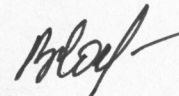


Авторефер.
С 59

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Одеський національний політехнічний університет

СОКОЛОВСЬКА ВІКТОРІЯ ВІКТОРІВНА



УДК 536.75:621.175

**УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ В МАЛИХ
ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЮВАЛЬНИХ СИСТЕМАХ НА ОСНОВІ
ЕНТРОПІЙНОГО МЕТОДУ АНАЛІЗА**

05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано в Одеській національній академії харчових технологій Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України.

Науковий керівник кандидат технічних наук, доцент
Морозюк Лариса Іванівна,
Одеська національна академія харчових технологій,
Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнології та
екоенергетики ім. В.С. Мартиновського,
доцент кафедри холодильних машин і установок

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Зайцев Олег Миколайович,
Національна академія природоохоронного
та курортного будівництва,
завідувач кафедри теплогазопостачання та вентиляції

доктор технічних наук, професор
Петраш Віталій Дем'янович,
Одеська національна академія будівництва
і архітектури,
завідувач кафедри опалення, вентиляції і охорони
повітряного басейну

Захист відбудеться **26 березня 2013 р. о 14-00 годині** на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 41.052.04 в Одеському національному політехнічному університеті за адресою: 65044, м. Одеса, пр. Шевченка, 1, ауд. 22-тгЛ.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Одеського національного політехнічного університету за адресою: 65044, м. Одеса, проспект Шевченка, 1.

Реферат розісланий _____ лютого 2013 р.

Баласанян Г.А.

Перший прог

Плану виле
Плану виле
Плану виле

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Енергозбереження є основним напрямом розв'язання енергетичних проблем України. Цей напрям включає, зокрема, розроблення нових та адаптацію сучасних методів оцінювання досконалості теплообмінних апаратів енергоперетворювальних систем у процесі проектування з метою підвищення надійності їх роботи.

Аналіз процесів, що відбуваються в теплообмінних апаратах енергоперетворювальних систем, потрібно виконувати з урахуванням критеріїв, на основі яких оцінюватиметься робота теплообмінників у реальних умовах.

У процесі проектування завжди є елемент невизначеності, пов'язаний з різними чинниками як теоретичного характеру, так і експлуатаційних параметрів, що призводять до додаткових енергетичних витрат, пов'язаних, наприклад, зі збільшенням шару твердих відкладень.

З огляду на вищезазначене особливу актуальність набуває використання сучасних методів термодинамічного аналізу як інструменту мінімізації невизначеності на стадії проектування й прогнозування реальних умов роботи теплообмінника.

Таким чином, тема роботи є актуальною щодо перспектив впровадження енергоощадних технологій в енергетиці.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Тема, яку досліджував автор, є частиною наукової держбюджетної тематики ОНАХТ НДР № МК 03/10 (№ ДР 0103U001581) «Розроблення та вдосконалення сучасних методів термодинамічного аналізу для оптимізації енергоперетворювальних систем».

Мета і завдання дослідження. Мета роботи – використати сучасні методи термодинамічного аналізу до процесу проектування теплообмінних апаратів малих енергоперетворювальних систем на засадах енергоощадження.

Для досягнення мети потрібно розв'язати такі завдання:

– використати сучасні методи термодинамічного аналізу для визначення перспективних напрямків щодо розвитку цих методів для розглядуваних теплообмінних апаратів;

– проаналізувати економічні моделі "життєвого циклу" теплообмінного апарата з проміжними тепло- і холодоносіями;

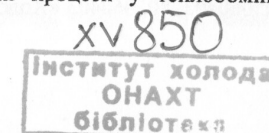
– застосувати ентродійний метод термодинамічного аналізу для проектування теплообмінних апаратів малих енергоперетворювальних систем;

– розробити математичну модель динаміки формування твердих відкладів на теплообмінній поверхні теплообмінного апарата на базі теорії пористих структур;

– провести числове моделювання для визначення раціональних характеристик теплообмінних апаратів та використання їх у малих енергоперетворювальних системах з метою енергоощадження.

Об'єкт дослідження – теплообмінні апарати з проміжними тепло- і холодоносіями малих енергоперетворювальних систем.

Предмет дослідження – теплові та гідравлічні процеси у теплообмінних апаратах малих енергоперетворювальних систем.



Методи дослідження – термодинамічний аналіз та числове математичне моделювання процесів у теплообмінних апаратах малих енергоперетворювальних систем. В основі математичної моделі лежать рівняння класичної термодинаміки, теорії теплообміну в пористих структурах. Отримані результати не суперечать висновкам відомих теорій. Наукові результати та рекомендації обгрунтовані й доповнюють експериментальні дослідження інших авторів.

Наукова новизна отриманих результатів. У роботі вперше здобуто такі наукові результати:

- використано методи термодинамічного аналізу, які базуються на визначенні необоротних втрат у циклі енергоперетворювальної системи і за допомогою яких на стадії проектування визначено раціональні характеристики теплообмінних апаратів малих енергоперетворювальних систем;

- застосовано ентропійний метод термодинамічного аналізу для проектування теплообмінних апаратів, який базується на встановленні мінімуму виробництва ентропії в розглядуваному апараті, на підставі чого впроваджено енергоощадні технології у процес проектування;

- розроблено математичну модель динаміки формування твердих відкладів на теплообмінній поверхні теплообмінного апарата, яка базується на теорії пористих структур, що дало змогу на стадії проектування ввести у розрахунки наближені до реальних значення додаткових термічних опорів;

- доведено, що модель пористої структури, яка базується на положеннях теорії нерівноважної термодинаміки, найбільш повно описує процес формування твердих відкладів на теплообмінній поверхні апаратів, що дало підставу розглядати макроскопічні потоки рідини будь-якого якісного складу;

- проведено числове моделювання, яке базується на визначенні мінімуму виробництва ентропії, якому відповідають раціональні характеристики теплообмінних апаратів, що сприяє у процесі проектування енергоощаджуванню.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Розроблено методику визначення величини внутрішньої незворотності в теплообмінних апаратах шляхом побудови ентропійно-циклової моделі енергоперетворювальної системи для первинної оцінки впливу цієї незворотності на ефективність циклу.
2. Розроблено методику розрахунку теплообмінного апарата на основі методу мінімізації виробництва ентропії, що дає змогу на стадії проектування отримати теплообмінний апарат високої енергетичної ефективності.
3. Розроблено методику визначення виробництва ентропії в одному з потоків теплообмінника у відриві від апарата загалом, на підставі чого визначено раціональний режим руху досліджуваного потоку.
4. Використання математичної моделі динаміки формування твердих відкладів у процесі проектування теплообмінного апарата удосконалив графік ремонтних робіт під час довготривалої експлуатації теплообмінного апарата.

Результати дисертаційної роботи можна використати у роботах аспірантів, у магістерських роботах і в дипломному проектуванні студентів спеціальності 7.05060403, 805060403 «Холодильні машини і установки».

Особистий внесок здобувача. Основні ідеї та положення дисертаційної роботи належать особисто автору. Наукова робота [7] виконана одноосібно і містить обгрунтування принципів і методів дослідження. У роботах, написаних у співавторстві, автору належать: [1] – формулювання класифікаційних ознак конденсаторів малих енергоперетворювальних систем; [2] – варіантні розрахунки характеристик водяного конденсатора та аналіз отриманих результатів; [4] – аналіз теплообмінного апарата методом мінімізації виробництва ентропії; [9] – висунення гіпотези про динаміку формування твердих відкладів; [10] – варіантні розрахунки характеристик теплообмінного апарата; [11] – формування методики розрахунків теплообмінних апаратів ентропійним методом; [12,13] – аналіз розрахункових залежностей теплообмінного апарата; [14] – доведення адекватності попередньої гіпотези; [15] – проведено числове моделювання дійсного конденсатора; [16] – обгрунтовано використання ентропійного методу у проектуванні теплообмінних апаратів; [17] – розрахунок незворотних втрат ентропійно-цикловим методом.

Апробація результатів дисертації. Дисертацію обговорено на засіданнях кафедри холодильних машин і установок ОДАХ. За темою дисертації виголошено доповіді на II, III Міжнародних науково-технічних конференціях «Современные проблемы холодильной техники и технологии» (м. Одеса, ОДАХ, 2002, 2003), на 68-й Міжнародній науковій конференції молодих учених, аспірантів і студентів (м. Київ, НУХТ, 2002), науково-технічній конференції «Энергосбережение в системах отопления, вентиляции и кондиционирования» (м. Одеса, ОГАСА, 2003), на Міжнародній науково-практичній конференції «Україна наукова-2003» (Днепропетровск-Запорожье, 2003), на 6th Porous Media Workshop (Toulouse, FRANCE, 2003), Congres Français de Thermique, SFT 2005 (Reims, 2005), Humboldt-Kolleg «Energy Challenges of the 21st Century: Science, Technology, Economy, Society» (Odessa, 2007), на VI – VII Міжнародних науково-технічних конференціях «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (м. Одеса, ОДАХ 2007, 2011), Першій міжнародній науково-технічній конференції, присвяченій 90-річчю Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці» (м. Миколаїв, 2010), а також на Міжнародній конференції з елементами наукової школи для молоді «Инновационные разработки в области техники и физики низких температур» (г. Москва, МГУИЭ, 2010).

Публікації. За матеріалами дисертації загалом опубліковано 18 наукових праць, 6 з яких надруковано у фахових виданнях України (1 одноосібно).

Обсяг і структура дисертаційної роботи. Дисертація складається зі вступу, п'ятьох розділів, загальних висновків, списку використаних джерел. Роботу викладено на 151 стор., вона містить 44 рисунка, 7 таблиць, список використаних джерел зі 117 найменувань на 10 стор.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обгрунтовано актуальність теми дисертації, обговорено наукові та технічні проблеми, розв'язанню яких присвячена робота. Сформульовано мету й основні завдання роботи, визначено об'єкт, предмет і методи дослідження, сформульовано результати, які винесено на захист, їх наукову новизну, практичне значення, перелічено публікації за матеріалами дисертації, конференції і семінари,

на яких зроблено доповіді за результатами дослідження, описано структуру дисертації.

У першому розділі доведена необхідність розроблення нових методів проектування теплообмінних апаратів у зв'язку з інтенсивним поновленням парку малих енергоперетворювальних систем, що стало наслідком створення міжнародних документів, у яких рекомендовано всій світовій спільноті впроваджувати природоохоронні заходи в контексті раціонального використання всіх природних ресурсів, у тому числі паливно-енергетичних. Розвиток малих енергоперетворювальних систем разом з екологічно чистими енергоощадними технологіями відбувається шляхом освоєння нових робочих речовин, конструкційних матеріалів, нових типів теплообмінних поверхонь і теплообмінників. У зв'язку з цим змінилися уявлення про раціональні схеми та цикли машин, конструкції, параметри і характеристики обладнання, а також методи та засоби проектування.

Енергоперетворювальні системи мають у своєму складі велику кількість теплообмінних апаратів, тому вдосконалювання роботи апарата полягає в енергоощаджуванні, що здійснюється у процесі теплообміну.

Одним з головних засобів проектування теплообмінних апаратів визнають аналіз незворотних процесів, які відбуваються в них. Аналіз, який проведено методами класичної термодинаміки, дає уявлення про деякі інженерні фактори, такі як: маса, габарити, якість конструкційних матеріалів та іноді оцінення складності виготовлення системи загалом. Проте у процесі експлуатації виникають умови, коли на теплопередавання починають діяти кілька нових фізичних ефектів, які порушують закладені аналізом закономірності. Таким чином, у проектуванні є елемент невизначеності, який потрібно звести до мінімуму.

Далі на підставі літературних джерел, подано огляд наявних методів аналізу, проектування теплообмінних апаратів та критично оцінено їх використання у процесі сучасного проектування.

Техніко-економічний аналіз, загальновідомий і вкрай потрібний, має усталені підходи, які вважають «класичними»: теплообмінний апарат є «оптимальним», якщо зведені витрати (сума капітальних та експлуатаційних витрат) мінімальні. Автор наводить приклади некоректного розрахунку витрат, що спричиняють великі відхилення під час отримання «оптимальних» параметрів теплообмінного апарата, насамперед за умов порівняння різних типів теплообмінників з однаковим корисним ефектом. Наголошуємо на головному недоліку: у разі здійснення техніко-економічного аналізу теплообмінний апарат відокремлюється контрольною поверхнею, однак залежно від типу апарата ця поверхня змінюється, внаслідок чого змінюються і результати.

Далі розглянено методи аналізу, коли теплообмінний апарат відокремлюється фіксованою поверхнею і цикл будь-якої перетворювальної системи не зазнає ніяких змін за умов обирання того чи іншого теплообмінного апарата. Такій підхід притаманний методом сучасної прикладної термодинаміки.

За основу аналізу автор ставить термoeкономіку (ексергоeкономіку – двокритеріальний аналіз на підставі першого і другого закону термодинаміки в сукупності з економікою) для визначення енергетичного складника роботи

теплообмінного апарата. Згідно з економічною моделлю у «життєвому циклі» теплообмінного апарата автор переходить до його ексергетичної моделі і, розглянувши обидва методи, констатує: для їхньої реалізації потрібна наявність вартісних та інших показників і коефіцієнтів, що робить аналіз дуже витратним стосовно проектування малих енергоперетворювальних систем.

Використання понять енергетичних втрат у двох законів термодинаміки дає змогу максимально уніфікувати і спростити кількість параметрів та показників робочого процесу теплообмінного апарата будь-якої енергоперетворювальної системи, і автор для оцінювання характеристик теплообмінного апарата звертається до ентропійного методу термодинамічного аналізу.

У другому розділі застосовано ентропійний метод термодинамічного аналізу до теплообмінних апаратів малих енергоперетворювальних систем.

Спочатку проаналізовано циклову модель теплообмінного апарата у складі енергоперетворювальної системи. Формування дійсного циклу шляхом послідовного зменшення енергетичної ефективності ідеального циклу відображено за допомогою діаграми $T-s$ стану робочої речовини поетапним збільшенням необоротності в теплообмінних апаратах з виходом на реальні умови їхньої роботи (рис 1).

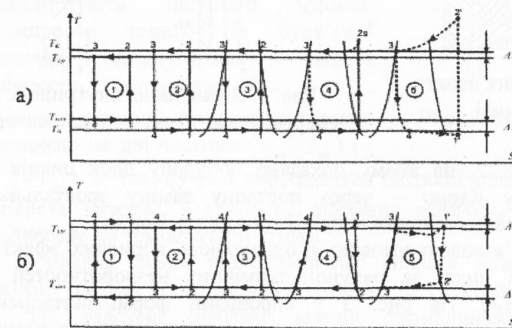


Рис.1. Формування дійсних циклів методом циклів: а) зворотний цикл; б) прямий цикл

Формування циклової моделі здійснюємо покроково, аналізуючи зменшення енергетичної ефективності на кожному кроці, тобто від ідеального циклу-зразка до дійсного циклу, обмежуючи зворотний цикл циклом Планка, а прямий – циклом Ренкіна як еталонними циклами. Таке обмеження загалом достатнє для поняття напрямку термодинамічного аналізу.

Циклова модель дає змогу оцінити тільки зовнішню необоротність у теплообмінному апараті, яка впливає на енергетичну ефективність всієї енергоперетворювальної системи.

Процеси в теплообмінних апаратах (зокрема, конденсаторах) вперше розглянено у роботі як термодинамічні процеси четвертої групи, тобто процеси як внутрішньо-, так і зовнішньо-незворотні: відсутність внутрішньої механічної рівноваги робочої речовини, пов'язаної з утратою тиску внаслідок тертя, і зовнішньої термічної рівноваги між робочою речовиною і джерелом тепла, який з нею взаємодіє.

Таку позицію автор вважає правильною у зв'язку з появою нових типів конденсаторів, таких як мікроканалні, пластинчасті, у яких внутрішній гідравлічний

опір робочої речовини можна порівняти із зовнішніми втратами, крім того, він стає досить значним. Реальні необоротні процеси в кінцевих теплообмінниках зображено пунктирними лініями (рис.1).

Для розрахунку кількісного змінення COP циклу використано ентропійний метод, який базується на співвідношенні Гюї-Стодоли $\Delta P_{\Sigma} = T_{\phi} \cdot \Delta S_{\Sigma}$ і є сучасним методом прикладної термодинаміки.

За допомогою аналізу відтворено ентропійно-циклову модель енергоперетворювальної системи, у якій враховано незворотності, пов'язані лише з роботою кінцевих теплообмінних апаратів у реальних умовах, на прикладі зворотного циклу.

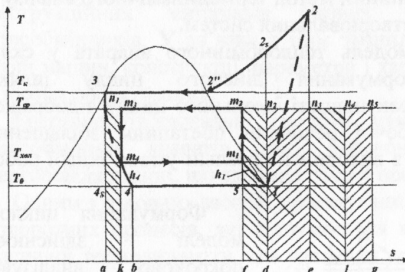


Рис. 2. Визначення енергетичних втрат у дійсному зворотному циклі

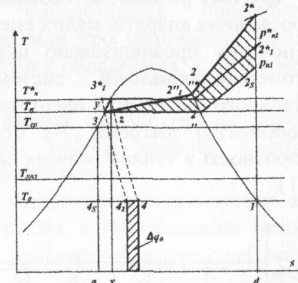


Рис. 3. Визначення внутрішніх енергетичних втрат у конденсаторі

Хід аналізу демонструє рис. 2, на якому показано побудову двох циклів – дійсного і відповідного циклу Карно – через поетапну заміну зростаючих незворотностей шляхом нарощування ширини відповідного циклу Карно.

Для зворотних циклів обов'язковою умовою є однаковість корисних ефектів обох циклів. Втрата енергії в циклі за рахунок термічних незворотностей у конденсаторі дорівнює $m \cdot (\ln_4 n_3 e)$. На рис. 3 у спрощеній формі відтворено послідовне відтворювання внутрішнього незворотного процесу конденсації, причому $(2^* 2'' 3)$ – дійсний процес з проведеного експерименту; лінія $(2_1^* 2_1'' 3_1^*)$ – ізобара процесу конденсації за $T_{\kappa}^* > T_{\kappa}$, здобута шляхом планіметрування за умов $q_{\kappa} = q_{\kappa}^*$. Компенсацію втраченого корисного ефекту за рахунок підвищення T_{κ} $m \cdot (\Delta q_0)$ показано на рис.3. Остаточна ширина відповідного циклу Карно зростає на відрізок $(n_4 - n_5)$.

Ентропійно-цикловий метод ілюстративний, отже, кількісна оцінка незворотностей лише наближена.

Реальну кількісну оцінку зміни COP циклу здійснено шляхом розрахунку та поелементним аналізом

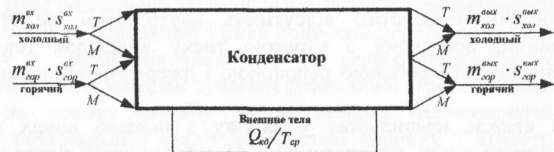


Рис. 4. Діаграма потоків ентропії в конденсаторі

приросту ентропії всіх тіл, які беруть участь у процесі або взаємодіють з ними у процесі функціонування.

Для цього формують діаграму потоків ентропії у кожному елементі системи, які поділяються на термічні і механічні за аналогією з ексергетичною моделлю. За приклад взято ентропійну модель кожного матеріального потоку в конденсаторі енергоперетворювальної системи (рис.4).

В аналітичній формі загальна зміна ентропії має вигляд:

$$\Delta S_{\Sigma} = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{out} \cdot (s^T + s^M) - \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 m_{in} \cdot (s^T + s^M) + \sum_{i=1}^2 \frac{Q_{ext}}{T_{\phi}} \quad (1)$$

Для визначення дійсних величин незворотностей і вказівок конкретних шляхів їхньої мінімізації розглянено метод мінімізації виробництва ентропії – сучасний в термодинамічному аналізі інноваційних рішень у галузі теплообмінних апаратів. Він об'єднує три дисципліни: теплопередачу, термодинаміку і гідродинаміку, і дає змогу обрати раціональний режим руху будь-якого з потоків в теплообміннику або визначити раціональний режим роботи теплообмінника загалом.

Розглядаємо загальну схему теплообмінного апарата (рис. 5).

Рух гарячого і холодного потоків забезпечують нагнітачі (помпа, компресор тощо). На будь-якій частині теплообмінного апарата фіксують температури T_{corp} і T_{cm} . Кінцеву різницю температур умовно поділено на дві частини $(T_{corp} - T_{cm})$ і $(T_{cm} - T_{хол})$.

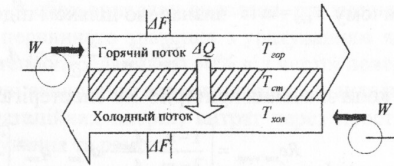


Рис. 5. Загальна схема конденсатора

У такому разі виробництво ентропії здійснює кожний потік у відриві від апарата загалом, а кількісне оцінення величини виробництва ентропії потоком віднесене до температури стінки.

Описана схема теплообмінного апарата розглянена на прикладі холодного потоку (потіку води) в конденсаторі малої енергоперетворювальної системи.

На підставі другого закону термодинаміки, з урахуванням рівняння теплопіддавання між потоком і стінкою, після низки математичних перетворень відносна термічна складова виробництва ентропії визначена як

$$\bar{s}_{x_{ст}}^T = \frac{\Delta Q_F}{\Delta F} \cdot \frac{1}{T_{x_{ст}} \cdot \alpha_{ст-x_{ст}}} \quad (2)$$

Механічна складова виробництва ентропії потоком, здобута на підставі другого закону термодинаміки та законів гідравліки, має математичний вираз:

$$\bar{s}_{x_{ст}}^M = \frac{T_{cm}}{T_{x_{ст}}} \cdot \frac{\Delta F}{\Delta Q_F} \cdot \frac{\mu^3}{\rho^2 d^3} \cdot Re_{x_{ст}}^3 \cdot \frac{\lambda}{2} \quad (3)$$

Використовуючи критерій St для оцінки руху однофазного потоку як з боку теплопіддавання, так і гідродинаміки, враховуючи властивості рідини, режим руху і

¹ Поняття виробництва ентропії в 1947 р надав І. Прігожин : «...В системах, внутрі яких протікають фізическіе, хіміческіе, біологіческіе процессы, всегда производится энтропия. Это производство происходит с определенной скоростью...»

застосовуючи окремі константи, дістаємо загальне рівняння відносного виробництва ентропії холодним потоком.

$$\bar{s}_{\text{хол}} = A_{3\text{хол}} \cdot d_{r,\text{хол}} \cdot q_{\text{хол}} \cdot \text{Re}_{\text{хол}}^{n-1} + A_{4\text{хол}} \cdot d_{r,\text{хол}}^{-3} \cdot q_{\text{хол}}^{-1} \cdot \text{Re}_{\text{хол}}^{3-m} \quad (4)$$

Згідно з рівнянням (4) досконалість теплообмінного апарата залежить від взаємозв'язаних характеристик: q – густини теплового потоку, d_r – гідравлічного діаметра каналу та критерію Re , які визначають і враховують високу теплову ефективність, малі загальні інвестиційні та експлуатаційні витрати, високу експлуатаційну надійність. Таким чином, встановлено вплив кожної характеристики на виробництво ентропії потоком.

Розглянемо три випадки:

- 1) коли густину теплового потоку визначають за умов відсутності незворотних втрат з боку холодного потоку ($\bar{s}_{\text{хол}} = 0$) і вона має математичний вигляд:

$$q_{\text{хол,теор}} = \left[\frac{A_{4\text{хол}}}{A_{3\text{хол}}} \cdot d_{r,\text{хол}}^{-4} \cdot \text{Re}_{\text{хол}}^{4-m-n} \right]^{0.5}, \quad (5)$$

причому $\bar{s}_{\text{хол}} = \min$ визначено шляхом підставлення $q_{\text{хол,теор}}$ у рівняння (4):

$$\bar{s}_{\text{хол}}^M = \bar{s}_{\text{хол}}^T = \frac{\bar{s}_{\text{хол,мін}}}{2} = \left[A_{3\text{хол}} \cdot A_{4\text{хол}} \cdot d_{r,\text{хол}}^{-2} \cdot \text{Re}_{\text{хол}}^{2+n-m} \right]^{0.5}; \quad (6)$$

- 2) коли значення критерію Re спостерігатиметься за умов:

$$\text{Re}_{\text{хол,теор}} = \left[\frac{1-n}{3-m} \cdot \frac{A_{3\text{хол}}}{A_{4\text{хол}}} \cdot d_{r,\text{хол}}^4 \cdot q_{\text{хол}}^2 \right]^{\frac{1}{4-n-m}}, \quad \left(\frac{\bar{s}_{\text{хол}}^T}{\bar{s}_{\text{хол}}^M} \right)_{\text{теор}} = \frac{3-m}{1-n}, \quad (7)$$

де m та n – показники, що характеризують рух рідини;

$n = m = 0, 2$ відповідає турбулентному режиму; $n \approx m \approx 1$ – ламінарному.

- 3) коли значення гідравлічного діаметра d_r становить

$$(d_{r,\text{хол}})_{\text{теор}} = \left[3 \cdot \frac{A_{4\text{хол}}}{A_{3\text{хол}}} \cdot q_{\text{хол}}^{-2} \cdot \text{Re}_{\text{хол}}^{4-m-n} \right]^{\frac{1}{4}}, \quad \left(\frac{\bar{s}_{\text{хол}}^T}{\bar{s}_{\text{хол}}^M} \right)_{\text{теор}} = 3 \quad (8)$$

Аналіз окремих випадків показує, що $1 \leq s^T/s^M \leq 3.5$, тобто вплив необоротностей термічної і механічної складових рівнозначний і на мінімізацію виробництва ентропії значною мірою впливає відношення q/w порівняно з кожною характеристикою окрема.

На підставі цього аналізу зроблено висновок про те, що використані методи термодинамічного аналізу, які базуються на визначенні необоротних втрат у циклі енергоперетворювальної системи, дають змогу на стадії проектування визначити раціональні характеристики теплообмінних апаратів малих енергоперетворювальних систем. Крім того, застосовуючи ентропійний метод, що ґрунтується на встановленні мінімуму виробництва ентропії в досліджуваному апараті, можна впровадити енергоощадні технології у процес проектування.

У третьому розділі досліджено головне джерело термодинамічної трансформації процесів теплопередавання та гідродинаміки у теплообмінному апараті – зростання твердих відкладів на теплообмінній поверхні. Стаціонарні і рівноважні процеси стають нестационарними і нерівноважними

Процес відкладання розуміємо як складову теплообмінної поверхні, що змінюється з часом якісно і за формою. Він спричинює ненормовані економічні втрати, безпосередньо впливає на початкову та експлуатаційну вартість апарата і енергоперетворювальну систему загалом. Негативний вплив відкладання вивчаємо через швидкість зміни виробництва ентропії в окремому теплообмінному апараті.

На першому етапі дослідження розглянено фізичні процеси, у яких відклади стали наслідком механічної дії, кристалізації, корозії, біовідкладень, хімічної реакції тощо. Далі проаналізовано механізм творення відкладень стосовно зміни форми поверхні та її якості у функції часу (виникнення, перенесення, прилипання, видалення, старіння).

На підставі зробленого аналізу дістаємо висновок про вплив відкладів на виробництво ентропії, враховуючи теплопередавання і гідродинаміку та зміну характеристик і розмірів теплообмінного апарата. На прикладі водяних конденсаторів (горизонтального кожухотрубного, а також двотрубного) наводимо розв'язання двох окремих задач з визначенням зміни розмірів теплообмінної поверхні як функції зростання відкладів. В обох випадках виявлено, що зменшення гідравлічного діаметра на 5% від свого первинного значення з урахуванням якості відкладів потребує збільшення поверхні теплопередавання до 40% від чистої поверхні.

Висновками розділу слугують наведені економічні аспекти процесу відкладання: зростання інвестиційних витрат, експлуатаційних витрат, витрат через простій та додаткової витрати на технічне обслуговування та ремонт.

У Четвертому розділі розроблено математичну модель динаміки формування твердих відкладів на теплообмінній поверхні теплообмінного апарата на базі теорії пористих структур. У ньому розглянено процес відкладання як нестационарний і нерівноважний. Для аналізу дійсних процесів у теплообмінному апараті використано положення теорії нерівноважної термодинаміки, а саме: співвідношення Гіббса для визначення зміни ентропії у гомогенній системі, яка зберігає умови рівноваги в елементарних об'ємах під час переходу її в усьому масштабі від рівноважного стану до нерівноважного.

$$T \frac{ds}{d\tau} = \frac{du}{d\tau} - \frac{dv}{d\tau} - \sum_{i=1}^n \mu_i \cdot \frac{dx_i}{d\tau} \quad (9)$$

Рівняння (9) з використанням рівняння балансу маси, балансу імпульсу, внутрішньої енергії в локальній і субстанційних формах зведене до вигляду:

$$\frac{\partial(\rho \cdot s)}{\partial \tau} + \nabla(\rho \cdot s \cdot \omega + J_s) = \Delta s^* \geq 0 \quad (10)$$

Рівняння балансу ентропії за умов обміну двох підсистем теплою, що входять до єдиної системи, має вигляд: $\Delta s^* = s = (1/T_1 - 1/T_2) \cdot J_0 = \Delta(1/T) \cdot J_0$ (11)

У разі безперервних систем, які перебувають у стаціонарному стані, локальне виробництво ентропії дорівнює $\Delta s^* = s = \int_V \Delta s^* dV = \min$ (12)

Модель відкладання розглядаємо, починаючи з формування, з подальшим її впливом на процес передавання тепла та гідродинаміки у потоці, причому наголошуємо на базових рівняннях для макроскопічних потоків рідини та тепла в обмеженому об'ємі пористої структури, яка має пори, сполучені між собою (рис. 8).

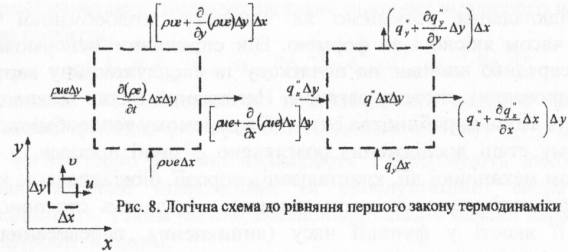


Рис. 8. Логічна схема до рівняння першого закону термодинаміки

На підставі рівнянь збереження маси та імпульсу встановлюємо, що рівняння першого закону термодинаміки в логічній формі має складові:

- швидкість накопичення енергії у контрольному об'ємі: $\Delta x \cdot \Delta y \cdot \frac{\partial}{\partial \tau} \cdot (\rho e)$; (13)

- енергія рухомої рідини: $-(\Delta x \cdot \Delta y) \left[\frac{\partial}{\partial x} \cdot (\rho u e) + \frac{\partial}{\partial y} \cdot (\rho v e) \right]$; (14)

- передавання тепла теплопровідністю: $-(\Delta x \cdot \Delta y) \left[\frac{\partial q_x^*}{\partial x} + \frac{\partial q_y^*}{\partial y} \right]$; (15)

- внутрішнє джерело енергії: $(\Delta x \cdot \Delta y) \cdot q^*$; (16)

- втрата енергії у вигляді тепла у довкілля:
 $(\Delta x \cdot \Delta y) \left[\sigma_x \frac{\partial u}{\partial x} - \tau_{xy} \frac{\partial u}{\partial y} + \sigma_y \frac{\partial v}{\partial y} - \tau_{yx} \frac{\partial v}{\partial x} \right] + (\Delta x \cdot \Delta y) \left[u \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} - u \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + v \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} - v \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} \right]$ (17)

Для визначення закону збереження енергії об'єднуємо рівняння (13-17) у вигляді: $\rho \frac{De}{D\tau} + e \left(\frac{D\rho}{D\tau} + \rho \nabla \cdot v \right) = -\nabla \cdot q^* + q^* - P \nabla v + \mu \Phi$ (18)

Незворотні втрати у процесах пористої структури на підставі другого закону термодинаміки мають вигляд: $s^p = \frac{\lambda}{T^2} (\nabla T_1)^2 + \frac{\mu_{ж}}{K \cdot T} \cdot (u^2 + v^2)$ (19)

Першою складовою є виробництво ентропії у процесі теплопередавання, друга пов'язана з тертям рідини у пористій структурі. Пропонуємо дві окремі моделі циліндричної труби, ще частково заповнені внутрішніми відкладами у вигляді пористої структури, у якій рухається потік, для визначення повного виробництва ентропії. Пористу структуру імітують тверді кульки, діаметр яких у поєднанні з відстанню між ними описано числом Дарсі. У першій моделі прийнято обмеження, що теплопровідність пористої структури постійна і має значення теплопровідності матеріалу твердої фази пористої структури. У другій моделі частина робочої речовини рухається ламінарно в пористому шарі, товщина якого зростає у часі, причому потік на вході однорідний за швидкістю та температурою і T_{cm} вища за $T_{ж}$, до того ж потік двовірний (рис. 9).

Значення виробництва ентропії у циліндричній трубці, частково заповненій пористою структурою, має вигляд: $s^p = s^r + s^m = \frac{\lambda}{T^2} [\nabla T^2] + (1-f) \frac{\mu \Phi}{T} + f \frac{\mu}{K \cdot T} [\bar{v}]^2$ (20)

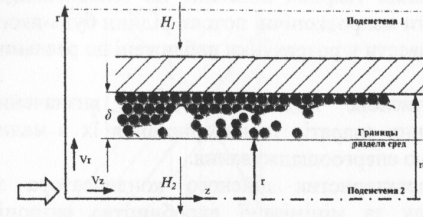


Рис. 9. Фрагмент циліндрової теплообмінної поверхні з у

Рівняння ускладнюється розглядом двовірного потоку з використанням модифікації Бринкмана в рівняннях Дарсі. Математична модель побудована чисельним методом у безрозмірному вигляді завдяки впровадженню таких зведених параметрів, як-от: температури $\bar{T} = (T - T_{cm}) / (T_m - T_{cm})$, радіуса $\bar{r} = r / r_0$, швидкості за довжиною труби і в радіальному напрямі $\bar{v}_z = v_z / v_m$, довжини труби $\bar{z} = z / r_0$. Індекс «0» описує умови, якщо пориста структура відсутня. Наведено два структурні варіанти пористої структури, а саме: з числом Дарсі $Da = 10^{-2}$ (імітація води, яка не пройшла очищення) і $Da = 10^{-6}$ (вода очищена). На рис 10 та 11 подано результати моделювання \bar{s}^T і \bar{s}^M для всього потоку, а також \bar{s}^P для частки потоку всередині пористої структури.

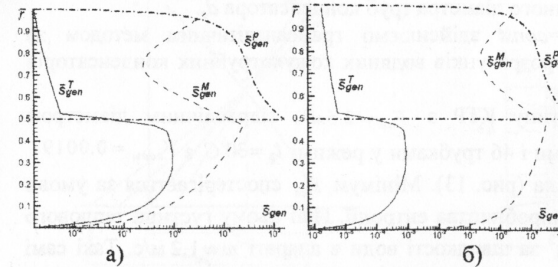


Рис. 10. Зростання ентропії за $Da = 10^{-2}$; а) вхідний переріз; б) вихідний переріз

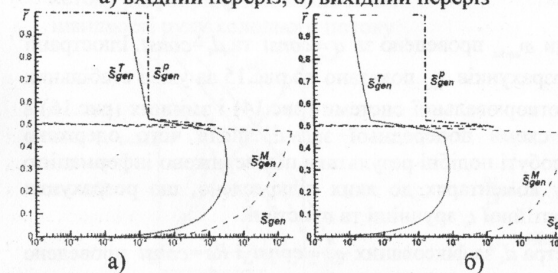


Рис. 11. Зростання ентропії за $Da = 10^{-6}$; а) вхідний переріз; б) вихідний переріз

Для потоку з $Da = 10^{-6}$ (рис.10) \bar{s}^M значно перевищує \bar{s}^T у зоні пористої структури, проте аномалії виникають з \bar{s}^M за $\bar{r} = 0.375$ і відповідають першій стадії формування відкладів; зростання \bar{s}^T та \bar{s}^P за $Da = const$ відбувається без аномалій.

Для потоку з $Da = 10^{-6}$ (рис.11) \bar{s}^M в зоні пористої структури мала і не впливає на характер процесів у пористій структурі. В такому випадку можна розглядати шар відкладів як додатковий і суцільний. Головним висновком до четвертого розділу вважаємо такий: модель пористої структури, яка базується на положеннях теорії нерівноважної термодинаміки,

найбільш повно описує процес формування твердих відкладів на теплообмінній поверхні апаратів, що дає змогу розглядати макроскопічні потоки рідини будь-якого якісного складу і на стадії проектування ввести у розрахунки наближені до реальних значення додаткових термічних опорів.

У п'ятому розділі проведено числове моделювання для визначення раціональних характеристик теплообмінних апаратів та використання їх в малих енергоперетворювальних системах з метою енергоощаджування.

Виконано порівняльний аналіз характеристик дійсного конденсатора за допомогою техніко-економічного методу та мінімізації виробництва ентропії. Визначено раціональні режими роботи теплообмінного апарата для енергоощадження на прикладі кожухотрубного водяного конденсатора. Критеріями оцінювання обрано зведені витрати техніко-економічного аналізу і загальне виробництво ентропії холодним потоком для методу мінімізації виробництва ентропії. Незалежними змінними тут виступають три головні характеристики конденсатора: густина теплового потоку q , швидкість руху потоку води $\omega_{води}$ (критерій Re), розміри гідравлічного діаметра труб конденсатора d_2 .

Визначення q за d_2 , $Re=const$ здійснюємо графоаналітичним методом за принципом класичних методик розрахунків водяних кожухотрубних конденсаторів (рис.12).

Розрахунки конденсатора типу КТР з $F_{обн} = 2.5 \text{ м}^2$, гідравлічним діаметром $d_2 = 16.5 \times 1.65 \text{ мм}$, чотирма ходами і 46 трубками у режимі $t_k = 30^\circ \text{C}$ з $V_{води} = 0.00197 \text{ м}^3/\text{с}$ у графічній формі подано на (рис. 13). Мінімум $\bar{s}_{хол}$ спостерігається за умови рівності $\bar{s}_{хол}^T$ та $\bar{s}_{хол}^M$ складових виробництва ентропії. При цьому густина теплового потоку становить $q = 4500 \text{ Вт/м}^2$ за швидкості води в апараті $\omega \approx 1.2 \text{ м/с}$. Такі самі дані наведено у технічній літературі на підставі результатів техніко-економічного аналізу, що впродовж тривалого часу було довідковим матеріалом для проектувальників.

Визначення швидкості руху води $\omega_{води}$ проведено за $q=const$ та $d_2=const$. Ілюстрації до розрахунків та результати розрахунків $\bar{s}_{хол}$ показано на рис.15 за умов стабільних характеристик малої енергоперетворювальної системи (рис.14) і змінних (рис.16) з використанням розрахункової схеми попередньої задачі, після чого одержано однакові результати (рис.15). Здобуті подібні результати підтверджено інформацією з відомих технічних джерел, у коментарях до яких підкреслено, що розрахунки раціональних значень $\omega_{води}$ за постійної t_k зручніші та простіші.

Визначення гідравлічного діаметра d_2 за фіксованих $q^* = const$ і $Re=const$ проведено з використанням вихідних даних попередніх задач. Умови задачі можна виконати лише за одночасної зміни швидкості руху води $\omega_{води}$ і температури конденсації. Графічна інтерпретація збігається з (рис.16); $\bar{s}_{хол}$ (рис.17) має нечітко виражений мінімум і відповідає $\bar{s}_{хол}^T / \bar{s}_{хол}^M \approx 2.5 \dots 3.0$ для $d_2 \approx 10 \dots 12 \text{ мм}$, що ідентична рекомендаціям техніко-економічного аналізу. Далі розглянено дійсний конденсатор з ускладненням у вигляді відкладів з боку води. Розрахункове $\bar{s}_{хол}$ має математичний вигляд (рів.21):

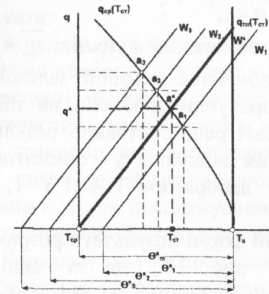


Рис.12. Ілюстрація графоаналітичного методу розрахунку густини теплового потоку

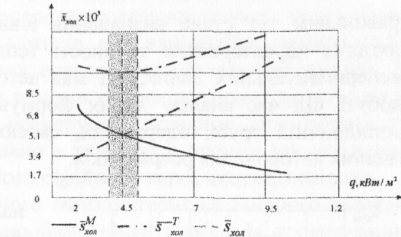


Рис.13. Визначення густини теплового потоку

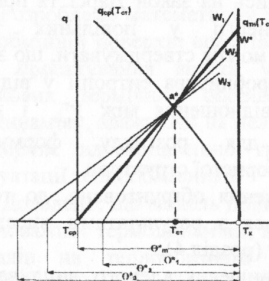


Рис.14. Ілюстрація графоаналітичного методу розрахунку для визначення швидкості руху холодного потоку

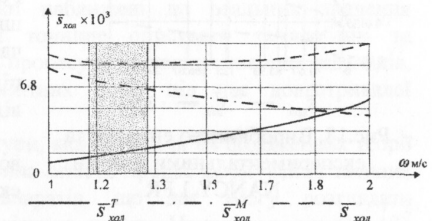


Рис.15. Визначення швидкості руху теплоносія

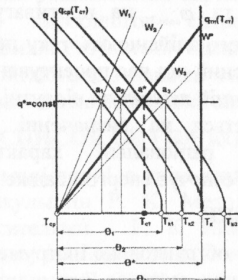


Рис.16. Ілюстрація графоаналітичного методу розрахунку густини теплового потоку для визначення швидкості руху та гідравлічного діаметра

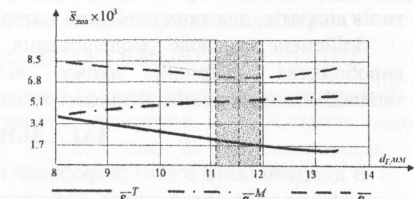


Рис.17. Визначення гідравлічного діаметра теплоносія за умови зміни режиму роботи

$$\overline{s_{\text{хол}}} = \frac{1}{T_{\text{хол}} \cdot \alpha'_{\text{хол} \rightarrow \text{ст}}} \cdot \frac{\Delta Q}{\Delta F} + \frac{T_{\text{ст}}}{T_{\text{хол}}} \cdot \frac{\mu^3 \cdot \Delta F \cdot \text{Re}_{\text{хол}}^3}{\rho^2 d_{\text{хол}}^3} \cdot \frac{\lambda}{2} \quad (21)$$

Змінні величини α' , $d_{\text{хол}}$ не дають змоги визначити раціональну функцію $\overline{s_{\text{хол}}} = f(d_{\text{хол}})$, правильним тут стане визначення швидкості виробництва ентропії залежно від вихідних характеристик та якості теплоносія. Розрахунки зроблено на підставі експериментальних даних, які мав автор. У рефераті репрезентовано результати, здобуті під час аналізу даних формування твердих відкладів у горизонтальній циліндричній трубі, одержаних, своєю чергою, у лабораторії NANCY 1, FR і наданих автором для розрахунків.

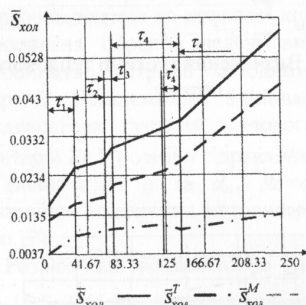


Рис.18. Виробництво ентропії за експериментальними даними NANCY 1,FR

У графічній формі результати розрахунків наведено на рис 18., де 6 виділених фрагментів $\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_4, \tau_5, \tau_6$ часу відповідають різним швидкостям зростання $\overline{s_{\text{хол}}}, \overline{s_{\text{хол}}^T}, \overline{s_{\text{хол}}^M}$ і якостям відкладів на поверхні.

Посилаючись на закон Дарсі та принцип дисипації енергії у повільних течіях Гельмгольца, можна стверджувати, що змінна швидкість виробництва ентропії у відрізках часу та співвідношення між $\overline{s_{\text{хол}}^T}$ і $\overline{s_{\text{хол}}^M}$ є підставами для розгляду формування відкладів як пористої структури.

Це положення обґрунтовано, до того ж воно збігається з результатами чисельного експерименту (розділ 4).

Отже, з вищевикладеного випливає, що техніко-економічний аналіз та метод мінімізації виробництва ентропії рівнозначно фіксують раціональний режим роботи апарата як за густиною теплового потоку, так і за швидкістю теплоносія. Розрахунки за енергетичним методом не дають змоги одночасно визначити раціональні значення q та $\omega_{\text{води}}$, на противагу методу мінімізації виробництва ентропії, за допомогою якого здійснюють таку процедуру. Метод мінімізації виробництва ентропії дуже корисний під час проектування нових типів апаратів, для яких довідкові матеріали у технічній літературі відсутні.

Здійснене числове моделювання, яке базується на визначенні мінімуму виробництва ентропії, якому відповідають раціональні характеристики теплообмінних апаратів, у процесі проектування забезпечує енергоощадження.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі розроблено і теоретично обґрунтовано інструментарій до процесу проектування, який базується на сучасних методах термодинамічного аналізу та допомагає проектувальникам максимально уніфікувати параметри й характеристики робочих процесів теплообмінного апарата малої енергоперетворювальної системи та реалізувати енергоощадні технології у процесі проектування.

Відповідно до мети роботи було розв'язано завдання дослідження та здобуто такі результати:

1. Розглядаючи сучасні методи термодинамічного аналізу, які базуються на визначенні необоротних втрат у циклі енергоперетворювальної системи, автор обрав перспективні напрямки застосування цих методів для визначення раціональних характеристик теплообмінних апаратів малих енергоперетворювальних систем. У роботі доведено, що застосування методів з використанням вартісних показників у малих енергоперетворювальних системах потребують складних аналітичних та числових методів досліджування. Це пов'язано з тим, що у процесі проектування вартість апарата, яка залежить від розмірів його серійного виробництва, невідома.

2. Доведено, що застосування ентропійного методу термодинамічного аналізу, який базується на встановленні мінімуму виробництва ентропії, для проектування теплообмінних апаратів малих енергоперетворювальних систем стає підставою щодо впровадження енергоощадних технологій у процес проектування, скорочення терміну проектування та зменшення його загальної собівартості.

3. Розроблено математичну модель динаміки формування твердих відкладів на теплообмінній поверхні апарата на базі теорії пористих структур, яка дає змогу на стадії проектування ввести у розрахунки наближені до реальних значення додаткових термічних опорів, а також точніше описувати теплообмін та гідродинаміку, зважаючи на невизначеність процесу формування твердих відкладів, що сприяє вдосконаленню графіка ремонтних робіт під час довготривалої експлуатації теплообмінника.

4. Доведено, що модель пористої структури, яка базується на положеннях теорії нерівноважної термодинаміки, найбільш повно описує процес формування твердих відкладів на теплообмінній поверхні апаратів, що дає змогу розглядати макроскопічні потоки рідини будь-якого якісного складу. Наприклад, від $Da=10^{-2}$ (вода, яка не пройшла очищення) до $Da=10^{-6}$ (вода очищена).

5. Проведене числове моделювання виробництва ентропії стає ґрунтом для визначення раціональних характеристик теплообмінних апаратів, які відповідають мінімуму виробництва ентропії, що забезпечує енергоощадність процесу проектування. Результати чисельного моделювання, здійснені ентропійним методом, цілком збігаються з даними техніко-економічного аналізу, які є довідковими для проектування теплообмінних апаратів малих енергоперетворювальних систем.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

- 1) Никульшин Р. К. Метод анализа работы аппаратов с промежуточными хладоносителями / Р. К. Никульшин, Л. И. Морозюк, В. В. Соколовская // Холодильна техніка та технологія. – Одеса: ОДАХ, 2000. – № 67. – С. 29–34.
- 2) Морозюк Л. И. Анализ влияния отложений на расчетные характеристики теплообменных аппаратов / Л. И. Морозюк, В. В. Соколовская // Холодильна техніка та технологія. – Одеса: ОДАХ, 2001. – № 5(74). – С. 30–33.
- 3) Соколовская В. В. Энтропийный метод термодинамического анализа для исследования осаждений в теплообменных аппаратах / В. В. Соколовская, Л. И. Морозюк, А. А. Клименко, Т. В. Морозюк // Энергосбережение в системах

отопления, вентиляции и кондиционирования. Сборник материалов научно-технической конференции. – Одесса: ОГАХА, 2003. – С. 6–8.

4) Соколовская В. В. Методы прикладной термодинамики в анализе загрязнения теплообменной поверхности // Проблемы создания новых машин и технологий. Сборник научных трудов КГПИ. – Кременчуг: КГПИ, 2003. – № 2(19). – С. 175–178.

5) Морозюк Л. И. Анализ отложений на теплообменной поверхности проточных конденсаторов / Л. И. Морозюк, В. В. Соколовская, А. А. Клименко // Холодильная техника и технология. – Одесса: ОГАХ, 2003. – № 3 (83). – С. 25–29.

6) Morosuk T. Vers la question de l'entartrage sur la paroi des condenseurs refroidis par eau / T. Morosuk, L. Morosuk., V. Sokolovskaya, A. Klimentko // Congres Français de Thermique, SFT 2005. – Reims, 30 mai-2 juin 2005. – Tome 2. – P. 259–265.

7) Морозюк Т. В. Осаждение в теплообменных аппаратах: новый взгляд на проблему / Т. В. Морозюк, Л. И. Морозюк, В. В. Соколовская // Промышленная теплоэнергетика. – Киев, 2008. – Т.30. – №4. – С. 30–35.

8) Соколовская В. В. Термодинамический анализ в задачах проектирования теплообменных аппаратов / В. В. Соколовская, Л. И. Морозюк // Инновационные разработки в области техники и физики низких температур. – Москва: МГУИЭ, 2010. – С. 25–29.

Опубліковані праці апробаційного характеру:

9) Соколовская В. В. Закономерности кинетики отложений в теплообменных аппаратах // Міжнар. наук. конф. молодих учених, аспірантів і студентів; Національний університет харчових технологій. – Київ, 2002. – С. 83.

10) Соколовская В. В. Анализ работы теплообменного аппарата с изменяющейся температурой входа промежуточного теплоносителя // Современные проблемы низкотемпературной техники. Тезисы докладов научно-технической аспирантской конференции. – Одесса: ОГАХ, 2002. – С. 5.

11) Соколовская В. В. Анализ «жизненного цикла» теплообменных аппаратов с промежуточными тепло- и хладоносителями методами современной прикладной термодинамики // Современные проблемы холодильной техники и технологии. Сборник тезисов 3-ей Междунар. научно-технической конф. – Одесса: ОГАХ, 2003. – С. 38–39.

12) Соколовская В. В. Новый подход к анализу теплообменных аппаратов // Україна наукова-2003. Матер. Междунар. научно-практической конф. (Днепропетровск-Запорожье, 16-20 июня, 2003 года). – Днепропетровск-Запорожье, 2003. – Т. 30. – С.10–11.

13) Morosuk T. An aspect of operational and maintenance cost of flowing condensers optimization: problem of water stone layer formation / T. Morosuk., L. Morosuk, V. Sokolovskaya, A. Klimentko // Abstract Book of the 6th Porous Media Workshop at Toulouse. – France, November, 2003. – P. 99–100.

14) Sokolovskaya V. Производство энтропии однофазным потоком в теплообменнике энергопреобразующей установки / V. Sokolovskaya, L. Morosuk // Humboldt-Kolleg “EnergyChallengesofthe 21st Century: Science, Technology, Economy, Society”. Ukraine. – Одесса, 2007. – P. 24–27.

15) Морозюк Л. И. Термодинамический анализ двухпоточного теплообменника энтропийным методом / Л. И. Морозюк, В. В. Соколовская // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології. Збірник наукових праць 6-ої науково-технічної конференції. – Одесса: ОГАХ, 2007. – С. 162.

16) Соколовская В. В. Применение метода минимизации производства энтропии при проектировании кожухотрубного конденсатора / В. В. Соколовская, О. В. Ольшевская // Інновації в суднобудуванні і океанотехніці. Матер. I Міжнар. науково-технічн. конф. – Миколаїв, 15-17 вересня, 2010. – Миколаїв, 2010. – С. 242–243.

17) Соколовская В. В. Элементы термодинамического анализа в приложении к осаждениям / В. В. Соколовская // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології. Збірник тез доповідей 7-ої Міжнар. науково-технічної конф. – Одесса: ОГАХ, 2011. – С.7–8.

Опубліковані праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

18) Никульшин Р. К. Термодинамический анализ регенеративных циклов пароконденсаторных машин энтропийно-цикловым методом / Р. К. Никульшин, Л. И. Морозюк, В. В. Соколовская, А. А. Клименко // Холодильная техника и технология. – Одесса: ОГАХ, 2011. – № 2 (130). – С. 20–24.

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

e – питома енергія [рів.(14)]; u – внутрішня енергія [рів.(14)]; v – питомий об'єм [рів.(15)]; f – коефіцієнт тертя у пористій структурі [рів.(20)]; λ – коефіцієнт тертя [рів.(20)]; \vec{v} – вектор швидкості [рів.(21)]; Φ – функція дисипації в'язкості [рів.(18)]; J_s – потік ентропії [рів.(13)]; J_Q – потік теплоти [рів.(13)]; K – проникність пористого шару [рів.(20)]; $A_{z_{min}}$, $A_{z_{max}}$ – комплекси, які залежать від теплофізичних якостей рідини і режиму руху [рів.(5)].

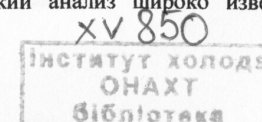
АННОТАЦІЯ

Соколовская В.В. Совершенствование теплообменных аппаратов в малых энергопреобразующих системах на основе энтропийного метода анализа. – Рукопись

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.14.06 – техническая теплофизика и промышленная энергетика. – Одесский национальный политехнический университет МОНМС Украины, Одесса, 2013.

Диссертация посвящена решению важной научно-технической проблемы – развитию научных основ энергосберегающих технологий в приложении к процессу проектирования теплообменных аппаратов малых энергопреобразующих систем путем использования следующих методов термодинамического анализа: циклового, энтропийно-циклового и минимизации производства энтропии, для установления рациональных режимов работы теплообменного аппарата

В работе доказана необходимость разработки новых методов проектирования теплообменных аппаратов. Технично-економический анализ широко известен и



востребован и имеет устоявшиеся подходы, которые считаются «классическими»: теплообменный аппарат является «оптимальным», если приведенные расходы (сумма капитальных и эксплуатационных расходов) имеют минимальный размер. Приводятся примеры некорректного расчета затрат, вызывающих большие отклонения при получении «оптимальных» параметров теплообменного аппарата, в первую очередь, в условиях сравнения различных типов теплообменников с одинаковым полезным эффектом. Главным недостатком при осуществлении технико-экономического анализа является то, что при расчете теплообменного аппарата выделяется контрольная поверхность, однако в зависимости от типа аппарата эта поверхность смещается и меняются результаты.

Известно, что одним из главных разделов проектирования теплообменных аппаратов называют анализ необратимых процессов, происходящих в них. Проведен анализ теплообменного аппарата методами классической термодинамики. Исходя из проведенного информационного поиска и выполненного анализа сделан вывод о перспективных направлениях по применению методов термодинамического анализа для определения рациональных характеристик теплообменных аппаратов малых энергопреобразующих систем. Доказано, что применение методов, в которых используются стоимостные показатели, в малых энергопреобразующих системах требует сложных аналитических и численных методов исследования.

Проанализирован метод минимизации производства энтропии применительно к процессу проектирования теплообменных аппаратов, доказано, что этот метод обеспечивает одновременный учет и взаимозависимость необратимостей, связанных с теплопередачей и гидродинамикой потоков, и дает их количественную оценку, что позволяет получить теплообменный аппарат с высокой энергетической эффективностью.

Главным источником неопределенностей в процессе проектирования и трудно учитываемых дополнительных энергетических затрат в процессе эксплуатации являются физические процессы, способствующие росту твердых осадков. На примере водяных конденсаторов (горизонтального кожухотрубного и конденсатора типа «труба-в-трубе») приведено решение двух отдельных задач с определением изменения размеров теплообменной поверхности как функции роста осадков. В обоих случаях показано, что уменьшение гидравлического диаметра на 5 % от своего первоначального значения с учетом качества осадков требует увеличения поверхности теплопередачи до 40 % от чистой поверхности.

На основании положений теории пористых структур с учетом закономерностей неравновесной термодинамики разработана математическая модель динамики формирования твердого осадка и представлено математическое моделирование. Числовой эксперимент показал, что представление модели осадка как тела пористой структуры с движущимся внутри пор потока жидкости обеспечивает рассмотрение макроскопических потоков жидкостей любого качественного состава. В работе доказано, что анализ осадков в теплообменнике, проведенный с использованием положения теории пористых структур в единстве с методом минимизации производства энтропии, дает наиболее достоверное описание динамики формирования осадков, что позволяет на стадии проектирования

ввести в расчеты близкие к реальным значениям дополнительных термических сопротивлений и дает возможность усовершенствовать график ремонтных работ в процессе длительной эксплуатации.

В работе выполнен сравнительный анализ характеристик действительного конденсатора с помощью технико-экономического анализа и метода минимизации производства энтропии. Определены рациональные режимы работы теплообменного аппарата с точки зрения энергосбережения на примере кожухотрубного водяного конденсатора. Показано, что оба метода равнозначно фиксируют рациональный режим работы теплообменного аппарата, но с помощью технико-экономического анализа невозможно определить рациональные значения двух независимых переменных, в противовес чему метод минимизации производства энтропии осуществляет такую процедуру.

Определение и оценка необратимых потерь, проведенных с помощью Первого и Второго начала термодинамики в совокупности с законами теплопередачи и гидравлики, обеспечили максимальную унификацию параметров и характеристик рабочих процессов теплообменного аппарата как стационарных равновесных, так и нестационарных и неравновесных, связанных с наличием и ростом осадков на теплообменной поверхности.

Ключевые слова: термодинамический анализ, энергопреобразующая система, теплообменный аппарат, энтропийный метод, энтропийно-цикловой метод, минимизация производства энтропии, осадки, пористая структура.

АНОТАЦІЯ

Соколовська В.В. Удосконалення теплообмінних апаратів в малих енергоперетворювальних системах на основі ентропійного методу аналізу. – Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – технічна теплофізика і промислова енергетика. – Одеський національний політехнічний університет МОНМС України, Одеса, 2013.

Дисертація присвячена розв'язанню важливої науково-технічної проблеми розвитку наукових основ енергоощадних технологій, а саме: адаптації до процесу проектування теплообмінних апаратів методів термодинамічного аналізу (циклогового та ентропійно-циклогового) і мінімізації виробництва ентропії.

Визначення та оцінювання незворотних втрат, проведених за допомогою двох законів термодинаміки разом із законами теплопередачі і гидравлики, дало змогу максимально уніфікувати параметри і характеристики робочих процесів теплообмінного апарата як стационарних рівноважних, так і нестационарних і нерівноважних, пов'язаних з наявністю та збільшенням відкладів осадку на теплообмінній поверхні.

Виконано порівняльний аналіз характеристик дійсного конденсатора техніко-економічним методом та методом мінімізації виробництва ентропії. Доведено, що метод мінімізації виробництва ентропії – єдиний метод термодинамічного аналізу, що дає змогу на стадії проектування враховувати одночасно зовнішні і внутрішні незворотні втрати в одному теплообмінному апараті або в одному із його потоків у відриві від усієї енергоперетворювальної системи загалом.

У роботі показано, що аналіз відкладів у теплообміннику, проведений з використанням положення теорії пористих структур у єдності з методом мінімізації виробництва ентропії, найвірогідніше описують динаміку формування відкладів, що уможлиблює на стадії проектування впровадити до розрахунків близькі до реальних значення додаткових термічних опорів.

Застосування розглянутих термодинамічних методів аналізу теплообмінних апаратів забезпечить реалізацію енергоощадних технологій у процесі проектування.

Ключові слова: термодинамічний аналіз, енергоперетворювальна система, теплообмінний апарат, ентропійний метод, ентропійно-цикловий метод, мінімізація виробництва ентропії, відклади, пориста структура.

ABSTRACT

Sokolovskaya V.V. Improvement heat exchangers in the small energy conversion systems by entropy-based methods of analysis. – Manuscript.

Thesis for the candidate's degree in the technical sciences on specialty 05.14.06 – Technical thermophysics and industrial heat-and-power engineering. – Odessa National Polytechnic University, Odessa, 2013.

The thesis focuses on an important scientific and technical problem that is development of the scientific basis for the energy conversion technologies applied to a heat exchangers design. This is possible through the adaptation of the following methods of the thermodynamic analysis: Entropy method, entropy-cycle method, and the method of entropy generation minimization.

The estimation of the location and magnitude of the irreversible losses have been done using the First and the Second Laws of Thermodynamics in conjunction with the laws of heat-transfer and fluid dynamics. Based on this analysis the maximal unification of the parameters and the working processes has been discovered for (a) study-state equilibrium, and (b) no study-state and no equilibrium processes caused by formation of the fouling layer on the heat exchange surface.

The comparison analysis of the operation conditions for the condenser have been done using both techno-economic and entropy generation minimization methods. It has been proved that the entropy generation minimization method is the only one that on the level of the thermodynamic analysis let us to determine simultaneously the internal and external irreversible losses within a heat exchanger or within only one stream of the heat exchanger, i.e. in isolation from the overall system.

It is shown in the thesis, that application of the theory of the porous media together with the method of the minimization entropy generation for the analysis of the fouling within a heat exchanger let us to describe in detail the dynamics of the fouling formation process. It is a particularly important because of more realistic values of the additional thermal resistance can be assumed during the design.

The application of the above described methods of the thermodynamic analysis provides the guaranty for the realization of the energy saving technologies into the design process.

Key words: thermodynamic analysis, energy conversion system, heat exchanger, entropy method, entropy-cycle method, entropy generation minimization, fouling, porous media.

Підписано до друку 25.01.2013
Обсяг 0.9 авт. Арк. Формат 60x81/16
Тираж 100 прим. Папір офсетний. Зам. № 938

Надруковано у кипіювальному центрі «Греческий дом»
(Свідоцтво 23206828 від 21.05.2004)
м. Одеса, ул. Вице-адмірала Жукова, 3/7
Тел./факс: (0482) 375-235