

ВПЛИВ РОЗПОДІЛУ ТЕПЛОВМІСТУ ПОТОКІВ ЗА ТЕМПЕРАТУРАМИ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРОТИСТРУМНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ

Вступ

В багатьох натурних випробуваннях кріогенних протиструмних теплообмінників, досягнуті значення ефективності теплопередачі, які різко відхиляються від прогнозу класичних аналітичних розв'язків. Більш того, в деяких процесах спостерігається якісна невідповідність прогнозів теоретичних моделей експериментальним спостереженням. Вважаємо, що за погано передбачувані зміни ефективності теплообмінників відповідає додатковий, коректно не урахований в сучасних теоріях теплопередачі, фактор впливу. Характер дії цього фактора і нові технологічні можливості, що відкриваються з його використанням потребують ретельних досліджень.

Огляд літератури

На практиці найбільш суттєво вдається підвищувати ефективність рекуператорів з загальною протиструмною схемою течії в області приблизного балансу запасів тепла потоків. Такі результати отримували розробники кріогенних дросельних систем на основі газових сумішок [1-5] та гелієвих [6,7]. Близькі до гранично високих рівні ефективності 0,98-0,99 досягались при значеннях числа N_{tu} 7-12 [5-7]. В перерахованих вище роботах описані експерименти, в яких змінювалась теплоємність потоків дроселюванням гелію в секції потоку високого тиску, зміною пропорцій базового складу суміші, зміною тисків циклу системи.

Дослідники, які отримали результати непропорційно високої ефективності теплопередачі, в тому числі методами натурального експерименту, пов'язували їх з можливістю роботи теплообмінників на підвищених температурних натисках [1,2,4,7]. Підвищення температурного натиску забезпечене термодинамічними властивостями газових сумішей чи гелію. Але гелій забезпечує таку можливість у

вузькому інтервалі режимних параметрів близько критичної точки. Якісні суміші для підвищення холодопродуктивності дросельних кріогенних систем – велика рідкість. Як виявилось на практиці, окрім підвищення питомого дросель-ефекту, порівняно з чистою речовиною (найчастіше азотом), до сумішок пред'являється додаткова вимога. Її властивості мають забезпечити можливість ефективної регенерації холоду пари.

В більшості випадків, якісна за дросель-ефектом суміш не дозволяє використовувати теплообмінник, пропорційний розмірам компресора, через низький температурний натиск в ньому. Для вирішення проблеми автори [2,4] пропонують варіювати склад суміші, додатково контролюючи її якість проектним розрахунком поверхні теплопередачі, до забезпечення використання теплообмінника помірних розмірів. Якщо такий підхід не спрацює, можлива додаткова оптимізація за рахунок підвищення тиску циклу до знаходження такого його рівню, за якого склад суміші забезпечить і підвищення дросель-ефекту і вирішення проблеми ефективної теплопередачі.

Питання, а які ж саме причини примушують середній температурний натиск збільшуватися чи зменшуватися розглядувалось в [8]. Апробовано й обґрунтовано введення до розгляду додаткового фактору впливу. Показано, що для збалансованих теплообмінників дія цього фактору - локальних нерівностей запасів тепла потоків, призводить лише до наростання температурного натиску теплопередачі. Встановлено, що локальне превалювання запасу тепла нагрівного потоку в більш теплій частині теплообмінника, й локального запасу тепла охолоджуючого – в більш холодній, забезпечує можливість досягнення малих кінцевих недорекупераций. За оберненої

ситуації неминуха поява значних втрат від недорекуперації, незалежно від інтенсивності тепло-переносу.

В роботі [9] запропоновані технології принципово нових теплообмінників, ефективність яких пропонується досягати штучно створеною нерівністю локальних запасів тепла потоків. Доцільність застосування таких конструкцій обґрунтована кількісним аналізом. На основі рівняння теплопередачі показано, що один відсоток збільшення середнього температурного натиску еквівалентний від 2 до 100 відсотків нарощування числа Ntu . Для теплообмінників, робочі тіла яких мають обмежену теплоємність, на основі аналітичних розв'язків [10], показано наступне. За постійної інтенсивності тепло-переносу, при збільшенні запасу тепла одного з потоків, ефективність передачі тепла від (чи до) іншого монотонно збільшується. Фізична причина такої залежності полягає в підвищенні середнього температурного натиску теплопередачі. Для області теплообмінників кріогенної якості (інтенсивність за числом $Ntu \sim 10$) залежність є різкою. Порівняно невелике превалювання теплового еквівалента одного з потоків зменшує втрати від недорекуперації іншого на порядок. На ці теоретичні закономірності не звернули уваги автори [2,4]. З них напрямки випливає, що при вирівнюванні дросель-ефектів суміші на кімнатних і низьких температурах, вимоги до інтенсивності теплопереносу в теплообміннику регенерації холоду потоку низького тиску різко підвищуються. Якщо для чистого азоту співвідношення запасів тепла потоків цього теплообмінника становить біля 0,6, то при вирівнюванні дросель ефектів – наближається до 1. Температурний натиск в теплообміннику знижується до теоретичного мінімуму. Для збереження тієї ж ефективності теплопередачі, яка досягалась на азоті, необхідно різко збільшувати величину числа Ntu .

Оригінальні літературні джерела, виконані за участю автора, важко знайти в бібліотеках. Методологія ранніх досліджень, на які спираються роботи [8,9] була знайдена, великою мірою, на рівні інтуїції. Для полегшення критичної оцінки матеріалу фахівцями літературний огляд представлено в розшире-

ному вигляді. Яскравою ілюстрацією дії нового фактора впливу є різкі зміни ефективності протиструмного теплообмінника дросельної рефрижераторної системи [5] на основі азот-вуглеводневої суміші АУС-1. Тип конструкції апарату – витий з оребрених трубок [11]. Ефекти спостерігались при варіюванні температурою стиснутого потоку на вході в теплообмінник, за різних рівнів тиску суміші після компресора. Вхідні температура й тиск зворотного потоку залишались постійними. Об'єкт досліджень вивчався як в натурних, так і в комп'ютерних експериментах. Спроби представлення отриманих, та подібних їм, залежностей виявили наявність методологічних проблем. За використання традиційних графічних форм ефективність ставала пульсуючою функцією, або ж вела себе зовсім супроти теоретичних прогнозів. Фізичний зміст тих процесів, які відображали залежності, виявлявся незрозумілим. За подібних причин багато результатів по сумішевим системам, з якими автор був ознайомлений при особистому спілкуванні з експериментаторами, залишилися неопублікованими.

Для подолання вказаних проблем знадобилися нові варіанти узагальнення експериментальних даних. Перший з них було знайдено в роботах [6,7]. Його вид для експериментів [5] за тиску суміші 4,0 МПа, компільований з [7], наведено на рис. 1. По осі ординат відкладені крайові недорекуперації теплообмінника, нормовані до різниці вхідних температур потоків. Безрозмірні недорекуперації поставлені у відповідність відношенню повних запасів тепла охолоджуваного й охолоджуючого потоків (або їх теплових еквівалентів) $\bar{W}$.

Завдяки нестандартному визначенню $\bar{W}$, в аналітичній моделі [6] були виділені у явному вигляді області превалювання запасів тепла кожного з потоків. Правий квадрант рис. 1 включає область превалювання теплового еквіваленту охолоджуваного потоку, лівий - охолоджуючого. Таке виділення виявилось продуктивним при дослідженнях кріогенних протиструмних теплообмінників. По-перше, вдалося

уникнути пульсацій ефективності при представленні досліджених результатів. По-друге, в роботі [7] було встановлено, що для дросельних систем важливо те, запас тепла якого з потоків теплообмінника регенерації холоду пари робочого тіла превалює.

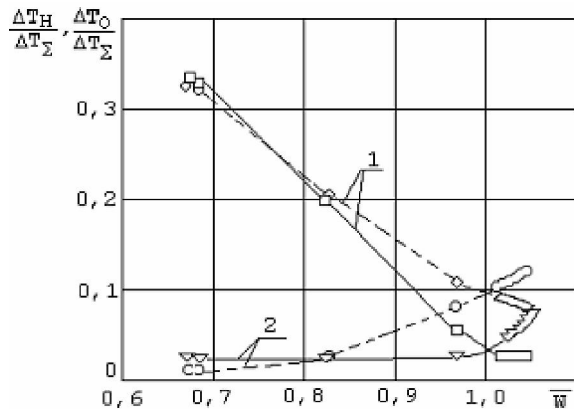


Рис. 1. Крайові недорекуперації протиструмного теплообмінника дросельної системи на основі газової суміші АУС-1 за її тиску після компресора в 4,0 МПа. 1 – недорекуперації охолоджуючого потоку, 2 – нагрівного потоку. ---- аналітичний прогноз моделі [6]; — залежності, отримані в натурних та комп'ютерних експериментах [5]. Числа одиниць переносу тепла Ntu змінювались в інтервалі {7,8-10,3}.

Зміна $\bar{W}$ в процесах, відображених на рис.1, досягалась завдяки різномірним залежностям середньої теплоємності суміші АУС-1 [12] в робочому інтервалі температур теплообмінника за високого й низького тисків циклу. Інтенсивність теплопереносу, необхідна для розрахунків за аналітичною моделлю, задавалась через число Ntu , визначене осередненням значень коефіцієнтів теплопередачі, встановлених в комп'ютерних експериментах. Локальні їх величини в кожному елементарному об'ємі дискретної моделі були розраховані за співвідношеннями, рекомендованими авторами [11], з використанням даних адекватних натурних експериментів про витрату робочого тіла. Повна зміна Ntu не перевищила 25% для кожної серії експериментів.

Порівняння кривих 1 і 2 показує що аналітична модель [6] не враховує якогось важливого фактору, бо між аналітичним прогнозом і експериментом велими суттєві відмінності. Аналітична модель [6] ба-

зується на тих же факторах впливу, що й найбільш поширені [10,13,14]. Формально вона переходить в модель [10] за звичного вибору безрозмірної координати $\bar{W}$, як відношення мінімального до максимального запасу тепла потоків. Таким чином для подолання теоретичних проблем самого лише виділення зон превалювання запасу тепла кожного з потоків виявилось замало.

Представлення через недорекуперації рис. 1 не точно відображає ефективність теплопередачі. Похибку визначають відмінності між середніми теплоємностями потоку з мінімальним запасом тепла в повному робочому інтервалі температур і інтервалі реальної зміни температури вказаного потоку. Для суміші АУС-1 вони є значними. Наявність вірогідного пояснення причин поведінки дозволила авторам [8] наважитися представити ефективність розглядуваного вище теплообмінника у явному вигляді. Рис.2 повторює той, що був наведений у вказаній роботі. Без такого пояснення, як нам здається, основні питання у читача виникали б до методики отримання результатів.

Було використано традиційний підхід до визначення $\bar{W}$ через відношення меншого й більшого запасів тепла потоків. При цьому поле розв'язків згортається в один квадрант, як і в [10,13,14]. Спрощене представлення дозволило авторам чітко окреслити основну проблему різкої, в тому числі і якісної невідповідності аналітичних прогнозів експериментальним даним. Коло розглянутих проблем було навмисне звужене. Автори [8] уникли детального розгляду питань реальної несиметричності розв'язків відносно осі $\bar{W}=1$. Через великий елемент новизни матеріал цієї роботи і так сприймається важко. Щоб не акцентувати увагу на питаннях несиметричності, на тих графіках роботи [8], які відповідають рис. 2, була представлена серія експериментів [5] з тиском компресора 4,0 МПа, для якої несиметричність не є явною.

Як бачимо з рисунка 2 між експериментальними кривими та аналітичним прогнозом взагалі мало

спільного. При вирівнюванні співвідношення теплових еквівалентів $\bar{W}$ за сталої величини числа Ntu не відбувається того погіршення ефективності, яке прогнозують загальноновживані аналітичні моделі. За співвідношення запасів тепла потоків $\bar{W}$ біля 0.97-0.95, при малій зміні його значень та сталій величині числа Ntu , неефективність теплообмінника змінюється вдвічі.

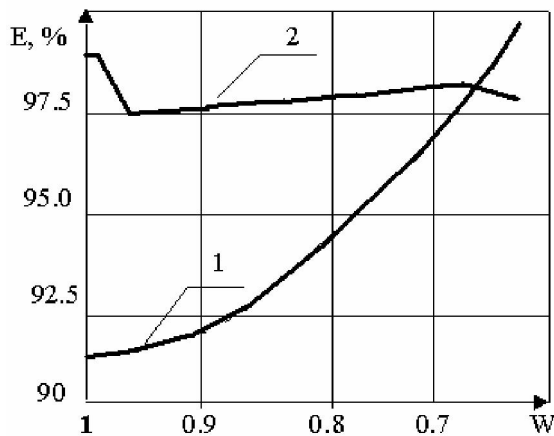


Рис. 2. Залежності ефективності протиструмного теплообмінника дросельної системи [1] від співвідношення меншого й більшого запасів тепла потоків, 1 – прогноз аналітичних моделей [5,6,7] за експериментальними даними [1] відносно співвідношення теплових еквівалентів та числа Ntu ; 2 – встановлена в натурних та комп'ютерних експериментах

Це парадоксальний результат. За сучасними аналітичними моделями, ефективність теплообмінника вибраної схеми течії потоків однозначно визначена величинами $\bar{W}$ й Ntu . До того ж, згідно з рівнянням теплопередачі, для його досягнення необхідне нарощування числа Ntu (практично - площі теплопередаючої поверхні) на 100%. В області малих значень $\bar{W} < 0.7$ додатковий фактор впливу зводить нанівець потенційну зміну неефективності теплообмінника на 200%. Подібних результатів в літературі накопичено багато [7].

За нашою думкою, матеріал досліджень щодо виявлення нового фактора впливу на процеси теплопередачі потребує послідовного й детального викла-

дення та доопрацювання. Особливо важливими для вказаних досліджень є ситуації зміни ефективності теплообмінників за постійних величин інтенсивності теплопередачі і співвідношення теплових еквівалентів потоків.

Мета і задачі дослідження

Метою досліджень було виявлення додаткового фактору, який впливає на процеси теплопередачі, на основі порівнянь опублікованих в літературі експериментальних результатів і теоретичного аналізу; вивчення дії цього фактору у різних областях величин співвідношення повних запасів тепла потоків перевірка придатності існуючих теоретичних інструментів для коректного аналізу.

Теоретичний аналіз здійснювався з використанням ідеалізованого протиструмного теплообмінника. Було прийнято, що теплоємності його робочих тіл можуть монотонно змінюватися з температурою, при тому, що повні запаси тепла потоків в робочому інтервалі температур є постійними. На практиці ця можливість, значною мірою, вже реалізована при створенні робочих тіл на основі газових сумішок. Величина коефіцієнта теплопередачі прийнята постійною.

Збільшення температурного натиску теплопередачі за рахунок досягнення нерівності локальних запасів тепла потоків

Аналіз енергетичних балансів ідеалізованого теплообмінника показав наступне. Досягнення в ньому пропорцій між ефективністю 0.98-0.99 й числом одиниць переносу тепла 7-12 за приблизної рівності повних запасів тепла потоків, які відповідають ситуаціям рис. 2 можливе. Для цього достатньо забезпечити превалювання запасу тепла потоку-нагрівника, в більш теплій частині рекуператора й превалювання запасу тепла приймача тепла в більш холодній на однаковому рівні небалансу $\bar{W} = W^{\max}/W^{\min} = 0.7$. За оберненої ситуації неминуха поява значних втрат недорекуперації незалежно від рівня інтенсивності тепло-переносу. Більш детально проведений аналіз буде наведено нижче.

Подальші теоретичні викладки прив'язані до реальної ситуації зміни властивостей робочого тіла в замкнутій системі; З цих причин розглядався випадок рівних вагових витрат потоків, для якого повна й питома ентальпії кожного з потоків пропорційні вказаній витраті. Аналіз можна проводити за стандартними діаграмами питома ентальпія – температура, які або вже наведені в літературних джерелах, або можуть бути розраховані за відомим складом суміші. В більш загальних випадках слід використовувати спеціально побудовані діаграми ентальпія – температура, чи теплота – температура.

На рис. 3 зображені розподіли питомої ентальпії робочих тіл, які забезпечують підвищення або зниження температурного натиску ідеалізованого протиструмного теплообмінника. Відмінності тепловмісту потоків в температурних проміжках однакової величини відповідають залежності теплоємності робочих тіл від температури. Суцільними лініями зображені сприятливі розподіли тепловмісту потоків за температурою, для забезпечення підвищеного температурного натиску теплопередачі. Пунктирними лініями – несприятливі. З порівняння рисунків 2а та 2б випливає, що один і той же вигляд розподілу тепловмісту може забезпечити як зростання, так і зменшення середнього температурного натиску теплопередачі. Випукла чи ввігнута не лінійність розподілу тепловмісту за температурами буде забезпечувати збільшення середнього температурного натиску, залежить від додаткової характеристики. Важливим виявляється чи передача тепла йде від того потоку, у якого, за будь-якої температури з робочого інтервалу, абсолютне значення ентальпії, розраховане від однієї точки відліку, є вищим за величину ентальпії іншого потоку, чи навпаки.

Приймемо умови що, вплив вторинних ефектів малий, конструкція теплообмінника дозволяє здійснювати кількісний аналіз в рамках одновимірної задачі. Ці умови справедливі для витих теплообмінників кріогенних систем, на яких отримана основна маса розглядуваних в літературному огляді експериментальних результатів. Тоді рівняння енергії для

потоків теплообмінника може бути записане у вигляді (1):

$$d(I^{грі}(x))/dx=d(I^{наг}(x))/dx, \quad (1)$$

де I – ентальпія, x координата лінійного розміру, індекси $грі$, $наг$ – відносяться відповідно до гріючого і нагріваного потоків.

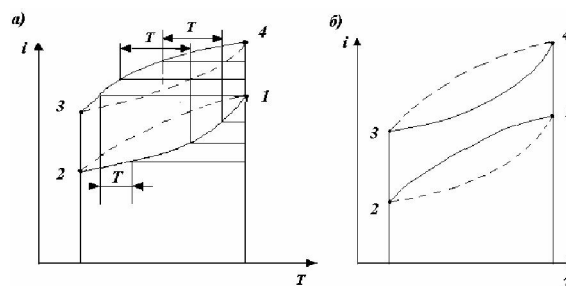


Рис. 3. Сприятливі (—) й несприятливі (- - -) для теплопередачі розподіли тепловмісту потоків протитокового теплообмінника за температурою. а) Теплопередача від потоку з меншою ентальпією. б) Теплопередача від потоку з більшою ентальпією

Розв'язок рівняння :

$$I^{грі} - I^{наг} = \text{const}, \quad (2)$$

вказує на те що ентальпійний натиск по довжині теплообмінного апарату є постійним і дорівнює крайовим різницям ентальпій. За прийнятої вище умови рівності вагових витрат потоків вираз (2) справедливий і для питомих ентальпій. Для оцінки абсолютної різниці температур в будь якому перетині протиструмного теплообмінника достатньо знати зміну температури по одному з потоків й величину недорекуперації. На підтвердження цієї тези розглянемо довільну зону від будь якого з країв теплообмінника до вибраного значення довжини апарату. Припустимо, що недорекуперація на теплову її край є малою. Тоді для зони від вибраного перетину до теплового краю, яка також є теплообмінником відомі три крайових значення ентальпії, якими однозначно визначається четверта. В силу того, що наявна і-Т діаграма теплоносіїв, визначення різниці температур у вибраному перетині апарату простіше всього здійснити графічним методом.

Вивчення температурних розподілів теплопередачі почнемо з рисунка 2а. За точку відліку приймемо теплий край теплообмінника. Відкладемо від

точки 1 по лінії, паралельній осі ординат точки, які, наприклад, відповідають $1/4, 1/2, 3/4$ запасу тепла й визначимо температури, яким вони відповідають за сприятливого розподілу тепловмісту. Для цього проведемо через вказані точки лінії паралельні осі абсцис до перетину з нижньою суцільною кривою. Проробимо аналогічні операції, почавши відлік від точки 4 й використовуючи верхню суцільну криву. Тепер ми можемо визначити різниці температур між потоками у деяких перерізах теплообмінника, для яких точно відомий порядок чергування. Чим більше теплове навантаження зони, тим ближче до холодного краю її довжина. Для оцінки середнього температурного натиску визначення точних довжини зон, які відповідають вибраним величинам їх теплового навантаження, не потрібне, оскільки у збалансованого теплообмінника з постійними теплоємкостями потоків температурний натиск між потоками не змінюється по довжині апарату й є рівним крайовим різницям температур.

Очевидно, що до середини досліджуваного теплообмінника температурний натиск між його потоками збільшується, біля його країв - зменшується. Для зони що співпадає з повною довжиною теплообмінника різниця крайових температур така ж мала, як і тепла недорекуперація. Абсолютна різниця температур в будь-якому внутрішньому перерізі теплообмінника перевищує крайові недорекуперації. Таким чином наші початкове твердження про сприятливість суцільних кривих для підвищення температурного натиску й припущення про можливість досягнення малих кінцевих недорекуперацій підтверджуються. Підкреслимо, що температурний натиск всередині апарату не має нульову величину навіть за дуже інтенсивної теплопередачі. Точна оцінка середнього температурного натиску за величинами крайових недорекуперацій виявляється неможливою. В цій ситуації вона буде заниженою.

Спробувавши проробити аналогічні операції з кривими несприятливими до теплопередачі, ми зразу наштовхуємося на те що недорекуперація на краях теплообмінника не може бути малою. Для того щоб

кінцеві недорекуперації були малими температурний натиск всередині теплообмінника має бути від'ємною величиною. Отже дійсні крайові недорекуперації будуть великими, при цьому визначення середнього температурного натиску за крайовими недорекупераціями дасть дуже завищену величину.

В ситуації теплопередачі від потоку з більшою ентальпією, зображений на рисунку 2б, збільшення середнього температурного натиску в середніх перетинах апарату забезпечує вже ввігнутий характер не лінійності розподілу тепловмісту за температурою. Несприятливим - стає опуклий.

Додатковий фактор впливу, його дія за різних величин відношення повних запасів тепла

Рис. 3 наочно ілюструє першопричини зміни температурного натиску. Такими є локальні за об'ємом теплообмінника відхилення запасів теплоти потоків, відносно середнього для теплообмінника в цілому співвідношення запасів тепла. Тоді, коли можливий перерозподіл запасів тепла потоків по робочому інтервалу температур, кожному значенню середньо-інтегральної величини співвідношення теплових еквівалентів за сталої інтенсивності теплопереносу відповідає нескінченна множина можливих значень ефективності.

Причиною появи інтервалу розв'язків за досяжною ефективністю, як було показано вище, є зміна середнього температурного натиску, що відповідає конкретним формам залежності ентальпії теплоносіїв від температури. Прогноз тривимірних аналітичних моделей за середнім температурним натиском і, відповідно, ефективністю теплообмінника буде вірним лише для часткових випадків. Це випадки незмінних теплоємностей потоків при використанні теплообмінних апаратів, елементи конструкції яких не створюють штучних локальних нерівностей запасів тепла потоків. На практиці альтернативні конструкції досі не використовувалися, але це не значить, що їх існування не можливе. В ситуаціях змінної теплоємності можливість практично використовувати вплив нового фактора довели автори [2,4]. За незмінної теплоємності потоків, яка має сталу залежність від темпе-

ратури інтервал розв'язків звужується до одного значення, але його також не можна спрогнозувати за тривимірними аналітичними моделями. Уточнення температурного натиску здійснюють за допомогою комп'ютера.

Для урахування додаткового фактора пропонуємо використати розгорнуту форму представлення загальноприйнятих аналітичних моделей. Розгортання поля розв'язків на дві півосі, аналогічно тому, як це зроблено в [8,12], за рахунок нормування до теплового еквівалентів одного з потоків, в загальному випадку незручне, бо створює зайву, чисто математичну несиметричність. Щоб уникнути такої, перевизначимо координату $\bar{W} = W^{\max}/W^{\min}$ наступним чином. Будемо використовувати у якості $\bar{W} = W_{\text{нагрівного}}/W_{\text{охолоджуючого}}$, якщо $W_{\text{нагрівного}} < W_{\text{охолоджуючого}}$, й $\bar{W} = W_{\text{охолоджуючого}}/W_{\text{нагрівного}}$, якщо $W_{\text{нагрівного}} > W_{\text{охолоджуючого}}$. Розгорнуті залежності наведені на рис. 4. Зображення у другому квадранті на рисунку 3 буде дзеркальним відображенням першого квадранта. У якості теоретичних залежностей використаємо аналітичні розв'язки Кейса і Лондона для недорекуперацій кожного з потоків і середньо-інтегрального температурного натиску. Як видно з рис. 4 залежність теоретичного середнього температурного натиску від співвідношення запасів тепла потоків має мінімум в області поблизу точки балансу $\bar{W} = 1$.

Припустимо, що локальні температурні натиски теплопередачі можна прогнозувати за тими ж кривими, які відповідають середньому температурному натиску теплообмінника в цілому. В такому припущенні, за умови інтегральній збалансованості теплообмінника в цілому, будь-які локальні відхилення запасів тепла призводять лише до наростання середнього температурного натиску теплопередачі. За рис. 4 можна встановити, що інтегральне підвищення середнього температурного натиску може призводити до двох протилежних результатів за ефективністю теплопередачі.

У першому випадку в більш теплій зоні збалан-

сованого теплообмінника з числом $Ntu=10$ превалює запас тепла того потоку, який гріє. Недорекуперацію на вході в цю зону (і в апарат в цілому) слід визначати за кривою 2 в правому квадранті рис. 4; її величина буде малою. Недорекуперація на холодному краю зони (в середині апарату), відповідно кривій 1 в правому квадранті буде великою. В більш холодній зоні апарату, щоб він був збалансованим за запасами тепла, має превалювати запас тепла охолоджуючого потоку і розв'язки мають дзеркальні значення. Недорекуперація на теплому краї зони відповідно 2 у лівому квадранті буде значною, на холодному краї зони (і апарату в цілому) - малою, відповідно кривій 1 в лівому квадранті. Оскільки нерівність запасів тепла потоків в зонах однакова, розв'язки зшиваються в центрі апарату. Підсумок – середній температурний натиск збільшується за малих кінцевих недорекуперацій, що підтверджується експериментальними даними кривої 4. Ефективність теплопередачі суттєво вище за прогнозований класичними залежностями рівень, який відповідає точці $\bar{W} = 1$.

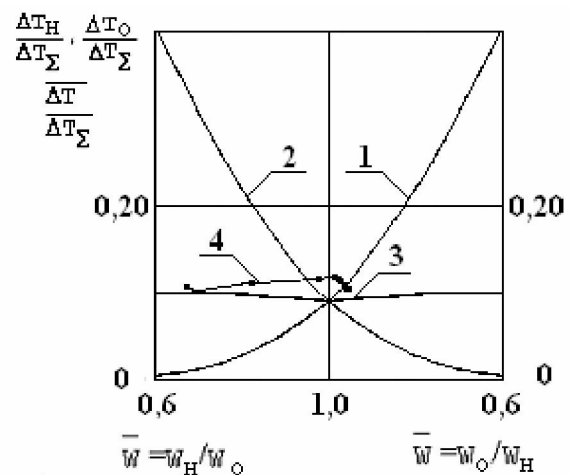


Рис. 4. Розгорнута форма представлення залежності крайових і середньо інтегральної недорекуперації від співвідношення запасів тепла потоків. $Ntu = 10$. 1- Недорекуперація нагрівного потоку, 2- недорекуперація охолоджуючого потоку, 3- теоретичний середній температурний натиск. 4 –середній температурний натиск в експериментах рис.1. Индекси : н – відноситься до нагрівного потоку, о - до охолоджуючого.

Розглянемо ситуацію, коли в більш теплій частині збалансованого теплообмінника з числом

$Ntu=10$ превалює запас тепла охолоджуючого потоку, а в більш холодній – нагрівного. Відповідно до рис.4, розв'язки за зонами розвернуться на 180 градусів. Середній температурний натиск збільшиться за рахунок великих крайових недорекуперацій. Ефективність теплообмінника низька, незважаючи на високе значення числа Ntu . Як видно з рис.4 відхилення від класичних прогнозів ефективності збалансованого апарату тим більші, чим значнішими є локальні нерівності запасів тепла потоків. За сприятливих локальних відхилень $\bar{w}$ до 0,7 ефективність теплопередачі стає близькою до гранично можливої й становить 98-99%.

При зменшенні співвідношення повних запасів тепла від балансу, локальні відхилення $\bar{w}$ від середньо інтегрального на однакову величину за постійної інтенсивності теплопередачі дають все менший приріст середнього температурного натиску. За суттєвого ($\bar{w} < 0,6$ й менше) небалансу повних запасів тепла потоків тепла локальні відхилення співвідношення теплових еквівалентів потоків будуть зменшувати середній температурний натиск. Це також підтверджується експериментальними даними 4.

В тій частині теплообмінника, де локальний небаланс перевищує середній, температурний натиск буде практично таким же як і за середнього співвідношення запасів тепла. Слабке підвищення температурного натиску пов'язане з тим, що при досягненні ефективностей, близьких до 100%, середній температурний натиск за постійної величини числа Ntu стає майже стабільною величиною. При цьому, в тій частині де локальне співвідношення теплових еквівалентів потоків є зменшеним відносно середнього, температурний натиск суттєво знижується.

Запропоноване теоретичне пояснення дає якісно і кількісно правильний прогноз аномальних ефектів, представлених в літературі. Різке підвищення ефективності теплопередачі, чи неможливість ефективної теплопередачі спостерігається в експериментах на теплообмінниках, які працюють саме в областях приблизного балансу запасів тепла. Додатковий

фактор впливу зводить нанівець прогнозоване аналітичними розв'язками підвищення ефективності теплопередачі за значного небалансу повних запасів тепла потоків, що також спостерігається на практиці (див. рис. 2). Таким чином початкове припущення про можливість прогнозування локальних температурних натисків за класичними аналітичними розв'язками для теплообмінників в цілому є достатньо продуктивним.

Безпосередні експериментальні підтвердження теоретичних висновків

Нижче будуть наведені дані за дослідженнями теплообмінника [5], вже опубліковані в [8,12], але узагальнені іншим чином, за способом аналогічним рис.4. Тиск охолоджуючого зворотного потоку є близьким до атмосферного, тиск нагрівного потоку змінювався від однієї серії експериментів до іншої. Добре видно, що симетрії розв'язків відносно осі $\bar{w}=1$ не спостерігається. Крива 3 за величини співвідношення запасів тепла охолоджуючого й нагрівного потоків $\bar{w}=0,94$ є практично паралельною осі ординат, що явно підтверджує наявність додаткового фактору впливу.

На рис. 6 зображені зміни середнього температурного натиску теплопередачі в тих же серіях експериментів. Кореляція підвищення ефективності й середнього температурного натиску в зоні балансу запасів тепла очевидна. При розгляді кривих рис.6 слід враховувати, що вагова витрата суміші зменшується разом з підвищенням її тиску. Співставлення рис 4 й рис.6 легко виявляє, що теоретичний прогноз тривимірних аналітичних моделей відносно наявності мінімуму середнього температурного натиску в точці $w=1$ не справджується.. Пояснення результатів над-ефективної теплопередачі за рахунок підвищення її температурного натиску під дією додаткового фактору впливу знаходить пряме експериментальне підтвердження. Злами на лівих краях кривих 2 й 3 корелюють зі зломом залежності співвідношення теплових еквівалентів від температури стиснутого потоку на вході в теплообмінник

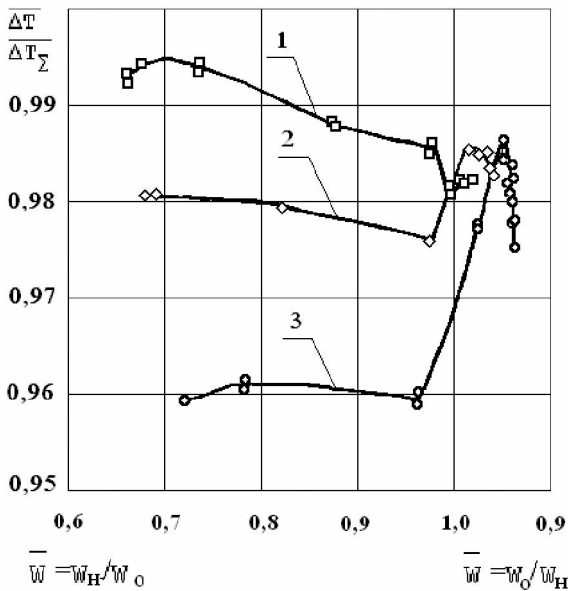


Рис. 5. Розгорнуті залежності ефективності теплообмінника сумішевої системи [8,12], від співвідношення запасів тепла потоків. 1 Тиск нагрівного потоку $P_{нагр}=5,0$ МПа, $Ntu=\{7,1-9,6\}$; 2- $P_{нагр}=4,0$ МПа, $Ntu=\{7,8-10,3\}$; 3 – $P_{нагр}=3,0$ МПа, $Ntu=8,6-11,0$

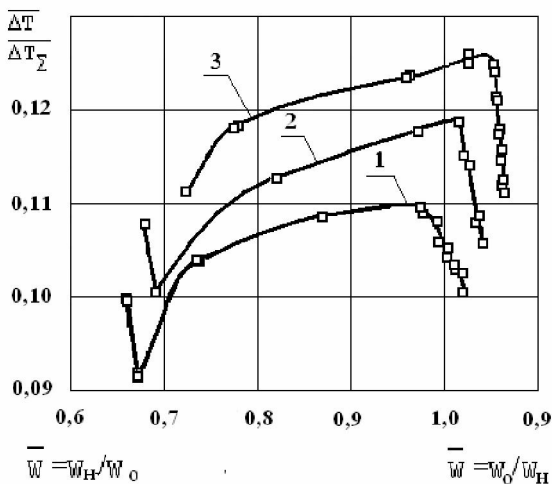


Рис 6. Залежності середнього температурного на тиску теплообмінника використання холоду пари дросельної системи 1. 1 Тиск прямого потоку 5,0 МПа; 2- 4,0 МПа; 3 – 3,0 МПа. Вагова витрата суміші в серії 1 становить 7,36 г/с, в серії 2 – 9,03 г/с, в серії 3 – 10,96 г/с.

Коментарі і міркування

Практичними наслідками представленого ана-

лізу для технологій ефективної теплопередачі є можливість чітко уявляти які саме вимоги слід представляти до властивостей робочих тіл теплоенергетичних систем. Їх виконання забезпечить умови мінімізації втрат від неефективної теплопередачі між потоками всередині цих систем. Якщо при компонованні робочого тіла буде урахована можливість створення сприятливого розподілу тепловмісту за температурами, то це дозволить підвищити економічно доцільний рівень ефективності теплопередачі. Наголошуємо, що при цьому не виникне потреби в суттєвому збільшенні енергетичних витрат на прокачування теплоносіїв.

Представлений в даній роботі матеріал потребує доробки. Якщо він зацікавить спеціалістів, то може бути проведена робота по введенню в аналітичні моделі у явному вигляді додаткового фактора впливу, проведення співставлення прогнозів нових теорій з більш широким масивом експериментальних результатів. Аналіз, наведений в даній роботі базувався на гіпотетичній можливості довільної зміни теплоємкостей речовин потоків. Але його висновки формально справедливі й для зміни ентальпії потоків. Таким чином, запропонована теоретична модель не заперечує доцільності створення штучної нерівності запасів тепла потоків за рахунок витрати робочих тіл.

Найбільш перспективною для підвищення споживацьких характеристик нових технологій теплопередачі, які потенційно можуть базуватися на використанні додаткового фактору впливу, є область збалансованої теплопередачі. Саме ця область є проблемною для досягнення високої ефективності, що утруднює розв'язок багатьох проблем, включаючи утилізацію втрат тепла.

Висновки

Виявлено додатковий фактор впливу на процеси теплопередачі у теплообмінниках, із змінними температурами потоків. Таким є відхилення співвідношень локальних запасів тепла потоків від співвідношення повних запасів тепла потоків апарату. Запропонована методологія аналізу ситуацій суттєвого

впливу нового фактора.

Якщо знехтувати впливом цього фактора, то, у загальному випадку, можлива велика неточність аналітичного прогнозу середнього температурного натиску теплопередачі. За неврахованої дії виявленого фактора прогнозна величина середнього температурного натиску буде суттєво заниженою в області приблизної рівності запасів тепла потоків і завищеною - за значної їх нерівності, що відповідно спотворює розрахункову величину ефективності. Неправильне урахування впливу нового фактору може призвести до великої похибки у визначенні кінцевих недорекуперацій, за вірно визначеного середнього температурного натиску.

Встановлено, що в найбільш загальних ситуаціях використання звернутої координати співвідношення теплових еквівалентів, у формі співвідношення меншого й більшого запасів тепла потоків, є некоректним для представлення результатів.

Список літератури:

1. Бродянский В.М., Ягодин В.М., Никольский В.А., Тащин А.Г. Перспективы использования дроссельных циклов на смесях в криогенных системах // Химическое и нефтяное машиностроение. 1976 - №1 - М.: Машиностроение. С. 21-23.
2. Лавренченко Г.К., Дремова Н.В., Волгушев В.В. Оптимизация режимных и конструктивных параметров дроссельных рефрижераторов // Холодильная техника и технология. - Респ. межвед. науч.-техн. сб. 1988. - Вып. 47. - С.10-16.
3. Алфеев В.Н., Никольский В.А., Ягодин В.М. Дроссельные криогенные системы на многокомпонентных газовых смесях // Электронная техника. Сер. 15. 1971. - Вып. 1. - С. 93-203.
4. Лавренченко Г.К. Формирование эффективных многокомпонентных рабочих тел и создание на их основе компрессионных дроссельных систем охлаждения: Автореф. дис... докт. техн. наук. - Одесса, 1985. - 36 С.
5. Горпинко Ю.И., Гетманец В.Ф., Лобко М.П., Якуба В.В. Повышение холодопроизводительности дроссельных микрокриогенных систем на основе смесового рабочего тела. // Повышение эффективности и надежности систем городского хозяйства. - К.: ИСИО. 1995.- С. 134-138.
6. Гетманец В.Ф., Горпинко Ю.И., Левин А.Я. Вопросы тепловой оптимизации противоточных теплообменников криогенных установок. "Cryogenics - 90" 1-st Intern.Conf. about technique of low temperature, Kosice, 1990. P. 236-237.
7. Горпинко Ю.И. Підвищення холодопродуктивності дросельних рефрижераторів оптимізацією параметрів і втрат регенеративного теплообмінника. Автореф. дис... канд. техн. наук. - Харків, 1997. 24 с.
8. Горпинко Ю.И., Посметный Б.М. Аномальные изменения эффективности теплопередачи. В кн.: Научно-техническая конференция «Аномальные физические явления в энергетике и перспективы создания новых источников энергии». Сборник докладов. Харьков: Изд-во ООО «Инфобанк», - 2005. С. 137 - 146.
9. Kays W.M., London A.L. (1964). Compact Heat Exchangers. 2 nd ed. New York: McGraw Hill Book Co., 1964.
10. Красникова О.К., Усанов В.В., Мищенко Т.С. и др. Трубчатые теплообменники холодильных гелиевых установок. // Химическое и нефтяное машиностроение. 1975- №5. С.17-20.
11. Дударь В.И., Евдокимова О.В., Лобко М.П., Михайленко С.А. Фазовые равновесие легкокомпонентных азотно-углеводородных систем и Н(Т)- диаграмма в трехфазной области хладагентов. 1988. - 28 С. - (Препринт/АН УССР. ФТИНТ; 28-88).
12. Архаров. А.М., Марфенина И.В., Микулин Е.И. Теория и расчет криогенных систем. - М.: Машиностроение. 1978.- 413 С.
13. H.Hausen. Heat Transfer in Counterflow, Parallel Flow and Cross Flow, New York: McGraw Hill, 1983. p. 417.