивності та холодопродуктивності ТН впродовж опалювального періоду.



$$1 - Q_0; 2 - Q_1$$

Рис. 6.17. Зміна теплопродуктивності Q_{κ} та холодопродуктивності Q_0 TH впродовж опалювального періоду

На рис. 6.18 показано, як змінюється холодильний коєфіцієнт є впродовж опалювального періоду та від температури навколишнього середовища при заданих геометричних харктреистиках ГТ та обраного ТН. Видно, що в перщі місяці опалювального періоду є значно більший, ніж в останні. Це пояснюється тим, що далі різко знижується температура грунту (рис. 6.14).



Рис. 6.18. Зміна холодильного коєфіцієнту є: *а* – впродовж опалювального періоду; *б* –від температури повітря

Такий підхід к проектуванню системи опалювання з ТН і ґрунтовим теплообмінником дозволяє визначати температури на вході у ГТ, а не директивно задавати їх, що дає можливість проводити розрахункове тестування (прогнозування) роботи системи у цілому при моделюванні змінення умов її експлуатації.

Представлена експрес-методика дозволяє обирати геометрію ГТ, але не дозволяє розрахувати теплозбирання з ґрунту, враховуючи зменшення його теплового потенціалу (ефект захолодження ґрунту) при роботі ТН. Тому необхідно застосовувати комплексний підхід для проектування геотермальних теплонасосних систем, наведений нами в роботах [168, 169], який передбачає реалізацію також і повірочного розрахунку всієї системи.

6.2.3. Техніко-економічний аналіз геотермальної ТНУ

Для техніко-економічного аналізу геотермальної ТНУ використовується наступний алгоритм.

В якості вихідних даних використовуються результати розрахунку моновалентного режиму роботи ТНУ (низькотемпературна система опалення), які були отримані нами в роботах [7, 166,167,168, 169].

Вартість виробленої ТНУ теплоти визначається як

$$c_{\rm T} = \frac{\sum_{k=1}^{n} Z_k + c_{\rm e} \tau_{\rm exc} N_{\rm \tiny KM}}{Q_{\rm \tiny K} \tau_{\rm \tiny exc}}, \qquad (6.13)$$

де Z_k – капітальна вартість елементів ТНУ;

k – кількість основних елементів ТНУ, включаючи ГТ.
Час роботи ТНУ в опалювальний період прийнято рівним т_{екс} = 4320 год.

Для встановлення взаємозв'язку між $c_{\rm T}$ і деструкцією ексергії необхідно скористатися залежністю споживаної потужності приводу компресора від функції E_{D}^{cym} і ексергетичного ККД установки η^{ex}

$$N_{\rm \tiny KM} = \frac{E_D^{\rm cym}}{(1-\eta^{ex})} = \frac{\sum_{k=1}^m E_{D,k}}{(1-\eta^{ex})}.$$
(6.14)

3 урахуванням (6.14) вираз (6.13) змінюється таким чином

$$c_{\mathrm{T}} = \frac{1}{Q_{\mathrm{K}} \tau_{\mathrm{exc}}} \left[\sum_{k=1}^{n} Z_{k} + \frac{c_{\mathrm{e}} \tau_{\mathrm{exc}}}{(1-\eta^{\mathrm{ex}})} \sum_{k=1}^{m} E_{D,k} \right]$$

На рис. 6.19 показано зміна вартості виробленої теплоти ТНУ для кожного місяця опалювального періоду.



жовтень листонад грудень степь лотии серезень

Рис. 6.19. Вартість теплоти с_т для кожного місяця опалювального періоду

Як видно з рис. 6.19, вартість виробленої теплоти в значній мірі залежить від місяця експлуатації ТНУ. У жовтні вона помітно нижче, ніж в січні. Однак до березня вартість знижується, але залишається все ж вище, ніж в листопаді, коли середньомісячна температура навколишнього середовища на 1 °C нижче. Такий результат виявляється дещо несподіваним, оскільки логічно припустити, що при підвищенні температури навколишнього середовища вартість виробленої теплоти ТНУ повинна знижуватися, але цього не відбувається. Це викликано зміною споживаної потужності приводу компресора $N_{\rm KM}$ і теплопродуктивності теплового насоса $Q_{\rm K}$ протягом опалювального періоду. Так, до березня $Q_{\rm K}$ знижується відносно листопада при практично однакових значеннях $N_{\rm KM}$.

Пояснити це можна за результатами термодинамічного аналізу ТНУ, який дозволяє також встановити взаємозв'язок між термодинамічною досконалістю кожного елемента і вартістю теплоти, що вироблено установкою.На рис. 6.20

наведено зміни деструкції ексергії в елементах ТНУ і їх сумарного значення протягом опалювального сезону.



жовтень листопад грудень січень лютий березень

Рис. 6.20. Змінення абсолютних значень деструкції ексергії протягом опалювального сезону

З рис. 6.20 видно, що деструкція ексергії в компресорі $E_{D,KM}$ вносить істотний внесок в значення E_D^{cym} , зміна якого в точності повторює характер зміни $E_{D,KM}$ (збільшується до січня і знижується до березня).

Зменшення деструкції в випарнику до кінця опалювального сезону можна пояснити тим, що відбір теплоти від масиву ґрунту до березня знижується внаслідок його виснаження. Відповідно зменшується різниця між температурою випаровування і температурою холодоносія на виході з випарника, а також теплова потужність установки. Деструкція ексергії в конденсаторі, навпаки, до січня знижується, а до березня підвищується, що відповідно збільшує її внесок у вартість виробленої теплоти.

Слід зазначити, що на характер зміни деструкції протягом року впливає зміна температури навколишнього середовища. Облік цього чинника при розрахунку деструкції ексергії в елементах важливий, оскільки результати розрахунку при $T_{\rm Hc}$ = const і $T_{\rm Hc}$ = var можуть бути прямо протилежними. Як зазначено в роботі [184], для теплонасосних опалювальних систем домінуючими ексергетичними втратами за опалювальний період з урахуванням зміни температу-

ри атмосферного повітря, є втрати у випарнику. У той час як розрахунки при $T_{\rm hc}$ = const показують на домінуючу незворотність в компресорі і дроселі.

6.3. Висновки по розділу 6

1 Запропонована експрес- методика проектування горизонтального ґрунтового теплообмінника дозволяє визначати умови ефективного використання енергії приповерхневого ґрунту з урахуванням взаємного впливу режимів теплоспоживання об'єкта і відбору теплоти з ґрунтового масиву протягом усього періоду експлуатації ТНУ, а також визначати вартість виробленої установкою теплоти. При цьому в комплексі враховується можливість варіативності глибини закладення ГТ і кроку паралельних ділянок труби [47, 171].

2 Незважаючи на надзвичайно складний характер теплообміну поверхні грунту і приземних шарів повітря, при аналізі теплового стану ґрунту температура повітря може бути використана в якості граничних умов першого роду на поверхні ґрунту [166, 168, 169, 170].

3 Використання граничних умов третього роду на поверхні ґрунту не виправдано у зв'язку з неоднозначністю визначення коефіцієнта тепловіддачі і невеликими відмінностями температури повітря від температури поверхні ґрунту. Останнє обумовлено тією обставиною, що значення критерію Біо на поверхні ґрунту може досягати величин більше 100, що відповідно до теорії теплопровідності зводить граничні умови третього роду до граничних умов першого роду [170].

4 Для розрахунку теплової потужності ґрунтового теплообмінника при проектуванні теплонасосної установки запропоновано використовувати модернізовану формулу Форхгеймера, а саме застосовувати у формулі температуру ґрунту га глибині закладання ГТ в залежності від періоду рок роботи установки [47].

5 Добові коливання температури виявляються на глибині до 1 м. Тому вони можуть не враховуватися при аналізі теплозбирання ГТ, який розташовується зазвичай на глибинах від 1,5 до 2 м [166, 167, 170].

ВИСНОВКИ

У дисертації запропоновано теоретичне обґрунтування і вирішення науково-прикладної проблеми створення нових методів термодинамічного аналізу і термоекономічної оптимізації систем термотрансформації, що забезпечують їх раціональне проектування і конкурентоспроможне впровадження на нових і модернізованих об'єктах малої енергетики, харчової промисловості та житловокомунальної сфери.

В результаті проведених досліджень отримані наступні наукові і практичні результати.

1. Застосування розробленої автором універсальної термоекономічної моделі парокомпресорних термотрансформаторів дозволило зробити висновок щодо нерівнозначності вартості термічної та механічної складових ексергії, а також визначити грошові витрати на компенсацію від втрат, зумовлених незворотністю теплових процесів та наявністю гідравлічних опорів по тракту руху холодоагенту, при різних умовах навколишнього середовища.

2. Розроблено термодинамічні моделі прогнозування режимних параметрів парокомпресійних чилерів і теплових насосів, які засновані на використанні статистичної інформації про значення дисипативних втрат в реальних циклах, що дозволило:

- отримати узагальнені залежності термічного опору теплообмінних апаратів сучасних моделей чилерів і теплових насосів різної холодопродуктивності (від 9 кВт до 150 кВт);
- знаходити співвідношення між температурою випаровування і конденсації для широкого діапазону зміни масштабного фактора установки, при якому спостерігається максимальний холодильний коефіцієнт;
- створити базу даних про реальні значення втрат від незворотності в сучасному холодильному та тепло насосному обладнанні для широкого діапазону зміни масштабного фактора установки. Ці дані можуть залучатися як порівняльні еталонні значення незворотних втрат при діагностиці ефе-

ктивності холодильних машин і теплових насосів (база даних справного стану установки);

 оцінити характер розподілу різних видів незворотних втрат в залежності від продуктивності установки.

3. На основі чисельної реалізації запропонованих термодинамічних моделей виявлено умови, що дозволяють забезпечити зниження енергоспоживання чилерів і теплових насосів при роботі в режимі частковим навантаженням за рахунок вибору оптимального співвідношення між витратою теплоносіїв у випарнику і конденсаторі. Встановлено, що для підвищення енергетичної ефективності чилера в режимі роботи з частковим навантаженням відношення витрати теплоносія (води) через конденсатор до витрати води через випарник має бути не менше 2, при цьому ефективність збільшується на 5 %.

4. Отримала розвиток методологія системно-структурного аналізу парокомпресорних термотрансформаторів в частині розробки універсального графічного інструментарію термоекономічної оптимізації. В роботі вперше запропоновано використовувати С-криві при аналізі та оптимізації технічних систем, зокрема технологічних схем систем термотрансформації. Запропонована методика узагальненого аналізу і оптимізації позакритичних і докритичних парокомпресорних циклів термотрансформаторів, що дозволяє на етапі передпроектних розробок систем вирішувати задачу спрямованого пошуку найбільш раціональних технологічних схем з урахуванням структурно-топологічних особливостей їх обладнання.

5. Запропоновано єдиний методологічний підхід до визначення монетарної вартості потоків, в основі котрого лежить запис вартісних балансів для потоків «продукт» і «паливо» елемента. Це дозволило для опису процесу формування вартості цільового продукту термотрансформатора, визначити вартість деструкції ексергії з рішення рівнянь вартісних балансів.

6. Розкрито механізм взаємного впливу внутрішньої та зовнішньої незворотності в дійсному циклі, зокрема досліджено ефект взаємодії складових ексергетичних втрат в елементах XM і його вплив на максимальну ексергетичну ефективність.

7. З метою покрокового удосконалення систем термотрансформації розроблено комплексний підхід на основі побудови термоекономічних моделей і побудови регресійних моделей узагальнених ексергетичних характеристик установки від визначальних факторів процесу з використанням методів теорії планування експерименту. Це дозволило формалізувати результати поглибленого термодинамічного аналізу, виробити практичні рекомендації щодо зміни конструктивних характеристик елементів установки в залежності від значень складових деструкції ексергії.

8. Для побудови тополого-ексергетичних термоекономічних моделей на основі методу графів запропоновано методики декомпозиції ексергетичних потоків для парокомпресійних, повітряно-компресійних холодильних машин і теплових насосів, а також когенераційних установок.

9. На основі теорії планування експерименту побудовано регресійні моделі ексергетичних характеристик когенераційної установки з урахуванням взаємопов'язаного впливу визначальних факторів термодинамічних процесів. Побудовані моделі дозволили провести узагальнення результатів різноманітних розрахунків ексергетичних показників когенераційної установки. Такий підхід значною мірою полегшує побудову підсумкової діаграми, в якій відображається характер розподілу ексергетичних втрат за елементами щодо причин, які зумовили ці втрати (нерівноважний теплообмін, що неізоентропний характер стиснення і т.п.).

10. Запропонований експрес підхід до проектування горизонтального грунтового теплообмінника, який дозволяє визначати умови ефективного використання енергії приповерхневого ґрунту з урахуванням взаємного впливу режимів теплоспоживання об'єкта і відбору теплоти з ґрунтового масиву протягом усього періоду експлуатації ТНУ, а також визначати вартість виробленої установкою теплоти. При цьому в комплексі враховується можливість варіативності глибини закладення ГТ і кроку паралельних ділянок труби. 11. На основі запропонованого методу визначення реальних термодинамічних втрат парокомпресорних термотрансформаторів при роботі з повним і частковим навантаженням з визначенням параметрів циклу за обмеженою кількістю вихідної інформації розроблено методику моніторингу теплонасосної установки. Методика дозволяє в режимі реального часу тестувати роботу установки шляхом порівняння її ефективності з еталонними значеннями, проводити її повний ексергетичний аналіз та виявляти «вузькі місця», в яких ймовірно можуть бути несправності ТНУ.

12. За результатами тестування роботи теплового насоса виявлено, що модель теплового насоса VMN430L експлуатується в умовах невідрегульованого режиму дефростації. Це призводить до наростання на випарнику льоду та різкого зниження температури випаровування (до -20 °C). Це призводить до збільшення втрат від незворотності в циклі на 7,3 \div 10 % в порівнянні з еталонним режимом роботи. Крім того, модель VMN430L має низьку ефективність в умовах роботи при температурах зовнішнього повітря від мінус 5 до 0 °C і вологості повітря 80 \div 85 %. Дано рекомендації щодо режимів роботи теплонасосної установки, які дозволяли підвищити її ефективність.

13. Розвинені та вдосконалені наявні методи, практичні результати, методики та рекомендації використовувались в Інституті відновлюваної енергетики (м. Київ), ТОВ «Комфорт+Сервіс» (м. Харків), ПАТ Науково – виробниче підприємство «Холод» (м. Харків), Науково-технічному центрі Інженерної академії України (м. Харків) та у громадських організаціях «Нова енергія» і «Агенція локальних ініціатив» (м. Харків), що підтверджується відповідними довідками та актами впровадження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Одесса: Студия «Негоциант», 2006. 712 с.

2. Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы/ Одесса: Негоциант. 2002. 152 с.

3. Морозюк Т. В. Водоаммиачные термотрансформаторы (теория, анализ, синтез, оптимизация): дис....доктора техн. наук: 05.14.06/ Одесса. 2001. 384 с.

4. Kotas T. J. The Exergy Method of thermal plant analysis/ Buterworths, London, UK, 1985. 260 p.

5. Бродянский В. М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения/ М.: Энергоатомиздат, 1988. 288 с.

6. Бродянский В.М. Доступная энергия Землии устойчивое развитие систем жизнеобеспечения. 2. Ресурсы Земли/ Технические газы. 2011. №3. С. 48 – 63.

7. Системно - структурный анализ парокомпрессорных термотрансформаторов/ Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова. НАН Украины, Институт проблем машиностроения. Харьков, 2014. 269 с.

Термоэкономическая диагностика и оптимизация парокомпрессорных термотрансформаторов / Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов. Харьков: ЧП «Технологический Центр», 2016. 160 с.

9. Эль Саид И. М., Эванс Р. Б.Термоэкономика и проектирование тепловых систем// Труды американского общества инженеров механиков. Энергетические машины. 1970. № 1. С. 22 – 31.

10. Эль Саид И. М., Апленк А. Применение термоэкономического подхода для анализа и оптимизации испарительно-компрессионой системы опреснения// Труды американского общества инженеров механиков. Энергетические машины. 1970. №1. С. 32 – 42.

11. Оносовский В. В. Оптимизация холодильной установки с оборотным водоснабжением // Холодильная техника. 1987. № 8. С. 31 – 35. Оносовский В. В., Лещенко В.Ф. Проектирование Холодильных установок на основе динамической оптимизации// Холодильная техника. 1987. № 5. С.35 – 40

Оносовский В. В., Крайнев А. А. Пути снижения затрат на эксплуатацию одноступенчатых холодильных установок // Холодильная техника. 1980. № 5. С. 11 – 16.

14. Оносовский В. В., Ротгольц Е. А. Оптимизация режима работы двухступенчатой холодильной установки// Холодильная техника. 1980. № 12. С. 60-64.

Оносовский В. В. Оптимизация холодильных установок с учетом сезонных колебаний температуры окружающей среды // Холодильная техника. 1981. № 5. С. 19 – 24.

16. Оносовский В. В., Ротгольц Е. А. Комплексная оптимизация холодильных установок, обслуживающих камеры хранения мороженого мяса // Холодильная техника. 1984. № 6. С. 18 – 23.

17. Оносовский В. В., Сергуткин С. В. Комплексная оптимизация судовых холодильных установок // Холодильная техника. 1986. № 10. С. 21–25.

18. Wall G. Optimization of Refrigeration Machinery/ G. Wall // International Journal of Refrigeration. – 1991. – Vol. 14. – P. 336 – 340.

19. Wall G. Thermoeconomic Optimization of a Heat pump System/
G. Wall // Energy Journal. 1986. Vol. 11, № 11(10). P. 957 – 967.

20. Мацевитый Ю. М., Чиркин Н. Б., Кузнецов М. А. Термоэкономический анализ теплонасосной системы теплоснабжения// Проблемы машиностроения. 2010. Т. 13, № 1. С. 42–51.

21. Горленко А. М. Термоэкономический анализ и оптимизация многоцелевых энерготехнологических систем// Промышленная энергетика. 1986. №9. С. 2 – 7.

22. Марьямов А. Н., Бородянский Б. М. К решению задач оптимизации в холодильном машиностроении// Холодильная техника. 1983. № 4. С. 47–48.

23. Харлампиди Д.Х., Тарасова В.А., Кузнецов М.А. Современные методы термоэкономического анализа и оптимизации холодильных установок [Текст]// Технические газы. 2015. № 6. С. 55-63.

24. Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / М.: Наука, 1976. 280 с.

25. Эксплуатационные характеристики теплонасосной установки типа ХМ-ФУ40-1/ Р.М. Островецкий, В.Д. Санжимитбин, О.К. Калмыков, Е.В. Матушевский. Энергетика и электрификация. №3. 1992. С. 50 – 52.

26. Харлампиди Д.Х., Тарасова В.А., Шерстюк А.В. Термоэкономическое обоснование модернизации холодильного парокомпрессорного оборудования // Технические газы. 2015. №1. С. 46 – 55.

27. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия /М.: Энергия, 1968. 278 с.

 Boer D. Exergy and Structural Analysis of an Absorption Cooling Cycle and the Effect of Efficiency Parameters // Int. Journal of Thermodynamics. Vol. 8 (4).
 2005. P. 191 – 198.

29. D'Accadia M. D., Vanoli L. Thermoeconomic Optimization of the Condenser in Vapor Compression Heat pump // Int. Journal of Refrigeration. 2004. № 27. P. 433–441.

30. Dingec H., Ileri A. Thermoeconomic optimization of simple refrigerators // Int. Journal Energy Resech. 1999. №23. P. 949 – 962.

31. Seyydi S. M., Ajam H., Farahat S. New Approach for Optimization of Thermal Power Based on Exergoeconomic Analysis and Structural Optimization Method: Application to the CGAM Problem// Energy Conversion and Management. 2010. №51. P. 2202 – 2211.

32. Шерстюк А. В., Харлампиди Д. Х., Тарасова В.А. Модернизация холодильной машины на основе термоэкономического похода [Текст] // Вісник НТУ «ХПІ». 2013. №12 (986). С. 145- 150.

33. Selbas R., Kizilkan O., Sencan A. Thermoeconomic Optimization of Subcooled and Superheated Vapor Compression Refrigeration Cycle // Energy. 2006. N_{231} (12). P. 1772 – 1792.

34. Шерстюк О.В. Експериментально-теоретичне обґрунтування та впровадження раціональних шляхів модернізації холодильного парокомпрессорного обладнання. Дис....канд. техн. наук: 05.14.06/ Харків. 2015. 195 с. 35. Lozano M. A., Valero A. Theory of Exergetic Cost// Energy. 1993. № 18(9).
P.939 – 960.

36. On the cost formation process of the residues / C. Torres, A. Valero,V. Rangel, A. Zaleto // Energy. 2008. Vol. 33. P. 144–152.

37. D'Accadia M.D., De Rossi F. Thermoeconomic Optimization of Refrigeration Plant //Int. Journal of Refrigeration. 1998. № 21. P. 42–54.

38. Янтовский Е. И. Потоки энергии и эксергии / Наука, 1988. 144 с.

39. Цирлин А. Н. Методы оптимизации в необратимой термодинамике и микроэкономике / М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. 416 с.

40. Морозюк Т.В., Тсатсаронис Дж. Теория разделения деструкции эксергии на внутренне и внешне-зависимые части// Промышленная теплотехника. 2006. Т. 28, № 6. С. 94–99.

41. Орлов В. Н., Руденко А.В. Оптимальное управление в задачах о предельных возможностях необратимых термодинамических процессов// Автоматика и телемеханика. 1985. № 5. С. 7 – 41.

42. Линецкий С. Б. О предельных возможностях циклов холодильных машин и тепловых насосов// Изв. вузов СССР. Энергетика и транспорт. 1985. № 6. С. 124 – 134.

43. Feidt M. Thermodynamics applied to reverse cycle machines, a review// Int. Journal of Refrigeration. 2010. № 33. P. 1327–1342.

44. Chiou J.S., Liu C.J., Chen C.K. The performance of an irreversible Carnot refrigeration cycle// Journal of Physics D: Applied Physics. 1995. №28. P. 1314–1318.

45. Li. J., ChenI., Sun F. Fundamental Optimal Relation of Generalized Irreversible Carnot Heat pump with Complex Heat Transfer Law// Pramana Journal of Physics. 2010. Vol. 74, № 2. P. 219–230.

46. Gordon J. M., Ng K. C. Cool thermodynamics. The engineering and physics of predictive, diagnostic and optimization methods for cooling systems / Cornwall. England: MPG Books Ltd., 2001. 276 p.

47. Инновационные системы термотрансформации. Анализ. Синтез. Оптимизация/ Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М.А. Кузнецов // Харьков: ЧП «Технологический центр», 2018. 192 с. – ISBN: 978-617-7319-15-2.

48. Yuehong B., Lingen Ch., Fengrui S. Exergetic efficiency optimization for irreversible heat pump working on Brayton cycle // Pramana journal of physics. 2010. Vol. 74. № 3. P. 351–363.

49. Соколов Е. Я., Бродянский В. М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения / М.: Энергоиздат, 1981. 320 с.

50. Гохштейн Д.П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок. М.:Энергия. 1969. -368 с.

51. Nooman A. M., Miller N. R., Bullard C.W. Fault Detection and Diagnosis in Air Conditioners and Refrigerators// Air Conditioning and Refrigeration Center University of Illinois Mechanical & Industrial Engineering Dept. 1999. P. 101.

52. Grimmelius H.T., Woud J.K., Been G. On-line failure diagnosis for compression refrigeration plants// Int. J.Refrigeration. 1995. Vol. 18. P. 31 – 41

53. Rossi T.M., Braun J.E. A statistical rule-based fault detection and diagnostic method for vapor compression air conditioners// HVAC&R Research. 1997. Vol. 3.
P. 19 – 37.

54. Li H., Braun J.E. A Methodology for Diagnosing Multiple Simultaneous Faults in Vapor-Compression Air. Conditioners // HVAC&R Research. 2007. Vol. 13.
P. 369 – 395.

55. Piacentino A., Talamo M. Critical analysis of conventional thermoeconomic approaches to the diagnosis of multiplefaults in air conditioning units: capabilities, drawbacks and improvement directions. A case study for an air-cooled system with 120 kW capacity // International Journal of Refrigeration. 2013. Vol. 36. (Issue 1). P. 24 - 44.

56. Frangopoulos C. A. Thermo-economic Functional Analysis and Optimization// Energy. 1987. № 12(7). P. 563 – 571.

57. Morosuk T., Tsatsaronis G. Advansed exergoeconomic analysis of refrigeration machine: Part 1. Methodology and first evaluation// Proc. 2011 Int. Mech. Eng. Congress at Denver (USA), 2011. P. 1 - 10.

58. On the Negenthropy Application in Thermoeconomics: A Fictitious or an Exergy Component Flow? / J. Santos, M. Nascimento, E. Lora, A.M. Reyes// International Journal of Thermodynamics. 2009. Vol. 12, № 4. P. 163 – 176.

59. Тарасова В.А., Харлампиди Д.Х. Сравнительный анализ термоэкономических моделей формирования эксергетической стоимости холода [Текст] // Технические газы. 2013. №6. С. 55 – 63.

60. Харлампиди Д.Х., Тарасова В.А. Термоэкономическая диагностика парокомпрессорной холодильной машины // Технические газы. 2013. №1. С. 30 – 39.

61. Харлампиди Д.Х., Тарасова В.А., Харлампиди Х.Э. Вопросы структурного термодинамического анализа парокомпрессионных термотрансформаторов // Вестник Казанского технологического университета. 2013. Т 16, № 5. С. 82–88.

62. Morosuk T. Elements of exergoeconomics for the analysis of compressor heat pump// Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources: VI Minsk International Seminar, 12–15 September 2005. Minsk, Belarus, 2005. P. 403–409.

63. Тарасова В.А. Сравнительный анализ термоэкономических моделей парокомпрессионной теплонасосной установки // Вісник НТУ «ХПІ» 2015, №16 (1125). с. 97–107.

64. Тарасова В. А., Харлампиди Д. Х. Термоэкономическая модель теплонасосной установки на основе негэнтропийного подхода к формированию стоимости целевого продукта// Проблемы машиностроения. 2014. Т. 17, №4. С. 10 – 16.

65. Structural theory and thermoeconomic diagnosis. Part 1. On malfunction and dysfunction analysis / C. Torres, A. Valero, L. Serra, J. Royo // Energy Conversion and Management. 2002. Vol. 43, № 9. P. 1503–1518.

66. On the cost formation process of the residues / C. Torres, A. Valero,V. Rangel, A. Zaleto // Energy. 2008. Vol. 33. P. 144–152.

67. Torres C. On the Cost Formation Process of the Residues// In Proceedings of the 19th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and

377

Environmental Impact of Energy Systems. Crete (Greece), July 12-14. 2006. P. 415–424.

68. Valero A., Uson S., Torres C. Application of thermoeconomics to industrial ecology// Entropy. 2010. № 12. P. 591–612.

69. Dincer I., Rosen M. A. Exergy: energy, environment and sustainable development / Elsevier Ltd. Second edition, 2013. 547 p.

70. Thermodynamic analysis of air-compression refrigerating machine based on the exergy cost theory / D. Kharlampidi, V. Tarasova, M. Kuznetsov, E. Voytenko// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 5, № 8 (89). P. 30–38.

71. Piacentino A., Catrini P. On Thermoeconomic diagnosis of a fouled direct expansion coil: effects of induced malfunctions on quantitative performance of the diagnostic technique// Journal of sustainable development of energy, water and environment systems. 2017. Vol. 5, No 2. P. 177–190.

72. Термоэкономический подход к диагностике холодильных машин и тепловых насосов/ Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, А. В. Шерстюк, В.А. Тарасова // Холодильная техника и технология. 2013. № 5 (145). С. 39–44.

73. Термоэкономический подход к диагностике холодильных машин и тепловых насосов / Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, А. В. Шерстюк// Труды IX Международной научно-технической конференции «Современные проблемы холодильной техники и технологии», 10-12 сентября 2013 г., г. Одесса. С. 21–23.

74. Морозюк Т. В., Тсатсаронис Дж. Углубленный эксергетический анализ – современная потребность оптимизации энергопреобразующих систем// Промышленная теплотехника. 2005. Т. 27, № 2. С. 88 – 92.

75. TAESS – Thermoeconomic Analysis of Energy Systems Software. http://www.exergoecology.com/taess.

76. Kharlampidi D. Kh., Tarasova V. A., Kuznetsov M. A. Method for thermoeconomic modernization of refrigeration plants // Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources: proc. of the X Minsk International Seminar, 10-13

September 2018, Minsk, Belarus. Minsk, Belarus: HMTI of NASB, 2018. P. 423–430.

77. Lemmon E.W., Huber M. L., McLinden M. O. NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP Version 8.0 // NIST Standard Reference Database 23. National Institute Standards and Technology. USA, Boulder, Colorado. 2007. 51 p.

78. Эксергоэкономический анализ систем / Ф. Чеджне, В. Ф. Флорес,
Дж. К. Ордонес, Е. А. Ботеро // Теплоэнергетика. 2001. № 1. С. 74–79.

79. Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О., Костіков А. О. Термоекономічний аналіз когенераційної установки на основі теорії ексергетичної вартості // Вестник НТУ «ХПИ», Серия: Новые решения в современных технологиях. Харьков: НТУ «ХПИ». 2018. № 45 (1321). С. 59 – 69.

80. CGAM Problem: Definition and Conventional Solution/ A. Valero, M. A. Losano, G. Tsatsaronis, J. Pisa, C. Frangopoulos, M.R. Von Spakovsky / Energy. 1994. Vol. 19. №3. P. 279–286.

81. Physical processes and technical means for using the thermal energy of the alternative sources / L.L. Vasiliev, V.V. Solovei, D. Kh. Kharlampidi, V.A. Tarasova, A.A Stachel, T. Kujawa, V.A. Zhuravlev, A.P. Tsitovich, E.V. Kostenko// Journal of Engineering Physics and Thermophysics, Vol. 88, No. 5, September, 2015. P.1100 – 1109.

82. Харлампиди Д.Х., Тарасова В.А. К вопросу применения воздушного теплонасосного цикла Брайтона для систем теплохладоснабжения станций метрополитенов // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2012. № 4 . С. 40 – 48.

83. Применение воздушного теплонасосного цикла Брайтона для систем теплохладоснабжения станций метрополитена/ С. Н. Омеличкин, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов // Фізико-технічні проблеми енергетики та шляхи їх вирішення 2017 (ФТПЕШВ-2017): матеріали всеукр. наук.-техн. конф., 20-21 червня 2017 р., Харків. Харків: ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2017. С. 39–40.

379

84. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Применение воздушного теплонасосного цикла Брайтона // XV Международная научно-техническая конференция «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования», 14 - 17 сентября, 2015. Харьков, 2015. 8 с. 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

85. Использование низкопотенциальных источников тепла с помощью термотрансформаторов/ Л. Л. Васильев, В. В. Соловей, Д. Х. Харлампиди, А. С. Журавлёв, В. А. Тарасова, Л. А. Драгун, О. С. Филатова, А. П. Цитович // Тепло- и массоперенос. 2013. Сборник научных трудов, 2014. С. 17 – 23.

86. Аналіз термодинамічної ефективності повітряно-компресійних теплонасосних установок для систем теплохолодопостачання станцій метрополітену / С. М. Омелічкін, Д. Х. Харлампіді, В. О. Тарасова, М. О. Кузнецов// Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: матеріали XVIII міжнар. наук.-практ. конф., 27-29 вересня 2017 р., Київ. Київ: IBE НАНУ, 2017. С. 645– 648.

87. Применение воздушного теплонасосного цикла Брайтона для систем теплохладоснабжения станций метрополитена / С. Н. Омеличкин, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов // Фізико-технічні проблеми енергетики та шляхи їх вирішення 2017 (ФТПЕШВ-2017): матеріали всеукр. наук.-техн. конф., 20-21 червня 2017 р., Харків. Харків: ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2017. С. 39–40.

88. Утилизация теплоты низкотемпературных альтернативных источников энергии с помощью теплотрансформаторов / Л. Л. Васильев, В. В. Соловей, Д.Х. Харлампиди, А. С. Журавлёв, Л. А. Драгун, В.А. Тарасова, А. П. Цитович// Инженер-механик. Республиканский межотраслевой производственно практический журнал. 2014, №2(63). С. 21 – 26.

89. Гелиосистема отопления с двухфазной многокомпонентной жидкостью/
Л. Л. Васильев, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, А. С. Журавлёв,
М. А. Кузнецов, Л. П. Гракович, М. И. Рабецкий // Современные проблемы ма-

шиноведения: материалы XII междунар. науч.-техн. конф., 22-23 ноября 2018 г., Гомель, Беларусь. Гомель, Беларусь: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2018. С. 223 – 225. 90. Харлампиди Д.Х., Тарасова В.А., Кузнецов М. А. Определение температуры охлаждения в сверхкритическом цикле парокомпрессорной холодильной машины с использованием термоэкономического похода// Технические газы. 2017. Т. 17, № 1. С. 47–59.

91. Мартыновский В. С. Циклы, схемы и характеристики трансформаторов / М.: Энергия, 1979. 288 с.

92. Мартыновский В. С., Мельцер Л. З., Шнайд И. М. Энергетическая эффективность различных генераторов холода. Холодильная техника. 1961. № 6. С. 11–16.

93. Якобсон В.Б. Малые холодильные машины. М.: Пищевая промышленность. 1977. 359 с.

94. Проценко В. П., Сафонов В. К. Определение холодильного коэффициента и эксергетического КПД одноступенчатых компрессорных холодильных машин // Холодильная техника. 1986. №5. С. 29–32.

95. Лавренченко Г. К. Оптимальные температуры охлаждения в циклах парокомпрессорной холодильной машины// Технические газы. 2016 Т.16, № 2.
С. 17–23.

96. Быков А. В., Калнинь И. М., Крузе А. С. Холодильные машины и тепловые насосы. Повышение эффективности. М.: Агропромиздат, 1988. 287 с.

97. The performance of a transcritical CO_2 cycle with an internal heat exchanger for hot water heating/ S. G. Kim, Y. J. Kim, G. Lee, M. S. Kim // International Journal of Refrigeration. 2005. Vol. 28, No 7. P. 1064–1072.

98. Brown J. S., Yana-Motta S. F., Domansky P. A. Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R-134a// International Journal of Refrigeration. 2002. Vol. 25. P. 19–32.

99. Chen Y., Gu J. J. The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers// International Journal of Refrigeration. 2005.
Vol. 28, № 8. P. 1238–1249.

100. Thermoeconomic optimization of supercritical refrigeration system with the refrigerant R744 (CO₂) [Text] / M. A. Kuznetsov, D. Kh. Kharlampidi, V.A. Tarasova, E. N. Voytenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. №6/8 (94). 2016. P. 24–32.

101. Методика термодинамічної оптимізації надкритичного циклу термотрансформатора/ Є. М. Войтенко, М. О. Кузнецов, В. О. Тарасова, Д. Х. Харлампіді // Фізико-технічні проблеми енергетики та шляхи їх вирішення 2017 (ФТПЕШВ-2017): матеріали всеукр. наук.-техн. конф., 20-21 червня 2017 р., Харків. Харків: ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2017. С. 27–28.

102. Визначення оптимальної температури охолодження у надкритичному циклі термотрансформатора/ Є. М. Войтенко, М. О. Кузнецов, В. О. Тарасова, Д. Х. Харлампіді // Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: матеріали XVIII міжнар. наук.-практ. конф., 27-29 вересня 2017 р., Київ. Київ: ІВЕ НАНУ, 2017. С. 649–653.

103. Оносовский В. В. Моделирование и оптимизация холодильных установок / Л.: Ленинград. технолог. ин-т холодил. пром-ости, 1990. 205 с.

104. Оносовский В. В., Крайнев А. А. Выбор оптимального режима работы холодильных машин и установок с использованием метода термоэкономического анализа// Холодильная техника. 1978. № 5. С. 13–20.

105. Краснощеков Е. А., Кураева И. В., Протопопов В. С. Экспериментальное исследование местной теплоотдачи двуокиси углерода сверхкритического давления в условиях охлаждения// Теплофизика высоких температур. 1969. Т.7, № 5. С. 922–930.

106. Ortiz T. M., Li D., Groll E. A. Evaluation of the performance potential of CO_2 as a refrigerant in air-to-air air conditioners and heat pumps: system modeling and analysis. Final report/ Arlington, Virginia: Air-conditioning and Refrigeration Technology Institute, 2003. 205 p.

107. Петухов Б. С., Кириллов В. В. К вопросу о теплообмене при турбулентном течении жидкости в трубах // Теплоэнергетика. 1958. № 4. С. 63–68.

108. Краснощеков Е. А. Экспериментальное исследование теплообмена двуокиси углерода в сверхкритической области при больших температурных напорах / Е. А. Краснощеков, В. С. Протопопов // Теплофизика высоких температур. – 1966. – Т. 4, № 3. – С. 389–398.

109. Краснощеков Е. А., Сукомел А. С. Задачник по теплопередаче. М.: Энергия, 1975. 280 с.

110. Филоненко Г. К. Гидравлическое сопротивление трубопроводов // Теплоэнергетика. 1954. № 4-5. С. 40–44.

111. Rezayan O., Behbahaninia A. Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems// Energy. 2011. Vol. 36. P. 888–895.

112. Fazelpour F., Morosuk T. Exergoeconomic analysis of carbon dioxide transcritical refrigeration machines // International Journal of Refrigeration. 2013. Vol. 30. P. 1–12.

113. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. М.: Энергия, 1975. 488 с.

114. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов, Н. М. Медникова; под ред. А. А. Гоголина. Л.: Машиностроение, 1973. 328 с.

115. Холодильные машины / Н. Н. Кошкин, И. А. Сакун, Е. М. Бамбушек и др.; под ред. И. А. Сакуна. Л.: Машиностроение, 1985. 510 с.

116. Кузнецов М. А. Термоэкономический анализ теплонасосной сушильной установки // Проблемы машиностроения. 2012. Т. 15, № 1. С. 36–42.

117. Кузнецов М. О., Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О. Вплив вологості повітря на термоекономічні показники кондиціонерів // Сучасні проблеми холодильної техніки та технології: зб. тез допов. XI міжнар. наук.-техн. конф., 21-22 вересня 2017 р., Одеса. Одеса: ОНАХТ, 2017. С. 63–65.

118. Прохоров В. И., Шилклопер С. М. Метод вычисления эксергии потока влажного воздуха // Холодильная техника. 1981. № 9. С. 37–41.

119. Методика эксергетического анализа парокомпрессорных холодильных и теплонасосных установок/ Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди,

383

В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов // XV Минский междунар. форум по тепло- и массообмену, 23-26 мая 2016 г., Минск, Беларусь: тез. докл. и сообщ. Минск, Беларусь: ИТМО НАНБ, 2016. Т. 3. – С. 359–363.

120. Lee T.S. Second-Law Analysis to Improve the Energy Efficiency of Screw Liquid Chillers // Entropy. 2010. № 12. P. 375 – 389.

121. Таубман Е. И. Анализ и синтез теплотехнических систем. М.: Энергоатомиздат, 1983. 176 с.

122. Харлампиди Д.Х. Системно-структурный анализ, диагностика и оптимизация парокомпрессионных циклов с необратимыми процессами термотрансформации. дис....доктора техн. наук: 05.14.06. Харьков. 2013, 385 с.

123. Application of graphic apparatus of C-curves for the analysis and optimization of supercritical cycles thermotransformers/ D. Kh. Kharlampidi, V.A. Tarasova, M. A. Kuznetsov, S. N. Omelichkin// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. №. 5/8 (83). 2016. P. 20-25.

124. Братута Э. Г., Шерстюк А. В., Харлампиди Д. Х. Оптимальные условия реализации сверхкритических циклов холодильных машин и тепловых насосов // Технические газы. 2011. №. 6. С. 9–14.

 Cecchinato L., Corradi M., Minneto S. A critical approach to the determination of optimal heat pressure in transcritical systems// Applied Thermal Engineering.
 Vol. 30. P. 1812–1823.

126. Minimization COP loss from optimal high pressure correlation for transcritical CO₂ cycle/ L. Yang, H. Li, S. W. Cai, Ch. L. Zhang // Applied Thermal Engineering.
2015. Vol. 89. P. 659–662.

127. Thermoeconomic design optimization of a thermo-electric energy storage system based on transcritical CO₂ cycles / M. Morandin, M. Mercangöz, J. Hemrle, F. Marechal, D. Favrat // Energy. 2013. Vol. 58. P. 571–587.

128. Анализ и синтез схемно-циловых решений вакуумно-испарительных теппонасосных установок/ Д. Х. Харлампиди, В.А. Тарасова, М. А. Кузнецов, С.Н. Омеличкин// Технические газы. 2017. Т. 17, № 5. С. 16–26. 129. Термоекономічний аналіз вакуумно-випарного термотрансформатора для системи охолодження ТЕС і АЕС / Харлампіді Д.Х., Тарасова В.О., Кузнецов М.О., Омелічкін С.М.; Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины: официальный сайт // Совершенствование энергоустановок методами математического и физического моделирования, 10-14 сентября, 2017 г.: тез. докладов XVI международной научно-технической конференции. 1 с. Режим доступа: http://ipmach.kharkov.ua/ downloads/ conferences /WL2017.pdf. 130. Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О., Кузнецов М. О. Розробка вакуумновипарного теплового насосу для системи охолодження ТЕС і АЕС// Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: матеріали XIX міжнар. наук.-практ. конф., 26-28 вересня 2018 р., Київ. Київ: ІВЕ НАНУ, 2018. С. 204– 208.

131. Усс А. Н., Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Модернизация теплообменного оборудования энергоблоков АЭС на основе методологии системно структурного анализа // Проблеми сучасної ядерної енергетики: тези XIV міжнар. наук.-практ. конф. молодих вчених та фахівців, 14-16 листопада 2018 р., Харків. Харків: ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2018. С. 50–51.

132. Lachner Jr. B. F., Nellis G. F., Reindl D. T. The commercial feasibility of the use of water vapor as a refrigerant// International Journal of Refrigeration. 2007. Vol. 30, N_{2} 4. P. 699–708.

133. Мартыновский В.С. Тепловые насосы. М-Л.: Госэнергоиздат. 1955. 191 с.
134. Dynamic model of an industrial heat pump using water as refrigerant / M. Chamoun, R. Rulliere, P. Haberschill, J. F. Berail // International Journal of Refrigeration. 2012. Vol. 35. P. 1080–1091.

135. Yuan Q. S., Blaisé J. C. Water – a working fluid for CFC replacement// International Journal of Refrigeration. Vol. 11. 1988. P. 243–247.

136. Вода как хладагент для высокотемпературного теплового насоса / M. Chamoun, R. Rulliere, P. Haberschill, J. F. Berail// Холодильная техника. 2012. № 12. С. 30–35.

137. Patil M., Muller N. Structural analysis of continuous fiber wound composite impellers of a multistage high-speed counter rotating axial compressor for compressing water vapor (R-718) as refrigerant using Finite Element Analysis// Materials and Design. 2013. Vol. 50. P. 683–693.

138. Маринюк Б. Т., Крысанов К. С. Вакуумно-испарительная холодильная установка с воздушным конденсатором// Холодильная техника. 2014. № 3. С. 32–34.

139. Šarevski M. N., Šarevski V. N. Water (R718) turbo compressor and ejector refrigeration / heat pump technology /Elsevier Science Publishers, 2016. 295 p.

140. Харлампиди Д.Х., Тарасова В.А. Структурный термодинамический анализ парокомпрессорной холодильной машины// Технические газы. 2012. №5. С. 57–66.

141. Тарасова В.А., Харлампиди Д. Х., Харлампиди Х.Э. Оценка термодинамического совершенства современных чиллеров и тепловых насосов при работе в режиме с неполной нагрузкой// Вестник Казанского технологического университета, 2013. Т.16. №19. С. 125 – 129.

142. Харлампіді Д. Х., Тарасова В.О. Аналіз еколого-енергетичних характеристик сучасних чилерів і теплових насосів при роботі з неповним навантаженням// Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2013. № 11(117). С.35-41.

143. Архаров А. М., Сычев В.В. Основы энтропийно-статистического анализа реальных энергетических потерь в низкотемпературных и высокотемпературных машинах и установках// Холодильная техника. 2005. № 12. С. 14 23.

144. Архаров А. М., Сычев В.В. И еще раз об энтропии и о задаче определения реальных (действительных) величин энергетических потерь вследствие необратимости // Холодильная техника. 2007. № 4. С. 8–13.

145. Diagnostic and optimization of reciprocating chillers: theory and experiment/
K.S. Ng, H.T. Chua, W. Ong, S.S. Lee, J.M. Gordon// Applied Thermal Engineering.
1996. №17 (3). P. 263-276.

146. Chua H.T., Ng K.S., Gordon J.M. Experimental study of the fundamental properties of reciprocating chillers and their relation to thermodynamic modeling and chiller design// International Journal Heat and Mass Transfer. 1996. Vol. 39. № 11. P. 2195 – 2204.

147. Gordon J. M., Ng K. S. Thermodynamic modeling of reciprocating chillers // Journal Applied Physics. 1994. № 75. P. 2769–2779.

148. Водяные чиллеры серии WSAN_EE 82-282 R-407с с тепловым насосом/ Каталог продукции Civet, 2006. 26 с.

149. Gordon J. M., Ng K. S., Chua H. T. Centrifugal chillers: thermodynamic modeling and diagnostics case study// International Journal of Refrigeration. 1995. № 18
(4). P. 253–257.

150. Lee T.S., Lu W.C. An evaluation of empirically-based models for predicting energy performance of vapor-compression water chillers // Applied energy. 2010. №87.
P. 3486 – 3494.

151. Lee T.S., Liao K.Y., Lu C. Evaluation of suitability of empirically-based models for predicting energy performance of centrifugal water chillers with variable chilled water flow // Applied energy. 2012. № 93. P. 593 – 595.

152. Харлампиди Д.Х., Тарасова В.А., Кузнецов М. А. Определение реальных термодинамических потерь термотрансформаторов при работе с частичной нагрузкой // Технические газы. 2018. Т.18, № 3. С. 14–27.

153. Тарасова В. О., Харлампіді Д. Х., Кузнецов М. О. Метод визначення реальних термодинамічних втрат холодильних та теплонасосних установок при роботі з частковим навантаженням // Сучасні тенденції розвитку української науки: матеріали XVI всеукр. наук. конф., 21-22 червня 2018 р., Переяслав-Хмельницький. – Переяслав-Хмельницький: ГО «Інститут соціальної трансформації», 2018. Вип. 6 (16). С. 34–36.

154. Bosch Thermotechnology. Residential and Commercial Heating and Cooling Solutions from Bosch. Формат доступу: http:// www.bosch-climate.us/ products-bosch-thermotechnology/

155. Hui J., Spitler J. Parameter estimation based model of water-to-water heat pumps with scroll compressors and water/glycol solutions// Building Serv. Eng. Res. Technol. 2003. Vol. 24, № 3. P. 203–219.

387

156. Лабай В.Й. Ексергетичний ККД холодильних машин Split- кондиціонерів різних виробників // Нова тема. 2009. №1. С. 28 – 30.

157. Gasser L., Wellig B. Exergy analysis: Guidance to Efficient Heating Systems using Air/Water Heat Pumps // IEA Heat Pump Center Newsletter. 2008. Vol. 26, N_{2} 4. P. 41 – 46.

158. Клепанда А.С., Тарасова В.А., Бережко Ю.В. Методика мониторинга термодинамической эффективности теплового насоса// Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2014. № 2/8 (68). С. 3 – 8.

159. Heat Pump Vicot. Формат доступу: http:// www. vicot.com.cn/ english/index.php.

160. Matsevity Yu. M., Kharlampidi D. Kh., Tarasova V.A. Numerical and experimental testing of the thermodynamic efficiency of heat pumps// IX Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources", Minsk, Belarus, 07-10 September, 2015. Vol.2. P.222 – 229.

161. Тарасова В.А. Расчетно-экспериментальное исследование термодинамической эффективности тепловых насосов// Проблемы машиностроения. Т. 19, №1 (2016). С 13-20.

162. Андронов А. М., Копытов Е. А., Гринглаз Л. Я. Теория вероятностей и математическая статистика / СПб.: Питер, 2004. 461 с.

163. Ust Y., Akkaya A. V., Safa A. Analysis of a vapor compression refrigeration system via exergetic performance coefficient criterion// International Journal of Refrigeration. 2011. Vol. 84 (2). P. 66–72.

164. Впровадження енергозберігаючих і екологічно чистих технологій в виробництво теплоти в системах теплохладопостачання об'єктів ЖКХ/ Ю.М. Мацевитий, Д.Х. Харлампіді, М.Б. Чіркін, В.О. Тарасова, Є.П. Шерстов, М.О. Кузнєцов // Наука и инновации. 2010. № 6. С. 56–60.

165. Тарасова В. О., Кузнецов М. О., Харлампіді Д. Х. Система моніторингу та діагностики енергетичної ефективності теплонасосної установки // Вісник НТУ «ХПІ», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. Харків: НТУ «ХПІ». 2019. № 5 (1330). С. 58–69. 166. Харлампиди Д.Х., Тарасова В.А., Редько А.А. Комплексный подход к проектированию грунтового теплообменника теплонасосной установ// Нова тема. 2011. №3. С. 31 – 34.

167. Харлампиди Д.Х., Тарасова В.А., Шерстюк А.В. Моделирование тепловых режимов совместной работы грунтового теплообменника и теплонасосной установки // Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2011. № 5/8(53). С. 34 –40.

168. Харлампиди Д.Х., Тарасова В.А. Восстановление теплового потенциала грунта за счет реверсирования цикла теплового насоса // Холодильная техника и технология. 2011. № 6. С. 66 –72.

169. Мацевитый Ю. М., Харлампиди Д. Х., Тарасова В.А. Восстановление теплового потенциала грунта за счет выбора рациональных режимов работы теплонасосной симстемы// XIV Минский междунар. форум по тепломассообмену, 10-13 сентября 2012 г.: тезисы докладов и сообщений. – Минск, 2012. Т.1, ч. 2. С.736–739.

170. Тарасова В.А., Тарасов А.И. Обоснование граничных условий теплообмена при моделировании грунтовых теплообменников// Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2011. № 6/8 (54). С. 9–13.

171. Тарасова В.О., Тарасов О.І., Добрянська І.В. Вплив кроку між трубами колектора на ефективність горизонтального ґрунтового теплообмінника// Вестник НТУ "ХПИ".2011. № 53. С. 133–138.

172. Васильев Г. П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной энергии поверхностных слоев Земли. М.: Издательский дом «Граница», 2003. –176 с.

173. Чудновский А.Ф. Теплофизика почв. М.:Наука, 1976. 355 с.

174. Тихонов А. Н., Самарский А. А. Уравнения математической физики. М.: Наука, 1966. 620 с.

175. Гейгер Р. Климат приземного слоя воздуха: Пер. с англ.. М.: Иностр. лит., 1960. 486 с.

176. Использование энергии грунта в теплонасосных гелиосистемах энергоснабжения/ А.Е. Денисова, А.С. Мазуренко, Ю.К. Тодорцев, В.А. Дубковский // Энерготехнологии и ресурсосбережение. 2000. № 1. С. 27 – 30.

177. Wenju H.U., YAO Yang, Zuiliang M.A. Modeling of the bridge deck's hydronic snow-melting system based on ground source heat pump// International Congress of Refrigeration 2007, Beijing. ICR07-E2-249.

178. Дневник погоды. Формат доступу: https://www.gismeteo.ru/diary.

179. Басок Б.І., Новіцька М.П. Теплофізичне моделювання повітряно грунтового теплообмінника для теплової завіси фасадних стін експериментального будинку// Пром. Теплотехника. 2017. т. 39, №1. С. 49–52.

180. ДБН В.2.6-31:2006 Конструкції будівель і споруд. Теплова ізоляція будівель/ Мінбуд України, Київ, 2006.

181. Костиков А. О., Харлампиди Д. Х. Влияние теплового состояния грунта на эффективность работы теплонасосной установки с грунтовым теплообменником // Енергетика: економіка, технології, екологія. 2009. № 1. С. 32 – 40.

182. Шубин Е. П. Новый метод подсчета тепловых потерь нескольких труб, уложенных в грунт// Известия ВТИ. 1934. № 8. С. 42–50.

 Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. М.:Атомиздат, 1979. 416 с.
 Волощук В.А. Математичне моделювання об'єктів теплоенергетики на основі термодинамічних підходів. дис....доктора техн. наук: 01.05.02. Київ, 2018. 372 с. ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

ДІАГРАМА НЕГЕНТРОПІЙНИХ ТА ЕКСЕРГЕТИЧНИХ ПОТОКІВ ХМ



- *E*_{w1} ексергія, що підводиться до електродвигуна;
- $E_{\rm w2}$ ексергія, що підводиться до компресора;
- $E^{\rm T}$ потік термічної ексергії;
- $E^{\rm M}$ потік механічної ексергії;
- S потік негентропії.

Підрядкова нумерація потоків відповідає стану робочої речовини у термодинамічному циклі: 1 – пара на вході у компресор; 2 – пара на виході з компресору; 3 – насичена рідина на виході з конденсатору; 4 – двофазний потік після дроселя.

ДОДАТОК Б

АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ



Громадська організація «Агенція локальних ініціатив» пр-т Москоеський, 199/1, офіс 1 м. Харків, Україна, 61037 Тел.: +38050 837 69 41, 050 453 16 32 e-mail: info@initiatives.in.ua, www.initiatives.in.ua

23 circa 2019 f.

Довідка щодо використання результатів дисертаційної роботи

Довідка підтверджує факт використання результатів дисертаційної роботи «Розвиток теорії та методів термоекономічного аналізу, синтезу, оптимізації інноваційних систем термотрансформації» старшого наукового співробітника ШМаш НАН України к.т.н. Тарасової В.О.

Експрес-методика розрахунку характеристик геотермальної теплонасосної системи опалення на базі теплонасосних технологій, запропонована к.т.н. Тарасовою В.О., була застосована при розробленні технічних пропозицій проекту геотермальної теплонасосної установки з горизонтальним ґрунтовим теплообмінником.

Довідка не є підставою для фінансових зобов'язань сторін.

Голова правління



Ізюмський М.В.



НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ ІНСТИТУТ ПРОБЛЕМ МАШИНОБУДУВАННЯ ім. А.М. ПІДГОРНОГО

вул. Пожарського, 2/10, м. Харків, 61046, тел/факс:38(0572) 94-55-14; 94-46-35 E-mail: admi@ipmach.kharkov.ua; Web: http://www.ipmach.kharkov.ua

Код СДРПОУ 03534570

Довідка

щодо використання результатів дисертаційної роботи к.т.н. Тарасової В.О. за темою «Розвиток теорії та методів термоекономічного аналізу, синтезу, оптимізації інноваційних систем термотрансформації»

Довідка підтверджує, що при виконанні науково-дослідних робіт в колективі співавторів старшим науковим співробітником Інституту проблем машинобудування НАН України канд. техн. наук Тарасовою В.О. проведено наступні роботи:

– для ТОВ «Комфорт + Сервіс», м. Харків розроблено методику проведення моніторингу холодильних і теплонасосних установок. Ця методика дозволяє за обмеженою кількістю параметрів, що заміряються, здійснювати термодинамічне тестування роботи холодильних машин і теплових насосів в режимі реального часу (Акт впровадження результатів НДР від 28.10.2018 р.);

–при створенні комплексного підходу до проектування геотермальних теплонасосних установок розроблено математичну модель маснву грунту з грунтовим теплообмінником (ГТ), створено алгоритм та програму для визначення теплового потенціалу грунту (Акт впровадження результатів у Інституті відновлювальної енергетики НАН України від 27.04. 2017 р.):

–для Громадської організації «Нова Енергія» проведено термоекономічний аналіз системи тепло- та холодопостачання автономного об'єкту з металогідридним термотрансформатором (Акт впровадження результатів від 13 серпня 2015 р.);

–для науково-виробничого підприємства «Холод» проведено діагностику діючих холодильних машин та виявлено неефективні елементи, які найбільш впливають на ефективність всієї установки (Акт впровадження результатів від 18.02.2015 р.).

Учений секретар доктор техн. наук мозбания учений секретар т Будування мозбания мозбания мозбания мозбания мозбания мозбания мозбания мозбания модинос.

PAL

К.В. Максименко-Шейко



Назва НДР № Ш-66-15 Моделювання, ідентифікація і оптимізація теплових процесів в об'єктах енергетики з метою вирішення задач енергоресурсозбереження і підвищення надійності їх роботи, Державний ресстраційний номер роботи 0115U001091

Назва впровадженої продукції «Комплексний підхід до проектування геотермальных теплонасосних установок»

у вигляді монографій <u>«Системно-структурный анализ</u> парокомпрессорных термотрансформаторов/ Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова. – <u>Харьков:</u> Институт проблем машиностроения НАН Украины, 2014. – 269 с. – ISBN 978-966-02-7218-7» та «Термоэкономическая диагностика и оптимизация парокомпрессорных термотрансформаторов/ Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов – Институт проблем машиностроения НАН Украины. – Харьков: ЧП «Технологический Центр», 2016. – 160 с. – ISBN 978-617-7319-07-7.»

Опис впровадженої продукції Комплексний підхід до проектування геотермальних тепло насосних установок (ТНУ) дозволяє вирішити питання визначення раціональних режимів роботи теплонасосної системи з позиції забезпечення максимальної енергетичної ефективності циклу термотрансформатора і скорочення періоду відновлення температурного потенціалу грунту.

передана для використання в Інститут відновлюваної енергетики НАН України, вул. Гната Хоткевича 20-а, м. Київ, 02094, Україна

Результати впровадження продукції мають такі переваги:

- Комплексний підхід до проектування горизонтального грунтового теплообмінника дозволяє визначити умови ефективного використання енергії приповерхневого ґрунту з урахуванням взаємного впливу режимів поточного теплового стану об'єкту і відбору теплоти з грунтового масиву протягом усього періоду експлуатації ТНУ, а також визначати вартість виробленого установкою тепла.
- 2. Дозволяє робити довгостроковий прогноз відновлення теплового стану грунту при чергуванні режимів відбору і скидання теплоти в грунт.
- Методика враховує вплив теплової інтерференції між ділянками грунтового теплообмінника, а також зміну температури робочої речовини по його довжині.

Цей акт не є підставою для фінансових розрахунків

Підписи

Від Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України

Від Інституту відновлюваної енергетики НАН України

Ст. наук. співр., Тарасова В.О.

Зав. відділу, Монистрания / докт. техн. наук Морозов Ю.П.


ГРОМАДСЬКА ОРГАНІЗАЦІЯ

61000, Україна, м. Харкін, вул. Дарвіна, буд. 9, «Будинок аркітекторія к. 177 Тел. 097 925 72 49

№ 146-15 від «13» серпня 2015 р.

AKT

внедрения результатов работ, выполненных Соловьем В.В., Харлампиди Д.Х., Тарасовой В.А. в рамках темы «Инновационные системы термотрансформации для теплоэнергетических систем»

Научно-технические результаты, изложенные в цикле работ сотрудников ИПМаш НАН Украины, объединенных темой «Инновационные системы термотрансформации для теплоэнергетических систем», которая посвящена вопросам создания систем трансформации теплоты нового поколения, были внедрены при разработке технических предложений проекта теплохладоснабжения автономных объектов и его реализации в виде экспериментального образца металлогидридного термотранформатора, работающего по расщепительной схеме.

Настоящий акт не является основанием для финансовых обязательств сторон.

Директор



Филенко В.В.

ПРИВАТНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО НАУКОВО-ВИРОБНИЧЕ ПІДПРИЄМСТВО

Акт о внедренни

на научно-производственном предприятии «Холод» методики проведения структурного термодинамического анализа и диагностики холодильных машин, разработанной в Институте проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины

Настоящий акт подтверждает факт использования методики проведения структурного термодинамического анализа и диагностики холодильных машии, разработанной докт. техн. наук Харлампиди Д.Х., докт. техн. наук, профессором Соловьем В. В., канд. техн. наук Тарасовой В.А.

Данная методика учитывает комплексную взаимосвязь эксергетических потерь в элементах холодильной машины. Авторами предложен способ определения потерь от необратимости, с помощью которого можно учесть доли устранимой и неизбежной, а также эндогенной и экзогенной составляющих деструкции эксергии в элементах парокомпрессионных холодильных машин.

При помощи указанной методики проведена диагностика действующих холодильных машин, которая позволила выявить причины аномальной работы теплообменного и компрессорного оборудования. По результатам диагностики произведена модернизация ряда холодильных машин, которая заключалась в замене неэффективных теплообменных аппаратов, а также реконструкции соединительных трубопроводов на линиях обвязки.

Настоящий акт не может быть предметом для предъявления финансовых претензий к научно-производственному предприятию «ХОДОД».

Дата 18.02.2015

Директор

A CALLER OF CONTROL OF

Шерстюк А.В.

Україна, 61089, м. Харкія, пр. Фрунае, 21 Теп./факс: (+38-0572) 95-42-08, 93-21-39, (+38-057) 778-85-91 e-mail: отісе@kholod.com.ua

Р/р 26005349074001 хГ РУ «Прибалбанк» м. Харкіа, МФО 151533 код 23144709

холор 💥



НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЦЕНТР ІНЖЕНЕРНОЇ АКАДЕМІЇ УКРАЇНИ

51046, м. Харків, вул. Дм. Пожарського, 2/10. Тел./факс (057) 778-89-85 Р/р 26008822375121 у від. № 22 ПАТ «БАНК «ГРАНТ» м. Харкова, МФО 351607 Код ЄДРПОУ 21176743

17.09.20152 No 127

AKT

внедрения результатов работ, выполненных в рамках научно-исследовательской темы «Инновационные системы термотрансформации для теплоэнергетических систем»

На основании результатов, представленных в материалах работ Соловья В.В., Харлампиди Д.Х., Тарасовой В.А., проведена предпроектная проработка технико-экономических показателей модернизации систем централизованного теплоснабжения с использованием теплонасосной техники для повышения температурного потенциала теплоносителя удаленных объектов Алексеевского жилого массива г. Харькова и разработана техническая документация на создание основных элементов технологической схемы теплоснабжения.

Методика проведения термоэкономического анализа была использована для выбора схемных решений, оптимизации числа объектов теплоснабжения и выбора режимных характеристик работы теплонасосного оборудования. Внедрение предложенных технических решений обеспечило достижение заданных параметров теплоносителя без использования дополнительных электрических нагревателей.

Генеральный директор НТЦ Инженерной академии Украины (Досегор М.А. Демурджан KOMOOPT CEPBIC

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

на **ТОВ** «КОМФОРТ+СЕРВІС» методики обробки даних моніторингу сучасних систем тепло- та холодопостачання з метою діагностування їх енергетичної ефективності, розробленої в Інституті проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України

Акт підтверджує факт апробації методики обробки даних моніторингу сучасних систем тепло- та холодопостачання з метою діагностування їх енергетичної ефективності, розробленої в Інституті проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України пров. наук. спвр., д.т.н. Харлампіді Д.Х., ст. наук.співр., к.т.н. Тарасовою В.О., наук. співр., к.т.н. Кузнецовим М.О. в рамках виконання роботи № П-4-18«Створення та впровадження системи моніторингу, діагностики та управління пристроями забезпечення мікроклімату та вентиляції з використаниям новітнього інтегрального термоанемометру» за Цільовою програмою наукових досліджень НАН України «Напівпровідникові матеріали, технології і датчики для технічних систем діагностики, контролю та управління».

Методика дозволяє в режимі реального часу здійснювати термодинамічне тестування роботи парокомпресійних теплових насосів за обмеженим обсягом параметрів, що заміряються. В результаті застосування методики було виявлено неефективні режими роботи установки, які слід уникати при її експлуатації. Надані рекомендації стосовно підвищення ефективності роботи парокомпресійних теплових насосів.

Цей акт не може бути предметом для пред'явления фінансових претензій до ТОВ «КОМФОРТ+СЕРВІС».

Директор ТОВ «КОМФОРТ+СЕРВІС» Луганський Д.М.

81001, sypales, A Xapele rp-1 Parapies, 1, op.401 tea. (001)158-69.51 wei (002)158-69.51 E mail: Konager (000001311a/ten/ ux

Наци технологи для Вашого успіху!



ДОДАТОК В

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЇ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Системно-структурный анализ парокомпрессорных термотрансформаторов/ Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова. Институт проблем машиностроения НАН Украины. Харьков. 2014. 269 с. (*монографія*).

2. Термоэкономическая диагностика и оптимизация парокомпрессорных термотрансформаторів/ Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов. ЧП «Технологический Центр». Харьков. 2016. 160 с. (*монографія*).

3. Инновационные системы термотрансформации. Анализ. Синтез. Оптимизация/ Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов. Харьков: ЧП «Технологический центр». 2018. 192 с. – ISBN: 978-617-7319-15-2. (монографія).

4. Впровадження енергозберігаючих і екологічно чистих технологій в виробництво теплоти в системах теплохладопостачання об'єктів ЖКХ/ Ю. М. Мацевитий, Д. Х. Харлампіді, М. Б. Чіркін, В. О. Тарасова, Є. П. Шерстов, М. О. Кузнєцов// Наука та інновації. 2010. № 6. С. 56 – 60. (*наукове фахове видання*).

5. Тарасова В.А., Тарасов А.И. Обоснование граничных условий теплообмена при моделировании грунтовых теплообменников [Текст]/ Восточноевропейский журнал передовых технологий. 2011. № 6/8 (54). С. 9 – 13.(*наукове фахове видання*).

6. Тарасова В. О. Тарасов О. І., Добрянська І. В. Вплив кроку між трубами колектора на ефективність горизонтального ґрунтового теплообмінника [Текст]/ Вестник НТУ "ХПИ". 2011. № 53 С. 133 – 138. (*наукове фахове видання*).

7. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Восстановление теплового потенциала грунта за счет реверсирования цикла теплового насоса [Текст]/ Холодильная техника и технология .2011. № 6. С. 66 – 72. (*наукове фахове видання*).

8. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Редько А. А. Комплексный подход к проектированию грунтового теплообменника теплонасосной установ [Текст]/ Нова тема. 2011. №3. С. 31 – 34. (*наукове фахове видання*).

9. Тарасова В. А., Харлампиди Д. Х., Шерстюк А. В. Моделирование тепловых режимов совместной работы грунтового теплообменника и теплонасосной установки [Текст]/ Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2011. № 5/8(53). С. 34 – 40. (*наукове фахове видання*).

10. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. К вопросу применения воздушного теплонасосного цикла Брайтона для систем теплохладоснабжения станций метрополитенов [Текст]/ Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2012. №4. С. 40 – 48. (наукове фахове видання).

 Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Структурный термодинамический анализ парокомпрессорной холодильной машины [Текст]/ Технические газы. 2012. №5.
С. 57 – 66. (наукове фахове видання).

12. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Термоэкономическая диагностика парокомпрессорной холодильной машины/ Технические газы. 2013. №1. С. 30 – 39. (*наукове фахове видання*).

13. Тарасова В. А., Харлампиди Д. Х. Сравнительный анализ термоэкономических моделей формирования эксергетической стоимости холода [Текст]/ Технические газы. 2013. №6. С. 55 – 63. (*наукове фахове видання*).

14. Шерстюк А. В., Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Модернизация холодильной машины на основе термоэкономического похода [Текст]/ Вісник НТУ «ХПІ». 2013. №12 (986) С. 145 – 150. (*наукове фахове видання*).

 Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Харлампиди Х. Э. Вопросы структурного термодинамического анализа парокомпрессионных термотрансформаторов [Текст]/ Вестник Казанского технологического университета, 2013. Т. 16, № 5. С. 82 – 88. (*іноземне видання*).

16. Термоэкономический подход к диагностике холодильных машин и тепловых насосов [Текст]/ Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, А. В. Шерстюк, В. А. Тарасова// Холодильная техника и технология. 2013. №5 (145). С. 39 – 44. (*наукове* фахове видання).

17. Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О. Аналіз еколого-енергетичних характеристик сучасних чилерів і теплових насосів при роботі з неповним навантаженням

[Текст]/ Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2013. №11 (117). С. 35 – 41. (*наукове фахове видання*).

18. Тарасова В. А., Харлампиди Д. Х., Харлампиди Х. Э. Оценка термодинамического совершенства современных чиллеров и тепловых насосов при работе в режиме с неполной нагрузкой [Текст]/ Вестник Казанского технологического университета. 2013. Т. 16. №19. С. 125 – 129 (*іноземне видання*).

19. Утилизация теплоты низкотемпературных альтернативных источников энергии с помощью теплотрансформаторов [Текст] / Л. Л. Васильев, В. В. Соловей, Д. Х. Харлампиди, А. С. Журавлёв, Л. А. Драгун, В. А. Тарасова, А. П. Цитович// Инженер-механик. Республиканский межотраслевой производственно практический журнал. 2014. №2 (63). С. 21 – 26. (*іноземне видання*).

20. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Термоэкономическая модель теплонасосной установки на основе негэнтропийного подхода к формированию стоимости целевого продукта [Текст] / Проблемы машиностроения. 2014. Т. 17, №1. С. 10 – 16. (*наукове фахове видання*).

21. Клепанда А. С., Тарасова В. А., Бережко Ю. В. Методика мониторинга термодинамической эффективности теплового насоса [Текст]/ Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2014. № 2/8 (68). С. 3 – 8. (*наукове* фахове видання).

22. Application of graphic apparatus of C-curves for the analysis and optimization of supercritical cycles thermotransformers [Text]/ D. Kh. Kharlampidi, V. A. Tarasova, M. A. Kuznetsov, S. N. Omelichkin// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. № 5/8 (83). 2016. P. 20-25. (SCOPUS Database).

23. Thermoeconomic optimization of supercritical refrigeration system with the R744 [Text]/ M. A. Kuznetsov, D. Kh. refrigerant (CO_2) Kharlampidi, V.A. Tarasova, E. N. Voytenko// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. № 6/8 (94). 2016. P. 24 – 32. (SCOPUS Database).

24. Thermodynamic analysis of air-compression refrigerating machine based on the exergy cost theory [Text]/ D. Kharlampidi, V. Tarasova, M. Kuznetsov, E. Voytenko.

Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 5, № 8 (89). P. 30 – 38. (*SCOPUS Database*).

25. Physical processes and technical means for using the thermal energy of the alternative sources [Text]/ L. L. Vasiliev, V. V. Solovei, D. Kh. Kharlampidi, V. A. Tarasova, A. A. Stachel, T. Kujawa, V. A. Zhuravlev, A. P. Tsitovich, E. V. Kostenko// Journal of Engineering Physics and Thermophysics, Vol. 88, №5. 2015. P.1100 – 1109. (*іноземне видання, SCOPUS Database*).

26. Тарасова В. А. Сравнительный анализ термоэкономических моделей парокомпрессионной теплонасосной установки [Текст] / Вісник НТУ «ХПІ». 2015. №16 (1125). С. 97 – 107, ISSN 2078-774Х. (видання, включене до міжнародної наукометричної бази).

27. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Шерстюк А. В. Термоэкономическое обоснование модернизации холодильного парокомпрессорного оборудования [Текст]/ Технические газы. 2015. №1. С. 46 – 55. (*наукове фахове видання*).

28. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А. Современные методы термоэкономического анализа и оптимизации холодильных установок [Teкст]/ Технические газы. 2015. №6. С. 55 – 63. – DOI: https://dx.doi.org/10.18198/ j.ind. gases.2015.0802. (видання, включене до міжнародної наукометричної бази).

29. Тарасова В. А. Расчетно-экспериментальное исследование термодинамической эффективности тепловых насосов [Текст]/ Проблемы машиностроения. Т. 19. № 1 (2016). С 13 – 20. (видання, включене до міжнародної наукометричної бази).

30. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А. Определение оптимальной температуры охлаждения в сверхкритическом цикле парокомпрессорной холодильной машины с использованием термоэкономического похода [Teкct]/ Технические газы. 2017. Т. 17, №1. С. 47 – 59. – DOI: https://dx.doi.org/10.18198/ j.ind.gases.2017.0857.(*видання, включене до міжнародної наукометричної бази*). 31. Анализ и синтез схемно-циловых решений вакуумно-испарительных теппонасосных установок [Текст]/ Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузне-

цов, С. Н. Омеличкин// Технические газы. 2017. Т. 17, №5. С. 16–26. –

DOI: https://doi.org/10.18198/j.ind.gases.2017.0857. (видання, включене до міжнародної наукометричної бази).

32. Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О., Костіков А. О. Термоекономічний аналіз когенераційної установки на основі теорії ексергетичної вартості [Текст]/ Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Новые решения в современных технологиях. Харьков: НТУ «ХПИ». 2018. №45 (1321). С. 59 – 69 – DOI: https://dx.doi.org/ 10.20998/2413-4295.2018.45.08. (наукове фахове видання).

33. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А. Определение реальных термодинамических потерь термотрансформаторов при работе с частичной нагрузкой [Teкct]/ Технические газы. 2018. Т. 18, №3. С. 14 – 27. – DOI: https://dx.doi.org /10.18198/ j.ind.gases.2018.0909. (видання, включене до міжнародної наукометричної бази).

34. Тарасова В. О., Кузнецов М. О., Харлампіді Д. Х. Система моніторингу та діагностики енергетичної ефективності теплонасосної установки/ Вісник НТУ «ХПІ», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. Харків: НТУ «ХПІ». 2019. №5 (1330). С. 58 – 69. – DOI: https://dx.doi.org/10.20998/2413-4295.2019.05.08. (наукове фахове видання).

35. Мацевитый Ю. М., Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Восстановление теплового потенциала грунта за счет выбора рациональных режимов работы теплонасосной симстемы [Текст]/ XIV Минский междунар. форум по тепломассообмену, 10-13 сентября 2012 г.: тезисы докладов и сообщений. Минск, 2012. Т. 1, ч. 2. С. 736 – 739.

36. Термоэкономический подход к диагностике холодильных машин и тепловых насосов [Текст]/ Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, А. В. Шерстюк// Труды IX Международной научно-технической конференции «Современные проблемы холодильной техники и технологии», 10-12 сентября 2013 г., г. Одесса. С. 21 – 23.

37. Использование низкопотенциальных источников тепла с помощью термотрансформаторов [Текст]/ Л. Л. Васильев, В. В. Соловей, Д. Х. Харлампиди, А. С. Журавлёв, В. А. Тарасова, Л. А. Драгун, О. С. Филатова, А. П. Цитович// Тепло- и массоперенос –2013: Сборник научных трудов, 2014. С. 17 – 23. (*іно-земне видання*)

38. Тарасова В. А. Сравнительный анализ термоэкономических моделей парокомпрессионной теплонасосной установки [Електронний ресурс]/ XI Международная научно-техническая конференция «Проблемы энергосбережения и пути их решения», 22-23 апреля 2015 г. Харьков, 2015. 8 с. 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

39. Matsevity Yu. M., Kharlampidi D. Kh., Tarasova V. A. Numerical and experimental testing of the thermodynamic efficiency of heat pumps [Text]/ IX Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources", Minsk, Belarus, 07-10 September, 2015. Vol. 2. P. 222 – 229.

40. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Применение воздушного теплонасосного цикла Брайтона для теплохладоснабжения [Електронний ресурс] / XV Международная научно-техническая конференция «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования», 14 -17 сентября, 2015. Харьков, 2015. 8 с. 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

41. Методика эксергетического анализа парокомпрессорных холодильных и теплонасосных установок [Текст] / Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов // XV Минский междунар. форум по тепло- и массообмену, 23-26 мая 2016 г., Минск, Беларусь: тез. докл. и сообщ. Минск, Беларусь: ИТМО НАНБ, 2016. Т. 3. С. 359 – 363.

42. Кузнецов М. О., Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О. Вплив вологості повітря на термоекономічні показники кондиціонерів [Текст] / Сучасні проблеми холодильної техніки та технології: зб. тез допов. XI міжнар. наук.-техн. конф., 21-22 вересня 2017 р., Одеса. Одеса: OHAXT, 2017. С. 63 – 65.

43. Аналіз термодинамічної ефективності повітряно-компресійних теплонасосних установок для систем теплохолодопостачання станцій метрополітену [Електронний ресурс]/ С. М. Омелічкін, Д. Х. Харлампіді, В. О. Тарасова, М. О. Кузнецов// Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: матеріали XVIII міжнар. наук.-практ. конф., 27-29 вересня 2017 р., Київ. Київ: IBE НАНУ, 2017. С. 645 – 648.

44. Визначення оптимальної температури охолодження у надкритичному циклі термотрансформатора [Текст]/ Є. М. Войтенко, М. О. Кузнецов, В. О. Тарасова, Д. Х. Харлампіді// Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: матеріали XVIII міжнар. наук.-практ. конф., 27-29 вересня 2017 р., Київ. Київ: ІВЕ НАНУ, 2017. С. 649 – 653.

45. Инновационные системы термотрансформации для утилизации вторичных и альтернативных источников энергии [Электронный ресурс] / Тарасова В. А. [и др.]; Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины: официальный сайт// Совершенствование энергоустановок методами математического и физического моделирования, 10-14 сентября, 2017 г.: тез. докладов XVI международной научно-технической конференции. 1 с. Режим доступа: http:// ipmach.kharkov.ua/ downloads/ conferences/ WL2017.pdf.

46. Термоекономічний аналіз вакуумно-випарного термотрансформатора для системи охолодження ТЕС і АЕС [Електронний ресурс] / Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О., Кузнецов М. О., Омелічкін С. М.; Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины: официальный сайт// Совершенствование энергоустановок методами математического и физического моделирования, 10-14 сентября, 2017 г.: тез. докладов XVI международной научнотехнической конференции. 1 с. Режим доступа: http://ipmach.kharkov.ua/downloads/ conferences /WL2017.pdf.

47. Методика термодинамічної оптимізації надкритичного циклу термотрансформатора [Текст]/ Є. М. Войтенко, М. О. Кузнецов, В. О. Тарасова, Д. Х. Харлампіді // Фізико-технічні проблеми енергетики та шляхи їх вирішення 2017 (ФТПЕШВ-2017): матеріали всеукр. наук.-техн. конф., 20-21 червня 2017 р., Харків. Харків: ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2017. С. 27 – 28.

48. Применение воздушного теплонасосного цикла Брайтона для систем теплохладоснабжения станций метрополитена [Текст] / С. Н. Омеличкин, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов // Фізико-технічні проблеми

енергетики та шляхи їх вирішення 2017 (ФТПЕШВ-2017): матеріали всеукр. наук.-техн. конф., 20-21 червня 2017 р., Харків. Харків: ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2017. С. 39 – 40.

49. Kharlampidi D. Kh., Tarasova V. A., Kuznetsov M. A. Method for thermoeconomic modernization of refrigeration plants [Text]/ Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources: proc. of the X Minsk International Seminar, 10-13 September 2018, Minsk, Belarus. Minsk, Belarus: HMTI of NASB, 2018. P. 423 - 430.

50. Гелиосистема отопления с двухфазной многокомпонентной жидкостью [Текст]/ Л. Л. Васильев, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, А. С. Журавлёв, М. А. Кузнецов, Л. П. Гракович, М. И. Рабецкий // Современные проблемы машиноведения: материалы XII междунар. науч.-техн. конф., 22-23 ноября 2018 г., Гомель, Беларусь. Гомель, Беларусь: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2018. С. 223 – 225. 51. Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О., Кузнецов М. О. Розробка вакуумновипарного теплового насосу для системи охолодження ТЕС і АЕС [Текст]/ Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: матеріали XIX міжнар. наук.-практ. конф., 26-28 вересня 2018 р., Київ. Київ: ІВЕ НАНУ, 2018. С. 204 – 208.

52. Усс А. Н., Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Модернизация теплообменного оборудования энергоблоков АЭС на основе методологии системно структурного анализа [Текст]/ Проблеми сучасної ядерної енергетики: тези XIV міжнар. наук.-практ. конф. молодих вчених та фахівців, 14-16 листопада 2018 р., Харків. Харків: ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2018. С. 50 – 51.

53. Тарасова В. О., Харлампіді Д. Х., Кузнецов М. О. Метод визначення реальних термодинамічних втрат холодильних та теплонасосних установок при роботі з частковим навантаженням [Текст]/ Сучасні тенденції розвитку української науки: матеріали XVI всеукр. наук. конф., 21-22 червня 2018 р., Переяслав-Хмельницький. Переяслав-Хмельницький: ГО «Інститут соціальної трансформації», 2018. Вип. 6 (16). С. 34 – 36.

ДОДАТОК Г

АПРОБАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

 XIV Минский междунар. форум по тепломассообмену, 10-13 сентября 2012 г. Минск, 2012. Тезисы. Доклад.

2. Труды IX Международной научно-технической конференции «Современные проблемы холодильной техники и технологии», 10-12 сентября 2013 г., г. Одесса. Тезисы доклада.

3. XI Международная научно-техническая конференция «Проблемы энергосбережения и пути их решения», 22-23 апреля 2015 г. Харьков, 2015. Тезисы.

4. IX Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources", Minsk, Belarus, 07-10 September, 2015. Report.

5. XV Международная научно-техническая конференция «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования», 14 -17 сентября, 2015. Харьков, 2015. Доклад.

6. XV Минский междунар. форум по тепло- и массообмену, 23-26 мая 2016 г., Минск, Беларусь. ИТМО НАНБ, 2016. Тезисы. Доклад.

7. Сучасні проблеми холодильної техніки та технології: зб. тез допов. XI міжнар. наук.-техн. конф., 21-22 вересня 2017 р., Одеса. ОНАХТ, 2017. Тези доповіді.

8. Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: матеріали XVIII міжнар. наук.-практ. конф., 27-29 вересня 2017 р., Київ. ІВЕ НАНУ, 2017. Тези доповіді.

9. Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: матеріали XVIII міжнар. наук.-практ. конф., 27-29 вересня 2017 р., Київ. ІВЕ НАНУ, 2017. Тези доповіді.

10. Совершенствование энергоустановок методами математического и физического моделирования, 10-14 сентября, 2017 г. XVI международная научнотехническая конференция. Харьков. Тезисы доклада.

11. Совершенствование энергоустановок методами математического и физического моделирования, 10-14 сентября, 2017 г. XVI международная научнотехническая конференция. Харьков. Тезисы доклада.

 Фізико-технічні проблеми енергетики та шляхи їх вирішення 2017 (ФТПЕШВ-2017): Всеукр. наук.-техн. конф., 20-21 червня 2017 р., Харків. ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2017. Тези доповіді.

 Фізико-технічні проблеми енергетики та шляхи їх вирішення 2017 (ФТПЕШВ-2017): Всеукр. наук.-техн. конф., 20-21 червня 2017 р., Харків. ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2017. Тези доповіді.

14. Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources: proc. of the X Minsk International Seminar, 10-13 September 2018, Minsk, Belarus. HMTI of NASB, 2018. Abstracts. Report.

15. Современные проблемы машиноведения: материалы XII междунар. науч.техн. конф., 22-23 ноября 2018 г., Гомель, Беларусь. ГГТУ им. П. О. Сухого, 2018. Тезисы. Доклад.

 Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: матеріали XIX міжнар. наук.-практ. конф., 26-28 вересня 2018 р., Київ. IBE НАНУ, 2018. Тези доповіді.

Проблеми сучасної ядерної енергетики: тези XIV міжнар. наук.-практ. конф.
молодих вчених та фахівців, 14-16 листопада 2018 р., Харків. XHV
ім. В. Н. Каразіна, 2018. Тези доповіді.

18. Сучасні тенденції розвитку української науки: матеріали XVI всеукр. наук. конф., 21-22 червня 2018 р., Переяслав-Хмельницький. ГО «Інститут соціальної трансформації», 2018. Тези доповіді.