

УДК: 621.565

Ю.І. Горпинко

Харківський університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, Харків

## СУМІСНИЙ ВПЛИВ ВТОРИННИХ ЕФЕКТІВ ТЕПЛОПЕРЕНОСУ НА ДОСКОНАЛІСТЬ ПРОТИСТРУМНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ КРІОГЕННИХ СИСТЕМ

Розроблено розрахунково-графічний метод для визначення практично досяжної і доцільної ефективності кріогенних протиструмних теплообмінників з урахуванням вторинних факторів переносу тепла. Отримані розв'язки в двох явно виділених областях превалювання теплового еквіваленту нагрівного і охолоджуючого потоків є не симетричними відносно осі балансу запасів тепла. Виявлено, що пониження величини співвідношення теплових еквівалентів потоків різко зменшує доцільний рівень нарощування числа одиниць переносу тепла реальних теплообмінників. Запропоновані розв'язки додатково дозволяють уточнювати дійсну величину числа одиниць переносу тепла (коефіцієнта теплопередачі) ефективних теплообмінних апаратів.

**Ключові слова:** протиструмний теплообмінник, вторинний ефект тепло-переносу, співвідношення теплових еквівалентів.

### Вступ

**Постановка проблеми.** Актуальною проблемою створення кріогенних систем є пониження теплових втрат в протиструмних теплообмінниках використання холоду зворотного потоку низького тиску. Найбільш сильно обмеженість досяжної недорекуперації протиструмних теплообмінників впливає на характеристики мікро-кріогенних охолоджувачів, особливо дросельних.

Таким чином поглиблене теоретичне дослідження областей високої і граничної ефективності теплопередачі тісно пов'язане з розширенням сфери використання радіоелектронних пристроїв, для роботи яких необхідна кріогенна температура.

Використання подібних пристроїв здатне суттєво покращити характеристики як наземних, так і бортових радіотехнічних засобів Повітряних Сил. В ситуаціях малої недорекуперації визначальним чинником для її зменшення постає нейтралізація впливу вторинних ефектів.

Незважаючи на великий термін вивчення питання, у літературі досі відсутня придатна для інженерних розрахунків методика прогнозування взаємопов'язаного впливу останніх. Слабко опрацьоване питання впливу вторинних ефектів при зміні співвідношення запасів тепла потоків теплообмінника, особливо за переходу в область переважання запасу тепла потоку низького тиску.

В зв'язку з цією прогалиною в дослідженнях важко впевнено дати відповідь на два практично важливих питання.

Наскільки доцільними є спроби підвищити ефективність конкретного теплообмінного апарату без зміни типу його конструкції? Якою є дійсна величина досягнутого в даній конструкції коефіцієнту теплопередачі?

### Огляд літератури

В роботах [1, 2] експериментальним шляхом була встановлена обмеженість досяжного значення недорекуперації величинами 0,3 – 0,5 К в ситуаціях послідовного нарощування поверхні передачі тепла. Починаючи з деяких значень інтенсивності теплообміну, подальше її підвищення або ж не забезпечувало зниження недорекуперації, або ж призводило до зростання останньої. Такий характер залежності недорекуперації від інтенсивності тепло-переносу пов'язаний з впливом декількох вторинних ефектів.

Якісна тепло-передавальна поверхня виконується з матеріалів високої теплопровідності, отже цим елементом конструкції тепло перетікає з теплої зони теплообмінника до холодної. Оскільки напрямок перепливу практично завжди співпадає з конструктивною віссю апарату, його часто називають осьовим. Крігер встановив, що осьові перепливи тепла погіршують [3] роботу теплообмінника, незважаючи на те, що за своєю сутністю є додатковим механізмом передачі тепла від нагрівного потоку до охолоджуючого. Зменшення ефективності проходить через зниження робочого температурного натиску всередині теплообмінника при збільшенні недорекуперацій в крайових зонах. Для деякого послаблення впливу ефекту, енергетика якого є на два порядки меншого відносно теплового навантаження апарату, доводиться суттєво (на десятки відсотків) нарощувати поверхню теплопередачі [3, 4]. Для кожного значення приведеної осьової теплопровідності, починаючи з визначених величин інтенсивності переносу тепла подальше підвищення останньої не призводить до покращення ефективності теплообмінника.

Окрім тепло-передавальної поверхні, теплообмінник має додаткові конструктивні оболонки (оби-

чайки), які, найчастіше, обмежують секцію потоку низького тиску. Загальна дія перепливу тепла цими елементами конструкції носить аналогічний характер зменшення ефективності передачі тепла через падіння її середнього температурного натиску [4 – 6].

Інтегральна величина впливу обичайок зменшується, порівняно з перетіканням тепла поверхнею теплопередачі, лише за великих значень їх приведеної осьової теплопровідності. Причина полягає в тому, що температурний профіль обичайок може вирівнюватися більшою мірою, ніж у теплопередавальній поверхні [6]. В цьому зв'язку енергія процесу осьового переносу тепла, який спотворюють крайові недорекуперації, зменшується.

Приплив тепла з довкілля до бокової поверхні теплообмінника досліджувався в роботах [4, 5, 7, 8]. Досконалість криогенного теплообмінника за його наявності, зменшується. Для досягнення високої ефективності передачі тепла між потоками необхідно витримати жорсткі (менше 0,005 від теплового навантаження) обмеження на величину теплової взаємодії бокової поверхні теплообмінника з довкіллям. Той приплив тепла, який не вдалося попередити, призводить до зменшення теплої і збільшення холодної недорекуперації.

Зовнішній приплив тепла через конструктивне закріплення (звичайно теплового краю апарату) призводить до зменшення недорекуперації [5] на тому ж краю теплообмінника. Таким чином, можлива часткова нейтралізація зовнішніх припливів тепла за рахунок підвищення ефективності використання охолоджуючого потоку. Цей ефект необхідно враховувати при визначенні дійсної величини впливу комплексу вторинних факторів. Якщо ефективність передачі тепла між потоками перевищує величину 0,7, то на неї негативно впливає [4] нерівномірність витрати теплоносіїв по каналах теплообмінника.

В роботах [9, 10] було показано, що для досягнення ефективної передачі тепла підвищення температурного натиску теплопередачі є суттєво більш дієвим за інтенсифікацію тепло-переносу. Інструментом регулювання температурного натиску є зміна локальних чи повних запасів тепла потоків теплообмінника.

В роботах [5, 6, 10] запропоновано виділяти у явному вигляді області превалювання теплового еквіваленту кожного з потоків теплоносіїв. Тоді, коли теплоємності потоків змінюються, симетрія розв'язків за ефективністю, крайовими, чи середніми недорекупераціями при однаковому превалюванні запасу тепла нагрівного та охолоджуючого потоків зовсім не гарантована [10]. Але ж така симетрія закладена в загальноживані аналітичні моделі [4, 11, 12] визначенням приведенного теплового еквіваленту як співвідношення меншого до більшого з теплових еквівалентів потоків.

**Мета і задачі дослідження.** Метою досліджень була розробка інженерного методу прогнозування сумісного впливу вторинних факторів теплопереносу на ефективність протиструмних теплообмінників в ситуаціях нерівних запасів тепла потоків у робочому інтервалі температур. Задачі дослідження полягали у створенні аналітичної моделі і графічних форм представлення сумісного впливу вторинних ефектів, які б легко могли бути відтворені в будь-якому необхідному діапазоні параметрів теплопереносу.

## Викладання основного матеріалу

**Виведення розрахункових формул.** Недорекуперація на вході нагрівного потоку теплообмінника може бути спотворена припливом зовнішнього тепла. В цьому зв'язку, зручніше й надійніше відображати ефективність криогенних теплообмінників через „холодну” недорекуперацію (з холодного краю теплообмінника). Як було показано в літературі, дійсна холодна недорекуперація завжди вище від її розрахункової величини, визначеної з нехтуванням вторинних факторів  $\Delta T_x^0$ :

$$\Delta T_x^{\text{а́єні}} = \Delta T_\delta^0 + \Delta T_\delta^{\text{а́д}}. \quad (1)$$

Рівняння (1) запишемо абстрагуючись від точного визначення добавки  $\Delta T_\delta^{\text{а́д}}$ , пов'язаної з впливом вторинних ефектів. Криогенні теплообмінники мають ефективність понад 90 відсотків, тому для їх опису використаємо змінну  $i$  – неефективність, пов'язану з ефективністю простим рівнянням:

$$i = 1 - \varepsilon. \quad (2)$$

Розрахункові співвідношення для неефективності визначимо здійснивши явне виділення областей превалювання теплового еквіваленту і нагрівного і охолоджуючого потоків.

Почнемо з протиструмних криогенних теплообмінників в яких превалює запас тепла нагрівного потоку. Така ситуація відповідає більшості криогенних систем, окрім тих, робоче тіло яких є спеціально сформованою газовою сумішкою.

Ефективність визначимо як співвідношення кількості тепла, дійсно переданої від потоку до потоку, і максимально можливої до передачі. Оскільки такою є повний запас тепла охолоджуючого потоку, ефективність дорівнює:

$$\varepsilon = W_i \times (\Delta \dot{Q}_\Sigma - \Delta \dot{Q}_\delta^{\text{а́єні}}) / (W_i \times \Delta \dot{Q}_\Sigma), \quad (3)$$

де  $W$  – тепловий еквівалент; індекс  $n$  відповідає нагрівному потоку,  $o$  – охолоджуючому потоку;  $\Delta T_\Sigma$  – різниця вхідних температур потоків.

Замінивши ефективність  $\varepsilon$  на  $1 - i$  та підставивши в (3) вираз для недорекуперації  $\Delta T_x^{\text{дійс}}$  з (1), отримаємо формулу для неефективності протистру-

много криогенного теплообмінника в області  $W_H > W_o$ :

$$i = 1 - W_i \times (\Delta \dot{O}_\Sigma - \Delta \dot{O}_\delta^0 - \Delta \dot{O}_\delta^{\hat{a}\hat{o}}) / (W_i \times \Delta \dot{O}_\Sigma). \quad (4)$$

Визначимо приведенний тепловий еквівалент  $\bar{W}$  й число натуральних одиниць переносу тепла  $Ntu$ , відповідно, як:

$$\bar{W} = W_i / W_o; \quad (5)$$

$$Ntu = k \times F / W_i, \quad (6)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі,  $F$  – поверхня теплопередачі теплообмінника.

Застосуємо розв'язок Кейса і Лондона [11], враховуючи, що визначення (5) і (6) точно відповідають підходу цієї роботи, як і використане вище визначення ефективності:

$$\varepsilon^{\hat{E}-\hat{E}} = (1 - \hat{a}\hat{o}\hat{o}(-Ntu \times (1 - \bar{W}))) / (1 - \bar{W} \times \exp(-Ntu \times (1 - \bar{W}))). \quad (7)$$

Енергетичний баланс теплообмінника у випадку малих вторинних факторів можна записати як:

$$W_H \times (\Delta T_\Sigma - \Delta T_x^0) = \varepsilon^{K-L} \times W_o \times \Delta T_\Sigma. \quad (8)$$

Підставивши вираз для  $\varepsilon^{K-L}$  з (7) у рівняння (8), отримаємо розрахункову формулу для безрозмірної холодної недорекуперації у випадку нехтування вторинними ефектами:

$$\Delta \dot{O}_x^0 / \Delta T_\Sigma = (1 - \bar{W}) / (1 - \bar{W} \times \exp(-Ntu \times (1 - \bar{W}))). \quad (9)$$

Розділивши чисельник дробової частини рівняння (4) на  $\Delta T_\Sigma$  приведемо його до безрозмірної форми, врахувавши вид (5). Підставивши (9) й перейменувавши безрозмірну добавку до недорекуперації на параметр  $K$ , отримаємо кінцеву розрахункову формулу для неефективності:

$$i = 1 - (\Delta T_\Sigma - \Delta T_\delta^0 - \Delta \dot{O}_\delta^{\hat{a}\hat{o}}) / (\bar{W} \times \Delta T_\Sigma) = 1 - 1 / \bar{W} + ((1 - \bar{W}) / (1 - \bar{W} \times \exp(-Ntu \times (1 - \bar{W}))) + K) / \bar{W}, \quad (10)$$

де  $K = \Delta T_x^{BT} / \Delta T_\Sigma$  – параметр.

Величину параметра  $K$  необхідно окремо визначити за літературними даними і розрахунковими, чи реальними характеристиками конструкції, враховуючи взаємопов'язаний вплив всіх вторинних ефектів.

Ситуація превалювання запасу тепла охолоджуючого потоку  $W_o > W_H$  відповідає теплообмінникам криогенних систем на основі спеціально сформованих газових сумішок з підвищеним дросель-ефектом. В цій області ефективність теплообмінника через холодну недорекуперацію можна виразити формулою:

$$\varepsilon = W_i \times (\Delta \dot{O}_\Sigma - \Delta \dot{O}_\delta^{\hat{a}\hat{o}\hat{e}\hat{n}}) / (W_i \times \Delta \dot{O}_\Sigma) = 1 - \Delta \dot{O}_\delta^{\hat{a}\hat{o}\hat{e}\hat{n}} / \Delta \dot{O}_\Sigma. \quad (11)$$

Щоб знову використати рівняння Кейса і Лондона й у такій ситуації, необхідно перевизначити  $\bar{W}$  й  $Ntu$ , задані співвідношеннями (5) та (6), у формі яка відповідає підходу [4,11,12]:

$$\bar{W} = W_i / W_i, \quad (12)$$

$$Ntu = k \times F / W_i. \quad (13)$$

Рівняння для неефективності, отримане з (11) підстановкою (2) та (1), прийме більш простий вигляд ніж (4):

$$i = (\Delta T_\delta^0 + \Delta \dot{O}_\delta^{\hat{a}\hat{o}}) / \Delta T_\Sigma. \quad (14)$$

Розрахункову формулу для  $\Delta T_x^0$  легко отримати з допомогою (7), використовуючи наведене вище визначення ефективності й змінену, порівняно з (8), форму запису енергетичного балансу:

$$W_i \times (\Delta \dot{O}_\Sigma - \Delta \dot{O}_\delta^0) = \varepsilon^{\hat{E}-\hat{E}} \times W_i \times \Delta \dot{O}_\Sigma. \quad (15)$$

Здійснивши підстановку (7) в (15) і спрощення отримаємо формулу для визначення  $\square T_x^0$ :

$$\Delta \dot{O}_\delta^0 / \Delta T_\Sigma = \exp(-Ntu \times (1 - \bar{W})) \times (1 - \bar{W}) / (1 - \bar{W} \times \exp(-Ntu \times (1 - \bar{W}))). \quad (16)$$

Залишаючи у вигляді параметру

$$K = \Delta T_\delta^{\hat{a}\hat{o}} / \Delta T_\Sigma$$

добавку до відносної холодної недорекуперації з (14) й використавши (16), отримуємо кінцевий вираз для неефективності теплообмінників з превалюванням запасу тепла охолоджуючого потоку:

$$i = \exp(-Ntu \times (1 - \bar{W})) \times (1 - \bar{W}) / (1 - \bar{W} \times \exp(-Ntu \times (1 - \bar{W}))) + K. \quad (17)$$

Очевидно, що вирази для неефективності (10) і (17) не співпадають за формою запису. Отриманий аналітичний результат формально підтверджує необхідність явного виділення областей превалювання теплових еквівалентів обох потоків криогенних протиструмних теплообмінників.

Задаючи параметр  $K$  ми можемо побудувати графічну залежність неефективності від числа  $Ntu$  теплообмінного апарату для будь-якого вибраного значення  $\bar{W}$  в обох областях превалювання теплового еквіваленту кожного з потоків.

Сумістимо вісі неефективності, вісь  $Ntu$  залежності (10) розвернемо вправо, залежності (17) – вліво.

В такий спосіб легко побудувати (наприклад, використовуючи комп'ютер) розгорнуту на два квадранти  $i$ - $Ntu$  номограму для будь якого конкретного значення  $\bar{W}$ .

Далі можна оцінювати досягнуту якість тепло-передачі і напрямки можливого вдосконалення існуючої конструкції теплообмінника.

**Графічна інформація та її аналіз.** На рис. 1 представлена розгорнута розрахункова номограма для величини співвідношення теплових еквівалентів  $\bar{W} = 0,95$ . З неї добре видно, що навіть невелике (0,05) відхилення від балансу сильно впливає на необхідні для досягнення граничної ефективності

величини інтенсивності тепло-переносу. Неефективність в один відсоток досягається за величини числа  $Ntu$  близько 40. В той час, як у збалансованому теплообміннику ( $i=1/(Ntu+1)$ ) відповідно до класичних розв'язків [4,11,12] для цього необхідна його величина не менше 99. Зверніть увагу, що даний результат впливає виключно з розв'язку Кейса і Лондона, оскільки відповідає нульовій величині комплексу  $K$  в розрахункових формулах (10,17).

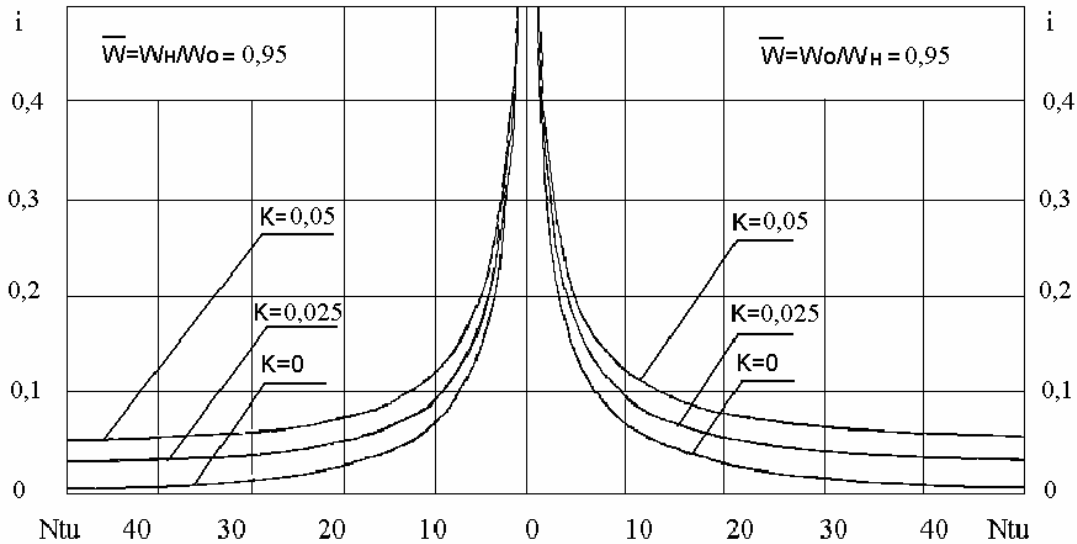


Рис. 1. Вплив комплексу вторинних ефектів  $K$  на ефективність протиструтного теплообмінника, запаси тепла потоків якого відносяться як  $\bar{W} = 0,95$

З номограми рис. 1 впливає необхідність забезпечити малу (меншу 0,02), абсолютну величину вторинних ефектів, що відповідає літературним даним. Отримана графічна інформація свідчить про зниження дієвості інтенсифікації тепло-переносу, рекомендованої в літературі для нейтралізації впливу вторинних факторів, разом із зменшенням  $\bar{W}$ .

Щоб прийти до такого висновку достатньо порівняти криві рис.1, де  $\bar{W} = 0,95$  з розв'язками Крігера [3] для впливу осьової теплопровідності теплообмінної поверхні на ефективність збалансованого теплообмінника ( $\bar{W} = 1$ ).

Ще яскравіше ця закономірність ілюструється кривими рис. 2. На цьому малюнку зображені ті ж залежності, що й на рис. 1, але значення  $\bar{W}$  дорівнює 0,5. З номограми рис. 2 добре видно, що інтенсифікація тепло-переносу втрачає всякий сенс уже тоді, коли величина числа  $Ntu$  перевищує 10. Фізичною причиною такого ефекту є збільшений відносно попереднього випадку  $\bar{W} = 0,95$  температурний напіск теплопередачі. Весь резерв втрат, пов'язаних з недостатньою інтенсивністю переносу тепла, повністю вичерпується за величини  $Ntu=10$ . Іншим важ-

ливим моментом є значна не симетрія розв'язків рис. 2. Її фізична причина полягає у зміні величини енергії втрат від формально однієї й тієї ж недорекуперації  $\Delta T_x^{вт}$  за превалювання запасу тепла різних потоків. Співвідношення запасів тепла у 0,5 для рис. 2 було вибрано не випадково. Завдяки цьому вибору з рис. 2 наочно видно, що за рахунок вдвічі вищої теплоємності нагрівного потоку додатковий холодний недорекуперації у п'ять відсотків в області  $W_H > W_0$  відповідає неефективності теплообмінника рівна десяти відсоткам. Ми можемо спрогнозувати, що реальна величина комплексу  $K$  становить близько 0,01, це корелює з літературними даними. Така оцінка впливає з сумісною дією наступних факторів: осьової теплопровідності теплопередавальної поверхні й конструктивних оболонок, які утворюють секцію потоку низького тиску, тепло-припливу до бокової поверхні та нерівномірності витрати теплоносіїв каналами теплообмінника.

Теплообмінникам використання холоду потоку низького тиску існуючих криогенних систем, часто відповідає значне ( $\bar{W} < 0,6$ ) превалювання теплового еквіваленту нагрівного потоку. За таких умов, як добре видно з рис. 2, реальні характеристики теп-

лопередачі ефективних теплообмінників визначаються впливом вторинних факторів. Якщо існуючий теплообмінник має ефективність на рівні 0,98%, то, скоріше за все, спроби її підвищення без

змін конструкції безпосередньо для зменшення вторинних ефектів виявляться марними. Гірше того, пере-розмірений теплообмінник може бути менш ефективним.

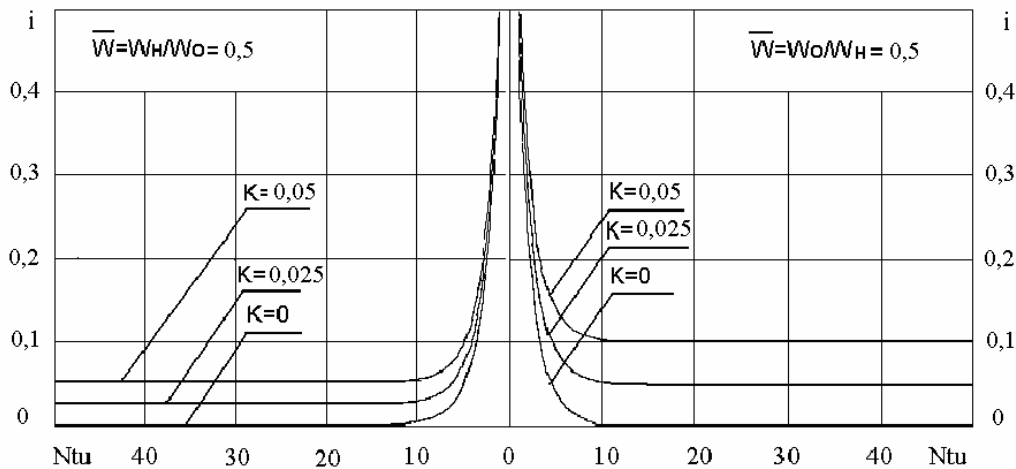


Рис. 2. Вплив комплексу вторинних ефектів  $K$  на ефективність протиструмного теплообмінника, запаси тепла потоків якого відносяться як  $\bar{W} = 0,5$

Ми можемо спрогнозувати, що реальна величина комплексу  $K$  становить близько 0,01, це корелює з літературними даними. Така оцінка випливає з сумісної дії наступних факторів: осьової теплопровідності тепло-передавальної поверхні й конструктивних оболонок, які утворюють секцію потоку низького тиску, тепло-припливу до бокової поверхні та нерівномірності витрати теплоносіїв каналами теплообмінника.

Теплообмінникам використання холоду потоку низького тиску існуючих криогенних систем, часто відповідає значне ( $\bar{W} < 0,6$ ) превалювання теплового еквіваленту нагрівного потоку. За таких умов, як добре видно з рис. 2, реальні характеристики теплопередачі ефективних теплообмінників визначаються впливом вторинних факторів. Якщо існуючий теплообмінник має ефективність на рівні 0,98%, то, скоріше за все, спроби її підвищення без змін конструкції безпосередньо для зменшення вторинних ефектів виявляться марними. Гірше того, перерозмірений теплообмінник може бути менш ефективним.

Точне визначення інтенсивності теплообміну ефективних теплообмінників в термінах коефіцієнту теплопередачі, числа  $Ntu$ , та їм подібних, відповідно наведеній графічній інформації є вкрай важкою задачею. Повернемось до рис. 1; якщо величина  $K=0,025$  то число  $Ntu$ , визначене за досягнутої ефективності теплопередачі 0,97 з урахуванням вторинних ефектів складе не менше 50, а без їх урахування – 15. При зниженні величини співвідношення  $\bar{W}$  визначення інтенсивності ще більш ускладнюється (рис. 2). Окрім зменшення пологості робочих кривих, на точний вид залежності  $i$  (чи  $\epsilon$ ) від  $Ntu$  впливає ще й те, тепловий еквіваленту якого потоку превалює.

Вплив вторинних ефектів на реальних конструкціях можна визначати за допомогою вимірювальних приладів; для цього корисно виміряти обидві крайові недорекуперації.

Це дасть змогу визначити реальну ефективність теплообмінника й зовнішній приплив тепла до нього (через різницю втрат енергії з крайовими недорекупераціями).

З наведених розрахункових формул і графічної інформації випливає, що за переважання теплового еквіваленту нагрівного потоку похибка вимірювання холодної недорекуперації буде тим сильніше впливати на визначення ефективності, чим меншою є величина співвідношення теплових еквівалентів потоків.

## Висновки

Розроблено розрахунково-графічний метод визначення практично досяжної і доцільної ефективності протиструмних теплообмінників криогенної якості з урахуванням тих обмежень, які накладає сумісний вплив вторинних факторів теплообміну. Запропоновані графічні форми дозволяють також визначати дійсну величину коефіцієнта теплопередачі ефективних теплообмінних апаратів.

Показано, що залежність ефективності теплообмінника від вторинних факторів тепло-переносу в областях превалювання теплового еквіваленту нагрівного і охолоджуючого потоків носить несиметричний характер.

Встановлено, що зниження величини співвідношення теплових еквівалентів потоків різко зменшує доцільну величину нарощування числа одиниць переносу тепла реальних ефективних теплообмінників.

### Список літератури

1. Дилевская Е.В. Криогенные микротеплообменники / Е.В. Дилевская - М.: Машиностроение, 1978. – 166 с.
2. Суслов А.Д. Дроссельные микроохладители / А.Д. Суслов, А.М. Гориков, В.А. Маслаков. – М.: Машиностроение, 1978. – 144 с.
3. Kroeger P.G. Performance deterioration in high effectiveness heat exchangers due to axial heat conduction effects / P.G. Kroeger // *Adv. Cryog. Eng.* – 1967. – V. 12. – P. 363-372.
4. Криогенные системы. Основы проектирования аппаратов и установок / А.М. Архаров, В.П. Беляков, Е.И. Микулин и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 536 с.
5. Гетманец В.Ф. Вопросы тепловой оптимизации противоточных теплообменников криогенных установок / В.Ф. Гетманец, Ю.И. Горпинко, А.Я. Левин // “Cryogenics – 90” 1-st Intern. Conf. about technique of low temperature, Kosice, 1990. – P. 236-237.
6. Горпинко Ю.И. Підвищення холодопродуктивності дросельних рефрижераторів оптимізацією параметрів і втрат регенеративного теплообмінника: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.14.05 / Горпинко Юрій Іванович; Харківська державна академія міського господарства – Харків, 1997. – 24 с.
7. Chowdhury K. Performance of cryogenic heat exchangers with heat leak from the surroundings / K. Chowdhury, S. Sarang // *Adv. in Cryog. Eng.* – 1983. – V. 29. – P. 273-281.
8. Barron R.F. Effect of heat transfer from ambient on cryogenic heat exchanger performance / R.F. Barron // *Adv. in Cryog. Eng.* – 1983. – V. 29. – P. 265-273.
9. Горпинко Ю.И. Фізичні переваги і основи технологій підвищення температурного напору теплопередачі / Ю.И. Горпинко // *Двигатели внутреннего сгорания* – 2006. – № 1. – С. 102-108.
10. Горпинко Ю.И. Вплив розподілу тепловмісту потоків на ефективність протиструмних теплообмінників / Ю.И. Горпинко // *Двигатели внутреннего сгорания* – 2006. – № 2. – С. 85-94.
11. Kays W.M. Compact Heat Exchangers / W.M. Kays, A.L. London. 2-nd ed. - New York: McGraw Hill Book Co., 1964. – 386 p.
12. Hausen H. Heat Transfer in Counterflow, Parallel Flow and Cross Flow / H. Hausen. – New York: McGraw Hill, 1983. – 417 p.

Надійшла до редколегії 5.02.2009

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.І. Карпенко, Харківський університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, Харків.

### СОВМЕСТНОЕ ВЛИЯНИЕ ВТОРИЧНЫХ ЭФФЕКТОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА НА СОВЕРШЕНСТВО ПРОТИВОТОЧНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ КРИОГЕННЫХ СИСТЕМ

Ю.И. Горпинко

Разработан расчетно-графический метод для определения практически достижимой и целесообразной эффективности криогенных противоточных теплообменников с учетом вторичных факторов переноса тепла. Полученные решения в двух явно выделенных областях преобладания теплового эквивалента и охлаждающего греющего потоков являются не симметричными относительно оси баланса запасов тепла. Выявлено, что понижение величины соотношения тепловых эквивалентов потоков резко уменьшает целесообразный уровень наращивания числа единиц переноса тепла реальных теплообменников. Предложенные решения позволяют также уточнять действительную величину числа единиц переноса тепла (коэффициента теплопередачи) эффективных теплообменных аппаратов.

**Ключевые слова:** противоточный теплообменник, вторичный эффект переноса тепла, соотношение тепловых эквивалентов.

### COMPATIBLE INFLUENCE OF HEAT TRANSFER SECONDARY EFFECTS ON PERFECTION OF COUNTERFLOW HEAT EXCHANGERS OF THE CRYOGENIC SYSTEMS

Y.I. Gorynko

Calculation-graphic method is developed for determination practically accessible and expedient efficiently of cryogenics counterflow heat exchangers taking into account the second factors of heat transfer. The upshots received in two selected regions of predominating of thermal equivalent of heating and cooling streams are not symmetric to the axis of balance of heat supplies. It is discovered that lowering of the correlation size of thermal equivalent of streams sharply diminishes the expedient level of increase of heat number transfer units of real heat exchanges. The proposed upshots additionally allow specifying the number transfer unit (the coefficient of heat transfer) of effective heat-exchange vehicles.

**Keywords:** counterflow heat exchanger, second effect of heat transfer, correlation of thermal equivalents.