

НВтореср
Л14

11

Одеська державна академія холоду

Лагутін Анатолій Юхимович

УДК 621.565

**УДОСКОНАЛЕННЯ АПАРАТІВ ПОВІТРЯНОГО
ОХОЛОДЖЕННЯ З ТРУБЧАСТО-РЕБЕРНИМИ
ПОВЕРХНЯМИ (ТЕОРІЯ І ПРАКТИКА)**

Спеціальність 05.04.03 – Холодильна і кріогенна техніка, системи
кондиціювання

Автореферат дисертації

на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

ОДЕСА – 1998

Дисертація є рукопис.

Робота виконана в Одеській державній академії холоду.

Науковий консультант – доктор технічних наук, професор, заслужений діяч науки і техніки УРСР **Ченуренко Віктор Павлович**, проректор Одеської державної академії холоду

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор **Федоров Володимир Гаврилович**, професор кафедри теплотехніки Українського державного університету харчових технологій;

доктор технічних наук, професор **Бурдо Олег Григорович**, завідувач кафедри процесів та апаратів Одеської державної академії харчових технологій;

доктор технічних наук, професор **Пиритула Валерій Васильович**, завідувач кафедри тепломасообміну Одеської державної академії холоду

Провідна установа – Одеський державний політехнічний університет

Захист відбудеться «16» 11 1998 р. о 11 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 41.067.01 при Одеській державній академії холоду за адресою: 270026, м. Одеса, вул. Дворянська, 1/3.

дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці ОДАХ (270026, м. Одеса, вул. Дворянська, 1/3.)

Слано «15» 10 1998 року.

Р.К. Нікульшин

1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

xv 1181
ІНСТИТУТ ХОЛОДУ
ОНАХТ
бібліотека

Актуальність проблеми. Україна, незважаючи на потужну структуру металургійної галузі, в економічній політиці Союзу, яка склалася в минулому, не мала підприємств по виробництву крупних повітряних теплообмінників для галузей енергетичного комплексу. У відмічених умовах, з урахуванням фізичного старіння апаратів та їх значної вартості на світових ринках, особливу гостроту й актуальність набуває проблема створення вітчизняної бази по виробництву повітряних теплообмінників. Рішення поставлених задач неможливе без створення нового і оцінки ефективності існуючого теплообмінного устаткування енергетичних систем та установок.

Економічна ефективність заміни водяного охолодження технологічних та енергетичних установок на повітряне заслуговує на постійну увагу і переоцінки. Технічні рішення використання водяних теплообмінників звичайно продиктовані їх низькою вартістю і не враховують екологічних проблем, загрози фізичного старіння і високих експлуатаційних витрат. Досвід експлуатації апаратів повітряного охолодження в пересдових країнах світу вказує на переважне їх використання навіть у тих районах, де дефіцит води не є визначним фактором.

Широта області використання реберних систем тепловідводу (повітроохолоджувачі, "сухі" градієнти, утилізатори, конденсатори повітряного охолодження, і т.д.) призводить до значного збільшення витрат металу.

Зріст потреби металу висуває проблему пошуку оптимальних варіантів теплообмінних поверхонь, в процесі удосконалення яких вирішуються сучасні проблеми економії енергетичних і матеріальних ресурсів. Підвищення енергетичної ефективності апаратів тісно пов'язано з інтенсифікацією процесів теплообміну і визначенням оптимальних режимів їх експлуатації.

У цьому зв'язку виникла необхідність всебічного експериментального і теоретичного дослідження процесів, які протікають у теплообмінниках повітряного охолодження різного призначення.

Зв'язок роботи з програмами, постановами, планами, тесмами. Робота тематично пов'язана з виконанням: Постанови АН СРСР №214 від 23.12.85; Постанови ДКНТ СРСР №555 від 30.10.85; Постанови ДКНТ УРСР №535 від 31.12.86; Постанови Мінвузу України №78 від 21.03.91; Постанови ДКНТ України №84 від 3.08.93; Постанови МО України №271 від 15.06.96.

Робота також у свій час була пов'язана з виконанням республіканських науково-технічних програм РН.16.03.18, РН.16.04.21 (Постанова РМ УРСР №580 від 28.10.1980) та госпдоговірних тем (номери держреєстрації №75034820, №77044958 та інші.).

Мета і задачі дослідження. Метою роботи було створення наукових основ, які забезпечують розробку, проєктування і промислове освоєння економічних апаратів повітряного охолодження різного призначення на базі нових типів трубчато-реберних теплообмінних поверхонь.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- з урахуванням технологічних особливостей методу литва під тиском алюмінієвого розплаву на сталеву трубу і режимів експлуатації апаратів, виконати обґрунтування геометричних параметрів обрешітки біметалевих теплообмінних поверхонь;

- визначити характер взаємодії температурних полів реберних елементів і повітряного потоку у міжреберній порожнині з метою виявлення шляхів і методів інтенсифікації теплообміну;
- на підставі результатів експериментального дослідження теплових та аеродинамічних характеристик пучків труб з новими видами оребрення виконати узагальнення дослідних даних з метою одержання критеріальних залежностей для розрахунку повітряних теплообмінників;
- створити аналітичні моделі теплопровідності ребер удосконалених форм для одержання інженерних методів розрахунку їх ефективності;
- провести дослідну оцінку термічних опорів контакту основної сталеві труби з оребреною алюмінієвою муфтою;
- за результатами структурного і параметричного аналізів, на підставі розробленої математичної моделі холодильної установки здійснити обґрунтування оптимальних режимних параметрів теплообмінників повітряного охолодження;
- за результатами випробувань дослідно-промислових зразків повітряних теплообмінників різного призначення, виготовлених за бази запропонованих оребрених труб, здійснити оцінку раціональності їх використання.

Наукові положення, які виносяться на захист.

1. Підвищення енергетичної ефективності і зниження холодоємності теплообмінних апаратів повітряного охолодження досягається створенням трубчасто-реберних поверхонь з перемінним профілем ребер і організацією потовщеною частиною ребра конфузorno- дифузornoї зміни живого перерізу потоку повітря по рядах труб шахового пучка.
2. Інтенсифікація термогідрравлічних процесів у реберних системах тепловідводу базується на використанні бісегментних поперечних ребер із орієнтацією їх меншої осі у напрямку охолоджуючого потоку повітря.
3. При високій інтенсивності внутрішнього теплообміну покращення енергетичних показників повітряних теплообмінників забезпечується збільшенням коефіцієнта оребрення за рахунок створення високих ребер.
4. У математичній моделі оптимізації режимів роботи апаратів повітряного охолодження холодильних установок програмний вибір числа ступенів стискування компресорів є додатковим аргументом у процедурі мінімізації приведених витрат.

Наукова новизна і наукові результати. Теоретично і експериментально доведена теплова та аеродинамічна перевага теплообмінних поверхонь з удосконаленою формою (бісегмент) і профілем (змінна товщина) ребер.

Вперше в світовій практиці виготовлені та досліджені високореберні теплообмінні поверхні з коефіцієнтом оребрення $\beta = 36,4$.

Одержані узагальнюючі критеріальні залежності з розрахунку теплових і аеродинамічних характеристик пучків труб з високими ребрами і ребрами з новою формою та профілем.

Підтверджена область максимального теплоспоживу радіального поперечного ребра в його екваторіальній зоні.

Одержані аналітичні залежності, які описують теплову ефективність ребер з новою формою і профілем.

Захищені авторськими свідоцтвами теплообмінники повітряного охолодження на базі запропонованих нових видів оребрення.

Експериментально підтверджено, що технологічний процес литва під тиском забезпечує надійний контакт різнорізних металів основної труби і муфтового оребрення.

На підставі створеної математичної моделі виконано обґрунтування оптимальних режимних параметрів повітроохолоджувачів та конденсаторів повітряного охолодження холодильних установок.

Достовірність наукових результатів, наукових положень і практичних рекомендацій підтверджено погодженням результатів теоретичних, експериментальних і промислових досліджень.

Практична значущість результатів роботи полягає у такому:

- розроблена математична модель може бути використана для структурного та параметричного аналізів холодильної установки з метою обґрунтування оптимальних умов її експлуатації і економічного вибору комплектуючого устаткування;
- одержані значення термічного контактного опору, аналітичні рівняння розрахунку теплової ефективності ребер удосконалених форм і розрізів та емпіричні залежності щодо розрахунку теплових і аеродинамічних характеристик шахових пучків труб, використані у практиці проектування апаратів повітряного охолодження всього призначення.

Впровадження результатів роботи проведено на чотирьох виробничих об'єднаннях хімічної промисловості і на дев'яти підприємствах харчової промисловості, де взагалі успішно експлуатується понад 50 теплообмінників повітряного охолодження.

Спільно з різними проектними організаціями здійснено розробку технічної документації на серію апаратів повітряного охолодження. Палагоджено серійне виробництво теплообмінників.

За термін з 1988 по 1998 рр. на ВО «Укрпропромремаш» м.Оріхів Запорізької області виготовлено 642 повітроохолоджувача.

Для установок охолодження компріміруючого повітря на ВАТ «Хімман» (м.Сніжне Донецької області) та СНВО ім.Фрунзе (м.Суми) виконано випуск 19 міжступеневих охолоджувачів повітря МО-600.

Особливий внесок автора у роботах, які опубліковані у співавторстві, полягає у постановці ідей і завдань розробок, адаптації моделей та їх зіставленні з експериментальними даними; у розробці експериментальних методик і степдів; у проведенні досліджень, статистичній обробці їх результатів; розробці вихідних даних для проектування; впровадженні апаратів і їх промислових дослідженнях (випробуваннях).

Апробація. Теоретичні і експериментальні розділи дисертації обговорювались і схвалені: Всесоюзним семінаром "Використання досягнень холодної техніки і технології з метою підвищення ефективності харчових виробництв", м.Москва (1981); Всесоюзною науково-практичною конференцією "Інтенсифікація виробництва і використання штучного холоду", м.Ленінград (1981); Всесоюзною науково-практичною конференцією "Штучний холод в галузях агропромислового комплексу", м.Москва (1987); VII Республіканською конференцією "Підвищення ефективності, удосконалення процесів і апаратів хімічних виробництв", м.Львів (1988); Всесоюзною науково-практичною конференцією "Шляхи інтенсифікації виробництв із застосуванням штучного холоду в галузях агропромислового комплексу, у торгівлі і на транспорті", м.Одеса (1989); I conferencia internacional de refrigeracion climatizacion y energia no convencional, Habana, Cuba, 1990; XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, Canada, 1991; Energy efficiency in refrigeration and global warming impact. Confer-

ence International, Chent, Belgium, 1993; CFC, The DAY AFTER International conference, Padua, Italy, 1994; XIX International Congress of Refrigeration, The Hague, The Netherlands, 1995; Proceedings of the 1996 International Compressor Engineering Conference at Purdue, Indiana, USA, 1996; на науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу ВУЗу (1984-1995).

За кращу наукову роботу "Розробка, дослідження і впровадження високоефективних конденсаторів аміаку з повітряним охолодженням та повітроохолоджувачів виробничих та розподільчих холодильників" авторський колектив групи теплообмінних апаратів ОТХП (у теперішній час - ОДАХ) нагороджено почесною грамотою Міністерства вищої і середньої спеціальної освіти СРСР.

Публікації. Склад роботи відбито у 33 наукових роботах, у тому числі 13 статтях, 8 опублікованих доповідях на республіканській конференції, міжнародних конференціях та конгресах, у 8 тезах доповідей на конференціях та у 4 авторських свідоцтвах.

Структура роботи. Робота складається зі вступу, семи розділів, основних результатів та висновків, списку використаних джерел і додатку, викладена на 370 сторінках тексту, в тому числі 4 сторінки додатку, містить 89 рисунків і 39 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі розглянуто стан проблеми, обґрунтована практична актуальність роботи, її зв'язок з постановами, програмами, темами, сформульовані мета і задачі дослідження, наукові положення, показана наукова новизна результатів, підтверджена практична значущість роботи і реалізація її результатів у промисловості.

У першому розділі розглянуті характерні особливості впливу геометричних параметрів оребрення на теплові та аеродинамічні показники пучків труб. Відмічена відсутність експериментальних даних з досліджень високореберних систем теплообміну. Їх відсутність у проєктах створення повітряних теплообмінників продиктовано недосконалістю сучасних технологій виготовлення трубчасто-реберних поверхонь.

Розглянуті окремі (часткові) питання ступеня впливу нерівномірності тепловіддачі на ефективність ребер, термічних опорів контакту ребра з трубою, тепло-технічних і аеродинамічних показників роботи повітроохолоджувачів в умовах масообміну.

При аналізі математичних моделей оптимізації режимів роботи холодильних установок виявлені основні напрямки в описі моделей, визначені фактори, які порушують адекватність моделей реальному фізичному об'єкту.

Розглянуто основні типи теплообмінних поверхонь, які використовуються при створенні теплообмінних апаратів холодильних установок. Виконано аналіз характеристик та питомих показників теплообмінників повітряного охолодження.

На підставі результатів аналізу літератури були сформульовані вищезгадані цілі і задачі дослідження.

У другому розділі виконано обґрунтування геометричних параметрів оребрення для теплообмінних поверхонь, виготовлених методом литва під тиском.

Сутність цього методу полягає в тому, що поперечне оребрення необхідних форм і розмірів на несучій трубці формувалося із алюмінієвого розплаву у спеціальній прес-формі. Умови пресування забезпечували добру заповненість робочих порожнин формостворюючих вкладишів рідким металом. Алюмінієвий сплав АК-7 ГОСТ2685-

75, який кристалізувався, внаслідок усадки щільно обхоплює сталеву трубу реберним елементом муфтового типу, створюючи надійний контакт біметалевої пари. Оксидна плівка, яка утворюється на поверхні виливок, уберігає їх від корозії, збільшуючи термін служби апаратів.

Основними перевагами технології, вважаємо:

- можливість виготовлення поперечних ребер різних форм і специфічних перерізів;
- можливість створення номенклатури оребрених поверхонь у широкому діапазоні значень коефіцієнта оребрення;
- надійність механічного контакту різномірних металів основної труби та оребрення;
- можливість використання вторинного алюмінію в процесі підготовки ливарного сплаву, що забезпечує безвідходну технологію.

Особливості використаного методу накладають специфічні обмеження на геометричні параметри оребрення. Необхідність забезпечення мінімально допустимих ливарних схилів накладає обмеження на мінімальну товщину ребра. Умови механічної і термічної міцності формують крок ребер ($u_p \geq 4$ мм).

З урахуванням зазначеного, для апаратів з високою інтенсивністю внутрішнього теплообміну необхідний ступінь розвитку поверхні забезпечувався за рахунок зміни висоти ребра (h_p). Для знатень висоти ребра запроваджувалось обмеження на мінімально припустиму його ефективність ($E_p \geq 0.7$) з урахуванням фактора збільшення маси ребер за рахунок їх потовщення зі зростанням висоти при додержанні ливарних схилів та умов рівності термічних опорів на сторонах теплообмінних середовищ.

Варіантні розрахунки впливу висоти ребра і відповідно ступеня оребрення ϕ на теплові показники апаратів повітряного охолодження (АПО), виконані за спеціально розробленими програмами.

Оцінка енергетичної ефективності теплообмінників без зміни агрегатного стану внутрішнього теплоносія здійснювалась за методом М.В.Кирпичова

$$E = \frac{Q_0}{\sum_{i=1}^n N_i} \quad (1)$$

де: N_i – витрати потужності на транспорт "і"-го теплоносія, кВт;

Q_0 – теплопродуктивність апарата, кВт.

На рис.1 наведено зіставлення АПО енергетичної ефективності при різних швидкостях повітря у живому перерізі апаратів.

Як видно із рисунка, при швидкості повітря у живому перерізі апарата $\omega_p = 3$ м/с, енергетична ефективність E зростає із збільшенням ступеня оребрення. В міру зростання швидкості повітря, темп зміни E зменшується.

Зі збільшенням швидкості води у трубах апарата ($\omega_w = 1.5 \dots 2.5$ м/с) область активного впливу ступеня оребрення і відповідно висоти ребра на енергетичну ефективність апаратів поширилась до значення швидкостей повітря $\omega_p = 7 \dots 8$ м/с.

Результати зіставлення поверхонь за питомими масовими і об'ємними показниками вказують, що в області параметрів ($\phi = 26$; $\beta = 36.4$; $h_p = 0.0261$ м) спостерігався мінімум масового показника оребреної поверхні при неухильному зниженні питомого

об'єму апарата при збільшенні ступеня оребрення. На протилежність відміченому зі збільшенням останньої спостерігалось зростання абсолютних значень поверхні теплообміну, об'єму та маси апаратів при зниженні енергетичних витрат на транспорт теплоносіїв.

При аналізі результатів зіставлення конденсаторів повітряного охолодження (КПО) встановлені аналогічні якісні результати.

Дані вибіркового режимів, варіантних розрахунків КПО покладені в основу визначення області геометричних розмірів ребер, які відповідають умові рівності термічних опорів ($R_z - R_{вн}$). На рис.2 наведені значення термічних опорів на зовнішньому (R_z) і внутрішньому ($R_{вн}$) боках КПО при швидкості повітря у живому перерізі $\omega_n = 10$ м/с.

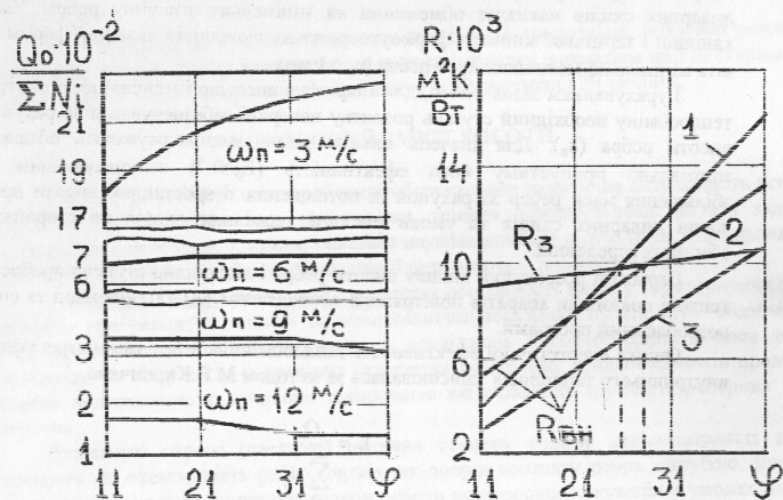


Рис.1 Зіставлення теплообмінників за енергетичною ефективністю.

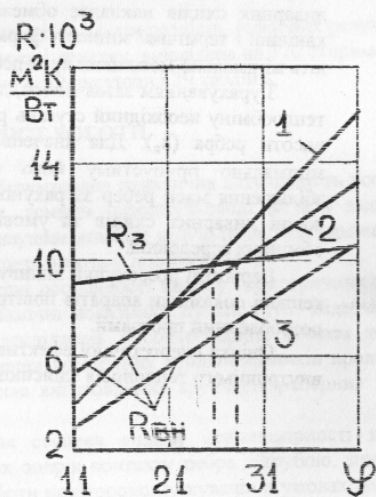


Рис.2 Термічні опори на зовнішньому (R_z) і внутрішньому ($R_{вн}$) боках КПО
1 - $\alpha_{вн}$ за даними Городинської;
2 - $\alpha_{вн}$ за даними Ширяєва;
3 - $\alpha_{вн}$ за нашими даними.

З урахуванням розбіжності даних визначення коефіцієнтів тепловіддачі змішу, що конденсується, значення ($R_{вн}$) визначені за залежностями різних авторів.

На підставі встановленої області ($R_z = R_{вн}$) і питомих масових і об'ємних показників для КПО прийнята висота ребра $h_p = 0.026$ м.

На підставі аналітичного рішення теплопровідності біметалевої оребреної труби, з урахуванням складових термічних опорів, визначено товщину алюмінієвої муфти біля основи ребер.

Для АПО з урахуванням їх призначення і режимів експлуатації розроблена градація тепломасообмінних поверхонь.

У третьому розділі подано результати експериментального дослідження термогідрравлічних процесів, які проходять в елементах повітряних теплообмінних апаратів. Тут наведено опис конструкції експериментальних стендів, методик досліджень і обробки дослідних даних. Для збільшення дозвільної здатності дослідів за рахунок зменшення числа вимірювань на моделях одиночних ребер і оребрених елементів при візуальному контролі температури поверхні ребер за допомогою рідких кристалів та термодатчиків визначалась мінімальна кількість і місце встановлення термопар для об'єктивної оцінки температурного поля в досліджених коефіцієнтів тепловіддачі пучків оребрених труб.

У спробах на одиночних моделях на висоті ребра $h_p = 35$ мм від його основи до вершини було встановлено 7 термопар. Вимірювання температури поверхні ребра в діапазоні зміни швидкостей повітря $\omega_n = 3.5 \dots 19.6$ м/с здійснювалось за рахунок повороту ребра вздовж потоку повітря від 0° до 180° з інтервалом 15° . Температурні розподілення по висоті ребра показали, що у лобовій зоні $\varphi = 0 \dots 60^\circ$ біля вершини було спостерігалось різке зниження його температури, а її зростання було зафіксовано в основі ребра, а найбільш суттєве - у зоні за екватором ($\varphi = 90 \dots 180^\circ$). Відносна картина температурного розподілу по висоті алюмінієвого ребра не змінювалась при збільшенні швидкості охолоджуючого повітря. Тут слід зазначити, що для високих ребер ($h_p = 35$ мм) в області до 15 мм від основи ребер зростання температури поверхні свідчить про зниження теплової ефективності цієї зони (рис.3).

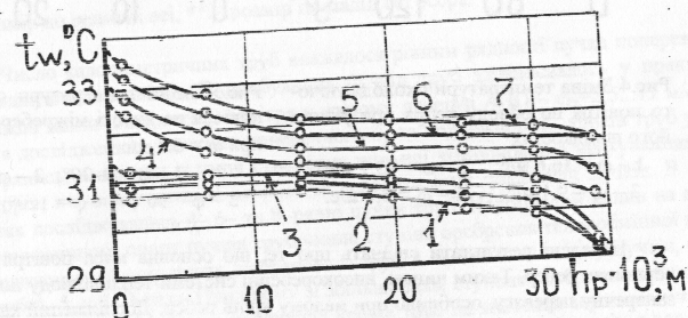


Рис.3 Розподіл температури по висоті ребра
1 - $\varphi = 0^\circ$; 2 - $\varphi = 30^\circ$; 3 - $\varphi = 60^\circ$; 4 - $\varphi = 90^\circ$; 5 - $\varphi = 120^\circ$; 6 - $\varphi = 150^\circ$; 7 - $\varphi = 180^\circ$

При аналізі теплообміну в умовах вимушеного руху повітря і оцінки участі різних зон ребра у його сумарному теплообміні важливе значення має характер зміни температури охолоджуючого потоку повітря. Картина зміни температури повітря по обводу ребра при різних значеннях його швидкості показана на рис.4. Тут, на відміну від температури поверхні, виявлено вплив швидкості потоку його температурна нерівномірність потоку. Зі збільшенням швидкості потоку повітря по висоті нерівномірність знижувалась. Температурні розподілення потоку повітря по висоті міжреберної порожнини визначені при різній орієнтації термопар по потоку (рис.5),

показали, що у лобовій зоні ($\varphi = 0 \dots 90^\circ$) температура повітря мало змінювалась, а її різке підвищення спостерігалось у зоні за скватором ($\varphi = 120 \dots 180^\circ$). Відносна картина температурного стану повітряного потоку по висоті міжреберної порожнини не змінювалась при збільшенні швидкості повітря.

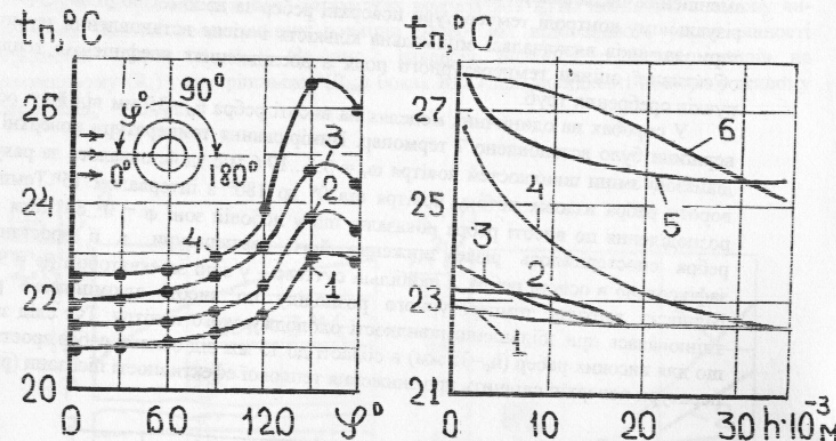


Рис.4 Зміна температури охолоджуючого повітря по обводу ребра при різних його швидкостях

1 – $\omega = 16,6$ м/с; 2 – $\omega = 13,7$ м/с;
3 – $\omega = 9,1$ м/с; 4 – $\omega = 6,1$ м/с.

Наведені результати свідчать про те, що основна маса повітря проходить по вершинах ребер. Таким чином, високореберні системи тепловідводу повинні мати незаперечну перевагу, особливо при малому кроці ребер. Досліджений характер локального розподілення коефіцієнтів тепловіддачі від поверхні ребер і зміни температурних напорів підтвердили низьку теплову ефективність кормової зони ребер.

Отримані результати лягли в основу створення високореберних поверхонь із коефіцієнтом оребрення $\beta = 36,4$ і удосконалених видів поперечних ребер у формі еліпса та бісегмента. Їх енергетична доцільність підтверджена при випробуваннях пучків труб.

При дослідженні теплових характеристик пучків труб використовувався метод локального теплового моделювання при стаціонарному тепловому потоці. Аеродинамічні показники пучків труб визначались в ізотермічних умовах. В експериментах використовувались труби шести модифікацій. Всього досліджено 22 пучки шахової компоновки. Геометричні параметри досліджених труб наведені в таблиці.

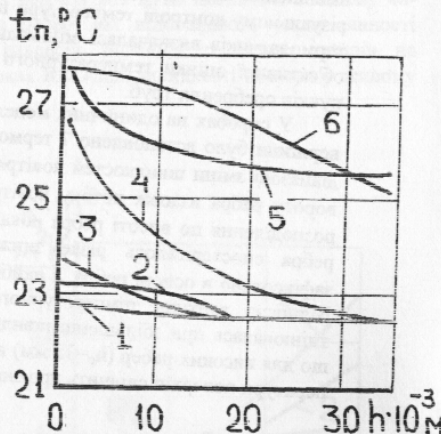


Рис.5 Зміна температури охолоджуючого повітря по висоті міжреберної порожнини при $\omega = 6,1$ м/с

1 – $\varphi = 0-30^\circ$; 2 – $\varphi = 60^\circ$;
3 – $\varphi = 90^\circ$; 4 – $\varphi = 120^\circ$; 5 – $\varphi = 180^\circ$

Таблиця

Показники	Позначення оребрених труб					
	A-1	A-2	A-3	A-4	A-5	A-6
Форма ребер	Еліпс	Бісегмент	Кругле, трапецієвидного перерізу			Кругле, змінного перерізу
Діаметр основної труби, мм	25x2.5	20x2	25x2.5	25x2.5	25x2.5	25x2.5
Діаметр труби біля основи ребер, мм	28	23	28	28	28	28
Крок ребер, мм	4	5	13	4	16	4.5
Висота ребра, мм	26*/11**	22.5*/8.5**	24	26	24	26
Товщина ребра біля вершини біля основи	0.9 2	0.6 1.8	0.6 2	0.6 2	0.6 2	див. рис.6
Маса 1 п.м оребреної труби, кг/м	4.0	2.0	2.9	5.3	2.65	5.14
Площа зовнішньої поверхні 1 п.м, м ²	1.41	0.70	0.73	2.29	0.58	2.04
Коефіцієнт оребрення, β	25.5	13.9	11.0	36.4	9.2	32.5
Ступінь оребрення, φ	16.0	9.7	7.8	26.0	6.6	23.2

* – розмір по великій осі; ** – розмір по малій осі ребра.

Число калориметричних труб вважалось рівним рядності пучка поперек потоку охолоджуючого повітря. Випробування пучків труб здійснювалось у практичному діапазоні зміни швидкостей повітря у живому перерізі АПО – $\omega_n = 2.5 \dots 11$ м/с. Прийняті в дослідженнях значення поперечного S_1 та подовжного S_2 кроків труб у пучках вибирались, виходячи із умов створення щільної компоновки з урахуванням опішки факторів, які впливають на теплові та аеродинамічні показники пучків. В експериментах досліджувались 4-, 6- та 8-рядні пучки труб. Найбільший вплив на величину аеродинамічного опору пучків труб чинив ступінь оребрення теплообмінної поверхні. Аеродинамічний опір пучка, набраного із труб А-4, більший за опір пучків, набраних із труб А-5, у 2...3 рази. При цьому зі збільшенням ступеня оребрення змінювався закон взаємозв'язку поперечних і подовжніх кроків труб на значення аеродинамічного опору. Тут слід зазначити, що в діапазоні зміни кроку ребер (0.013–0.016 м) різко змінювався показник ступеня при числі Рейнольдса. З урахуванням зазначеного, для розрахунку аеродинамічного опору досліджених пучків труб запропоновані такі загальноночі залежності:

а) для пучків, набраних із труб А-5,

$$\frac{Eu}{z} = 0.42 \cdot \sigma_1^{0.58} \cdot \sigma_2^{-0.36} \cdot Re^{-n}, \quad (2)$$

де $n = 0.11 \cdot \varphi^{0.07}$;

б) для пучків, набраних із труб А-3,

$$\frac{Eu}{z} = 2 \cdot \sigma_1^{0.58} \cdot \sigma_2^{-0.66} \cdot Re^{-n}, \quad (3)$$

де $n = 0.22 \cdot \varphi^{0.105}$

в) для пучків, набраних із труб А-4,

$$\frac{Eu}{z} = 3.1 \cdot \sigma_1^{0.58} \cdot \sigma_2^{0.3} \cdot Re^{-n}, \quad (4)$$

де $n = 0.22 \cdot \varphi^{0.105}$

$\sigma_1 = S_1/d$ – безрозмірний поперечний крок труб;

$\sigma_2 = S_2/d$ – безрозмірний подовжній крок труб.

Розходження дослідних і розрахункових значень аеродинамічних опорів по виснавлених рівняннях не перевищувало 6.2%.

В результаті аналізу експериментальних даних щодо теплообміну пучків труб одержано узагальнююче критеріальне рівняння для розрахунку конвективних коефіцієнтів тепловіддачі для пучків, набраних із труб А-3 – А-6.

$$Nu_k = (1-n) \cdot C_z \cdot C_s^m \cdot \varphi^{-0.5} \cdot Re^n, \quad (5)$$

де C_z – коефіцієнт, що враховує число рядів труб вздовж потоку повітря;

$C_s = \left(\frac{S_1 - d}{S_2 - d} \right)$ – коефіцієнт форми пучка;

$n = 0.61 \cdot \varphi^{0.08}$; $m = S_2 + \varphi^{-0.48}$;

d – діаметр труби біля основи ребер.

Значення коефіцієнта C_z визначено на підставі порядного дослідження коефіцієнтів тепловіддачі пучків труб. Обмеження використання рівняння (5) за параметрами дорівнюють: $Re = (6 \dots 20) \cdot 10^3$; $\varphi = 6.6 - 26$; $S_1 = 0.082 - 0.11$ м; $S_2 = 0.06 - 0.1$ м.

У наведених критеріях подібності (2)–(5) як визначальні параметри вибрані швидкість повітря у живому перерізі пучка і діаметр труби біля основи ребер.

Розрахункові значення залежності $Nu_k = f(Re)$ із запропонованого рівняння (5) забезпечують добре узгодження розрахункових і експериментальних значень у межах 9%.

Особливий інтерес викликають результати аеродинамічного дослідження пучків труб із змінною товщиною ребер (пучки №16–21), тип поверхні А-6. Загальний вигляд та геометричні розміри ребреної поверхні зі змінною товщиною ребер наведені на рис.6. Не зважаючи на різнозначність компоновочних рішень ($S_1 = \text{const}$), ($S_2 = \text{const}$) пучків, що розглядаються, їх аеродинамічний опір залежав від розташування ліній максимальної товщини ребра відносно потоку повітря, що набігає (рис.7).

За результатами порівняльного аналізу кращого (пучок №18) і гіршого (пучок №19) пучків встановлено розширення дослідних точок у межах 25–28%.

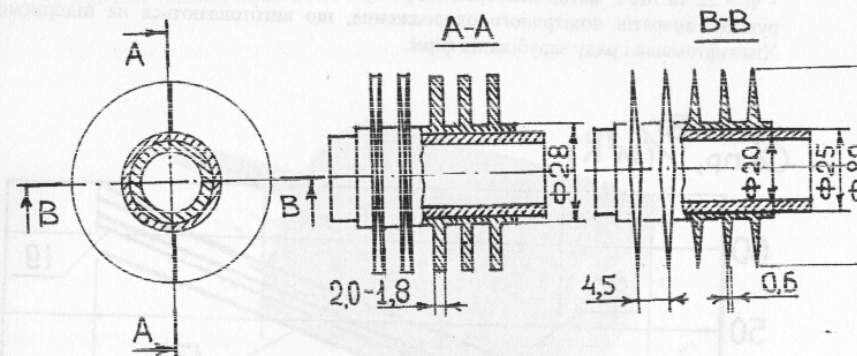


Рис.6 Загальний вигляд і розміри поверхні з ребрами змінної товщини

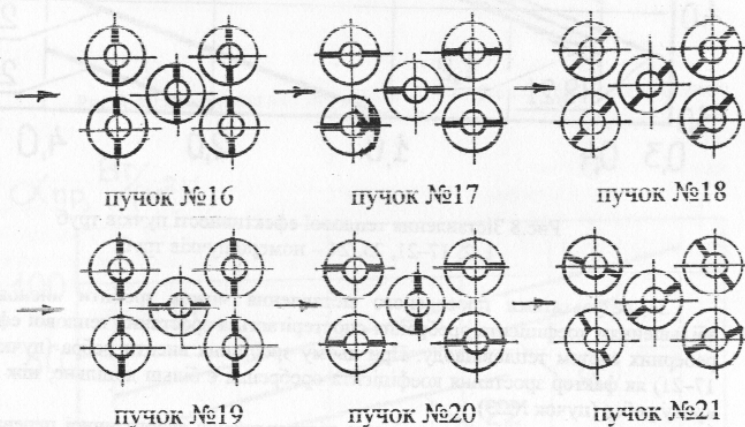


Рис.7 Компоновки пучків труб №16–21

Для всіх пучків (№16–21) єдиним змінним параметром була середня міжреберна відстань або площа живого перерізу проходу повітря. У деяких пучках (№19, №20) живий переріз змінювався також по рядах труб пучка. В досліді встановлено, що сприятливим фактором зниження аеродинамічного опору пучків труб є постійність живого перерізу по рядах труб пучка. Порівняльна оцінка теплової ефективності досліджених пучків №17–21 і пучків, набраних із труб А-4 (пучки №1, №2), одержана на підставі методики В.М.Антуф'єва, наведена на рис.8. У пучках, що розглядаються, в межах зміни питомої витрати потужності на транспорт охолоджуючого повітря при $N_0 = 0.3 \dots 3.0$ Вт/м² кращі показники мав пучок №20 з організацією потовщеної час-

тини ребра конфузорно-дифузornoї течії потоку повітря. На рис.8 для порівняння наведена теплова ефективність теплообмінних поверхонь (№23, метод навівання ребер – $\phi = 22$ та №24, метод накачування ребер – $\phi = 9$), які використовуються в конструкціях апаратів повітряного охолодження, що виготовляються на підприємствах Хімнафтомаша і ряду зарубіжних фірм.

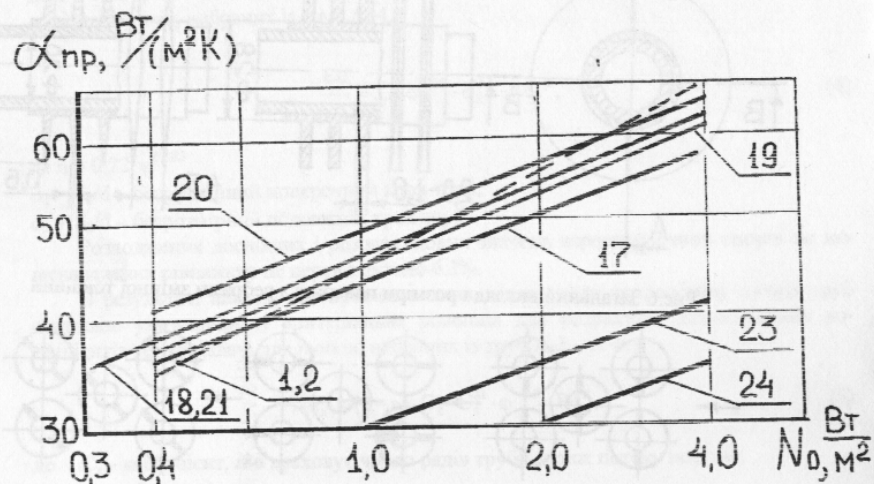


Рис.8 Зіставлення теплової ефективності пучків труб
1, 2, 17–21, 23, 24 – номери пучків труб

За результатами проведеного зіставлення можна зробити висновок, що зі збільшенням коефіцієнта оребрення спостерігається зростання теплової ефективності реберних систем тепловідводу. При цьому зростання висоти ребра (пучки №№1, 2, 17–21) як фактор зростання коефіцієнта оребрення є більш доцільне, ніж зменшення кроку ребер (пучок №23).

В результаті експериментального підтвердження енергетичної переваги оребрених труб із еліптичною формою ребер у кандидатській дисертації автора (тип поверхні А-1) при відробці знаряддя ливарної форми для їх виготовлення в процесі удосконалення її технологічності і покращення масових показників були одержані ребра бісегментної форми. Загальний вигляд оребреної поверхні наведено на рис.9.

Результати досліджень теплових і аеродинамічних показників пучків, набраних із труб з бісегментним оребренням (пучки №11, №22) з різною орієнтацією великої вісі ребра відносно наближеного потоку повітря, використані для порівняльної оцінки з поверхнями які мають еліптичне оребрення (пучки №8, №10). Порівняльна оцінка теплової ефективності для досліджених пучків №8, №10, №11, №22 наведена на рис.10. У пучках, що розглядаються, кращі показники мав пучок №11 (бісегментне оребрення з орієнтацією великої осі ребра поперек потоку повітря). Його теплова ефективність у межах зміни $N_0 = 1.8 \dots 10 \text{ Вт/м}^2$ вища, ніж у пучка №8 (еліптичне

оребреним з орієнтацією великої осі еліпса поперек потоку повітря). Пучки труб, орієнтовані великою віссю ребер вздовж потоку повітря (пучки №22, №10), мають більш низьку теплову ефективність.

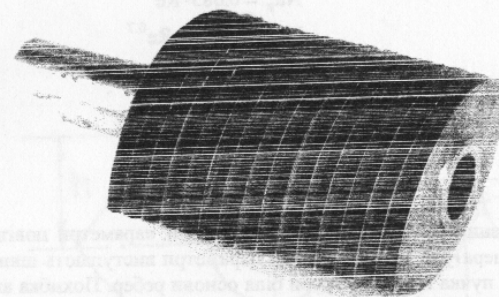


Рис.9 Загальний вигляд поверхні А-2 з ребрами бісегментної форми

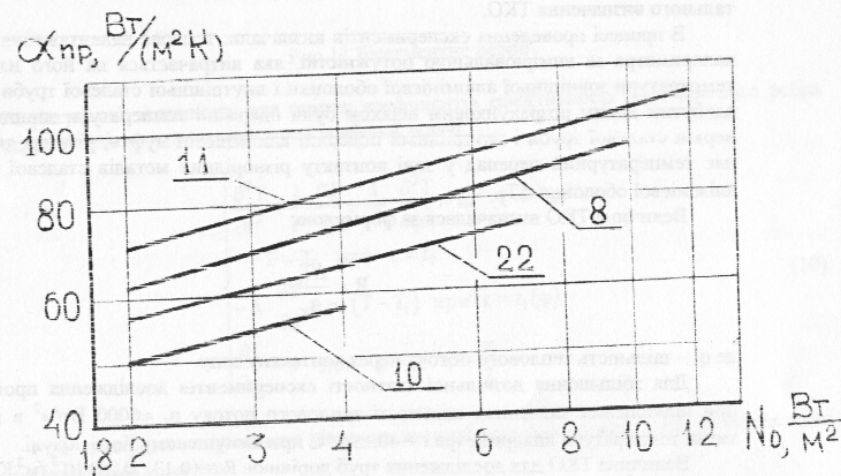


Рис.10 Зіставлення теплової ефективності пучків труб
8, 11, 10, 22 – номери пучків труб

Останнє є незаперечним доказом, що екваторіальні ділянки ребер відіграють переважну роль у сумарному теплообміні реберної поверхні.

Результати дослідів за приведеними і конвективними коефіцієнтами теплопередачі і аеродинамічним опором пучків труб з ребрами бісегментної форми узагальнені такими критеріальними залежностями:

$$Nu_k = 0.085 \cdot Re^{0.76} \quad (6)$$

$$Nu_{np} = 0.120 \cdot Re^{0.7} \quad (7)$$

$$\frac{Eu}{z} = 0.79 \cdot C_s \cdot Re^{-0.082}, \quad (8)$$

де $C_s = \left[\frac{S_2 - d}{(S_1 - d)/2} \right]^{-0.2}$ – коефіцієнт форми пучка.

У наведених критеріях подібності фізичні параметри повітря беремо при його середній температурі. Як визначальні параметри виступають швидкість повітря у живому перерізі пучка і діаметр труби біля основи ребер. Похибка апроксимації не перевищує 8%. Межа застосування одержаних рівнянь обмежена діапазоном зміни кроків труб S_1 та S_2 і чисел Рейнольдса (Re) цього дослідження.

Існуючі напівемпіричні залежності різних авторів не дають можливості визначити величину термічного контактного опору (ТКО) оребрених труб, тому що невідома частина визначальних параметрів, пов'язаних зі специфікою технології виготовлення оребрення методом литва під тиском. Тому в роботі використано засіб експериментального визначення ТКО.

В процесі проведення експериментів визначали: теплове навантаження електрокалориметра за вимірювальною потужністю, яка витрачається на його нагрівання, температури зовнішньої алюмінієвої оболонки і внутрішньої сталеві труби. Завдяки здобутим даним розрахунковим шляхом були одержані температури зовнішньої поверхні сталеві труби і внутрішньої поверхні алюмінієвої муфти, різниця яких виявляє температурний перепад у зоні контакту різних металів сталеві труби та алюмінієвої оболонки ΔT_k .

Величина ТКО визначалась за формулою:

$$R = \frac{\Delta T_k}{q_k}, \quad (9)$$

де q_k – щільність теплового потоку через контактну зону.

Для збільшення дозвільної здатності експериментів дослідження проводились при підвищених значеннях щільності теплового потоку $q_k \approx 6000 \text{ Вт/м}^2$ в інтервалі зміни температури калориметра $t = 40 \dots 95^\circ \text{C}$ при вимушеному його обдуві.

Величина ТКО для досліджених труб дорівнює $R = (0.13 \dots 0.29) 10^{-3} (\text{м}^2 \text{К})/\text{Вт}$.

Отримані значення дозволяють зробити висновок, що метод литва під тиском забезпечує надійний контакт різних металів (алюміній–сталь). В експериментах встановлено, що величина ТКО залежить від температурних умов роботи біметалевих труб і на її значення не впливають геометричні розміри несучої труби. Слід припустити, що в умовах низьких температур у разі використання біметалевих поверхонь в

конструкціях повітроохолоджувачів, дійсна величина ТКО буде нижча від одержаних дослідних даних.

У четвертому розділі наведені аналітичні рішення диференціальних рівнянь теплопровідності центросиметричних ребер довільної форми. Бісегментне ребро (рис.11) розглянуто як окремий випадок одного з можливих варіантів форм.

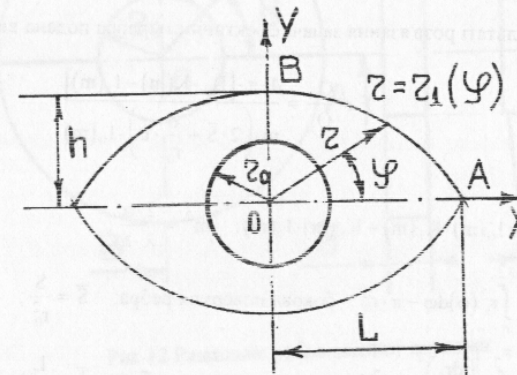


Рис. 11 Бісегментне ребро

Розрахункові залежності для оцінки коефіцієнтів ефективності бісегментного ребра одержані після розв'язання такої крайової задачі.

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} - m^2 \cdot T = -m^2 \cdot T_1 \\ T = T_0 \text{ при } r = r_0 \\ -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha \cdot (T - T_1) \text{ при } r = r_1(\phi) \\ \frac{\partial T}{\partial \phi} = 0 \text{ при } \phi = 0, \phi = \frac{\pi}{2} \end{cases} \quad (10)$$

У полярних координатах рівняння дуги обводу для сегмента АВ бісегментного ребра подано у вигляді:

$$r_1(\phi) = R \cdot \left\{ \sqrt{1 - e^2 \cdot \cos^2 \phi} - e \cdot \sin \phi \right\}, \quad 0 \leq \phi \leq \frac{\pi}{2}$$

$$\frac{\partial T_1}{\partial \varphi} = R \cdot \left\{ \frac{\varepsilon^2 \cdot \sin 2\varphi}{2 \cdot \sqrt{1 - \varepsilon^2 \cdot \cos^2 \varphi}} - \varepsilon \cdot \cos \varphi \right\},$$

при $\varphi = \frac{\pi}{2}$ $\frac{\partial T_1}{\partial \varphi} = 0$, при $\varphi = 0$ $\frac{\partial T_1}{\partial \varphi} = -\varepsilon \cdot R$.

$$\text{де } \varepsilon = 1 - \frac{h}{R}.$$

В результаті розв'язання задачі ефективність ребра подана виразом:

$$E = \frac{Q_0}{Q_1} = \frac{4 \cdot \pi \cdot [B_0 \cdot K(m) - I_1(m)]}{m \cdot \left(2 \cdot \bar{S} + \frac{\delta}{r_0} \cdot L \right) \cdot I_0(m)} \quad (11)$$

$$\text{де } K(m) = I_0(m) \cdot K_1(m) + K_0(m) \cdot I_1(m), \quad m^2 = \frac{2 \cdot \alpha}{\lambda \cdot \delta};$$

$$S = 4 \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} r_1^2(\varphi) d\varphi - \pi \cdot r_0^2 - \text{бокова поверхня ребра}; \quad \bar{S} = \frac{S}{r_0^2};$$

$$L = 4 \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{\left(\frac{dr_1}{d\varphi} \right)^2 + r_1^2} d\varphi - \text{довжина торця ребра}; \quad \bar{L} = \frac{L}{r_0};$$

$$B_0 = \frac{I_1(m \cdot r)}{I_0(m) \cdot K_1(m \cdot r) + K_0(m) \cdot I_1(m \cdot r)}$$

Для круглого радіального ребра зі змінною товщиною ребра (рис. 12), нехтуючи тепловіддачею з його торця, стаціонарне рівняння теплопровідності і граничні умови, припустивши, що змінні величини $t(r, \theta) = T(r, \theta) - T_1$, $r = \rho \cdot \cos \theta$, $y = \rho \cdot \sin \theta$, записано у вигляді

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \theta^2} - q(r, \theta) \cdot t = 0 \\ t = T_* \text{ при } r = r_0, \quad \frac{\partial t}{\partial r} = 0 \text{ при } r = r_e, \\ t(r, \theta) = t(r, \theta + 2 \cdot \pi) \end{cases} \quad (12)$$

де $T(r, \theta)$ – температура ребра в точці (r, θ) ; $T_* = T_0 - T_1$.

$$\left. \begin{aligned} r_0 &= m \cdot \rho_0 \\ r_e &= m \cdot \rho_e \end{aligned} \right\} \text{ безрозмірні радіуси; } m^2 = \frac{2 \cdot \alpha}{\lambda \cdot \delta}$$

Функція $q(r, \theta)$ пов'язана з впливом змінності товщини ребра на розподілення температури у ребрі.

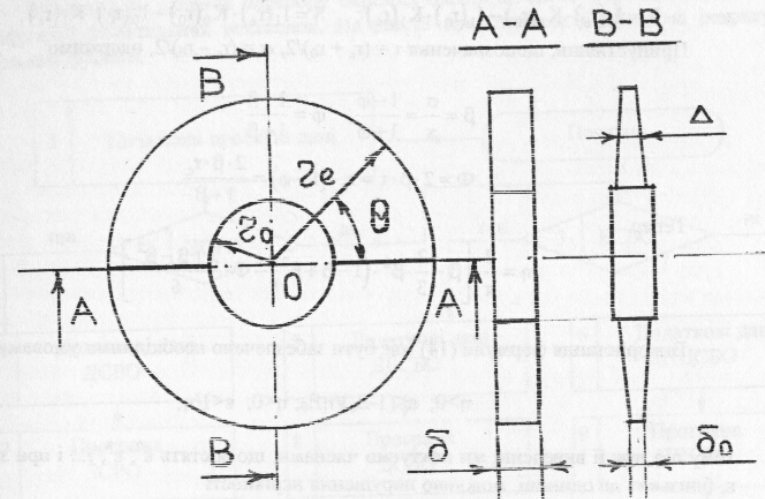


Рис. 12 Радіальне ребро змінної товщини

З урахуванням різного набігання охолоджуючого потоку повітря відносно потовщеної частини ребра, товщину ребра $\Delta = \Delta(r, \theta)$ уявляємо символічно

$$\Delta(r, \theta) = \Delta \left[1 - \varepsilon \cdot \frac{r}{r_e} \cdot \frac{|\sin \theta|}{\cos \theta} \right], \quad \varepsilon = \frac{\delta - \delta_0}{\delta} < 1. \quad (13)$$

У разі подовжнього набігання потоку повітря відносно потовщеної частини ребра у квадратних дужках формули (13) слід взяти $|\sin \theta|$, для поперечного набігання – $|\cos \theta|$.

Використовуючи одержаний вираз $t(r, \theta)$, визначаємо теплову ефективність ребра

$$E = \frac{Q_0}{Q_1} = E_0 \cdot (1 + \varepsilon \cdot \eta), \quad (14)$$

де E_0 – ефективність ребра постійної товщини (δ_0), що визначається відомим співвідношенням:

$$E_0 = \frac{2 \cdot \varphi}{r_e \cdot (1 - \varphi^2)} \cdot \frac{R}{S},$$

xv1181
ІНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
бібліотека

де $R = I_1(r_c) \cdot K_1(r_0) - I_1(r_0) \cdot K_1(r_c)$; $S = I_1(r_c) \cdot K_0(r_0) - I_0(r_0) \cdot K_1(r_c)$.
Припустивши, що позначення $\tau = (r_c + r_0)/2$, $\sigma = (r_c - r_0)/2$, одержимо

$$\beta = \frac{\sigma}{\tau} = \frac{1-\varphi}{1+\varphi}; \quad \varphi = \frac{1-\beta}{1+\beta};$$

$$\Phi = 2 \cdot \beta \cdot \tau = r_c \cdot (1-\varphi) = \frac{2 \cdot \beta \cdot r_c}{1+\beta}.$$

Тепер

$$\eta = \frac{2}{\pi} \cdot \left[\beta - \frac{2}{3} \beta^2 \cdot (1-\beta+\beta^2) - \Phi \cdot \frac{2 \cdot \beta - \beta^2}{6} \right]. \quad (15)$$

Використання формули (14) має бути забезпечено необхідними умовами:

$$\eta > 0; \quad \varepsilon < (1-E_0)/\eta E_0; \quad \eta < 0, \quad \varepsilon < 1/\eta,$$

тому що при її виведенні ми нехтуємо членами, що містять $\varepsilon^2, \varepsilon^3, \dots$ і при значеннях ε , близьких до одиниці, можливо порушення нерівності

$$0 < E = E_0 \cdot (1 + \varepsilon \cdot \eta) \leq 1.$$

Зіставлення одержаних аналітичних виразів для розрахунку ефективності бісегментного ребра (11) і ребра змінного профілю (14) з відповідними експериментальними значеннями показало добре їх узгодження.

У п'ятому розділі наведено опис математичної моделі оптимізації холодильних установок різного призначення, які укомплектовані теплообмінниками повітряного охолодження (конденсаторами та повітроохолоджувачами).

При розробці моделі як цільова функція вибрана змінна частина наведених витрат

$$ПЗ = \sum_{i=1}^n N_i \cdot C_e \cdot \tau + \sum_{i=1}^m (Z_i + Z_{ш}). \quad (16)$$

Враховуючи несправомірність вибору як незалежних перемінних взаємопов'язаних параметрів (перепаду температур і температурного напору), у даній постановці задачі як параметри, що оптимізуються, вибрані перепади температур повітря у повітроохолоджувачі (Δt_m) і конденсаторі повітряного охолодження (Δt_k), а також перепад температур холодоносія (Δt_p) у випарнику, у схемі із проміжним теплоносієм. Для оптимального режиму визначались недостатні параметри, які використовуються у практиці проектування й експлуатації холодильних установок за умов рівноважного стану з урахуванням параметрів даного устаткування і оптимальних значень перепадів температур середовищ Δt_i .

Взяті до розгляду схеми холодильних установок, безпосереднього охолодження (безнасосні і насосно-циркуляційні) і з проміжним теплоносієм включають до складу вузли, математичний опис яких дозволяв здійснити моделювання і оптимізацію сучасних систем холодильних установок.

У моделі за рахунок перебору окремих блоків можливо отримання різних модифікацій холодильних установок. На рис.13 представлена блок-схема розрахунку цільової функції.

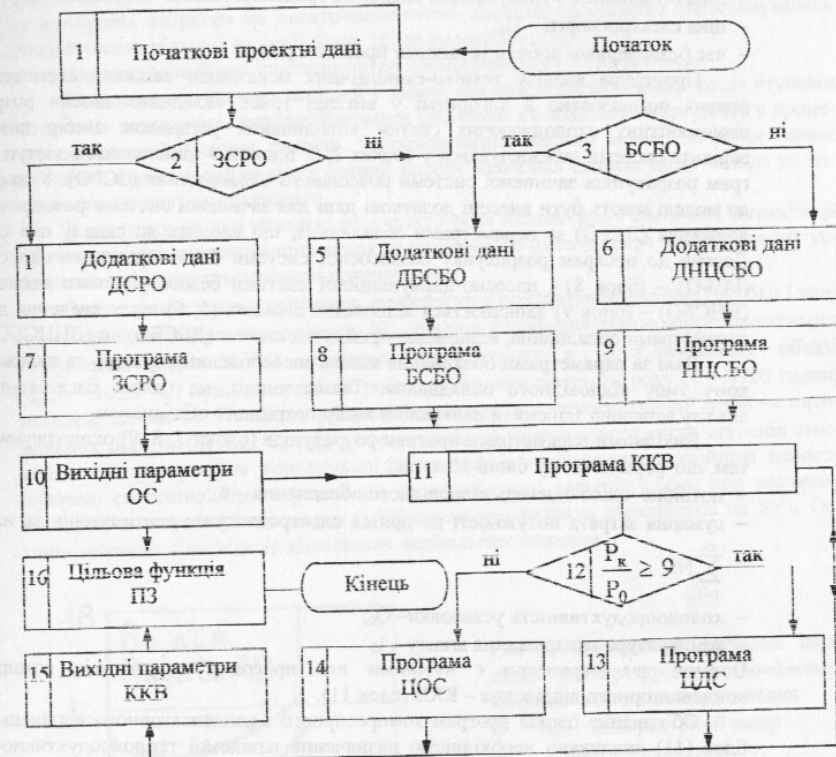


Рис.13 Блок-схема розрахунку

Варіанти розв'язання задач реалізовувались у ході послідовного цілеспрямованого пошуку оптимальних значень незалежних перемінних – перепадів температур середовищ (Δt_i).

Початкові проектні дані, запровадження яких здійснювалось блоком 1, є такі:

- теплове навантаження термостатуючого об'єкту (камери) без урахування тепла, що вноситься електродвигунами вентиляторів повітроохолоджувачів – $Q_{ем}$;
- температура навколишнього середовища – $t_{н.с.}$;
- температура повітря у камері – $t_{кам}$;
- тип і характеристики застосованого обладнання;
- вид холодильного агенту і проміжного теплоносія;

- термін амортизації обладнання;
- частка ціни обладнання, щорічно відрахована на ремонт та реновацію;
- нормативний коефіцієнт ефективності капітальних витрат;
- ціна обладнання з урахуванням витрат на транспортування та монтаж;
- ціна електроенергії – Π_e ;
- час безперервної роботи установок протягом року – τ .

Процедура аналізу техніко-економічних показників всіляких схемотехнічних рішень організована в алгоритмі у вигляді трьох вкладених циклів розрахунку різноманітних охолоджуючих систем холодильних установок. Вибір потрібного варіанта системи забезпечувався у блоках 2, 3. Блоком 4 здійснювався доступ до програм розрахунків зачиненої системи розсільного охолодження (ЗСРО). У цьому разі до моделі мають бути внесені додаткові дані для зачиненої системи розсільного охолодження (ДСРО) за параметрами обладнання, що входить до складу цієї системи. Доступ до програм розрахунку безнасосної системи безпосереднього охолодження (БСБО) – (блок 8) і насосно-циркуляційної системи безпосереднього охолодження (НЦСБО) – (блок 9) здійснюється відповідно блоками (5, 6) після введення даних за параметрами обладнання, відповідно прийнятих систем (ДСБСО) чи (НЦБСО).

Дані за параметрами обладнання мають знеособлений характер та належать усякому типу відповідного обладнання. Таким чином, на основі багатоваріантного аналізу можливо здійснити найкращий вибір потрібного обладнання.

Вихідними параметрами програм розрахунків (блоки 7, 8, 9) охолоджуючих систем, що формуються у блоці 10, є такі:

- потрібне число одиниць відповідного обладнання – n_i ;
- сумарна затрата потужності на привід електродвигунів вентиляторів та насосів –

$$\sum_{i=1}^m N_i;$$

- холодопродуктивність установок – Q_0 ;
 - температура випаровування агенту – t_0 .
- Останні два параметри є вхідними для програми розрахунків компресорно-конденсаторного відділення – ККВ (блок 11).

Об'єднання блоків програм компресорного і конденсаторного відділень в один блок (11) викликано необхідністю визначення невідомої теплопродуктивності конденсаторів (Q_k) при ітераційних розрахунках на основі методу послідовних наближень.

Для керування подальшим процесом розрахунків при застосуванні ітераційного лічби блоком 12 формувалась керуюча ознака, відношення тисків конденсації P_k та випаровування P_0 ($P_k/P_0 \geq 9$), що забезпечують цілеспрямований вибір підпрограм розрахунків циклів одноступеневого стиску ЦОС (блок 14) чи двоступеневого стиску ЦДС (блок 13).

Вихідними параметрами програм розрахунків ККВ (блоки 11, 13 чи блоки 11, 14), є такі:

- потрібна кількість одиниць відповідного обладнання – n_i ;
- сумарна затрата потужності на привід електродвигунів вентиляторів, насосів і ком-

$$\text{пресорів} - \sum_{i=1}^n N_i;$$

- теплопродуктивність конденсаторів – Q_k ;
- температура конденсації агенту – t_k .

Вихідні параметри охолоджуючої системи (блок 10) і компресорно-конденсаторного відділення (блок 15) за кількістю одиниць відповідного обладнання та сумарним витратам на електропостачання діючого обладнання застосовувались розрахунками цільової функції (блок 16) за рівнянням (16).

При оптимізації використано метод прямого пошуку Хука-Дживса.

На відміну від відомих моделей у задачі, яка розглядається, вибір числа ступенів стиснення компресорів використовувався системою як додатковий аргумент у процедурі мінімізації цільової функції. Запропонований варіант моделі дозволяє також здійснити структурний аналіз з позиції вибору найбільш економічного складу устаткування холодильної установки.

У шостому розділі наведені результати розв'язання задач статичної оптимізації режимів роботи теплообмінних апаратів повітряного охолодження у холодильних установках загальнопромислового призначення.

Значення оптимальних різниць температур у повітроохолоджувачі (θ_0 , Δt_0) і конденсаторі повітряного охолодження (θ_k , Δt_k) при фіксованій температурі зовнішнього середовища ($t_{\text{ам}} = 20^\circ\text{C}$) і різних температурах в охолоджуваному об'єкті ($t_{\text{об}} = -30 \dots 0^\circ\text{C}$) при безперервній роботі установок протягом року ($\tau = 8720$ годин) наведені на рис. 14. На цьому рисунку простежується температурний стрибок оптимальних значень (θ_0 , Δt_0 , θ_k , Δt_k) в області зміни розрахункового числа ступенів стиснення компресорів для холодильної установки із насосно-циркуляційною охолоджуючою системою. При переході до двоступеневого варіанта схеми при значному зниженні експлуатаційних витрат (~30%) наведені витрати зменшилися на 10%. Останнє виявилось наслідком збільшення капітальних вкладень.

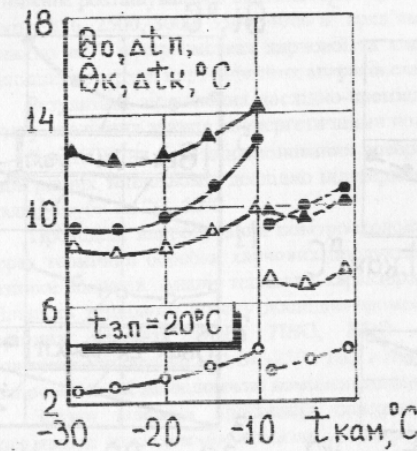


Рис. 14 Оптимальні значення перепадів температур в теплообмінних апаратах холодильної установки

- θ_0 – температурний напір у повітроохолоджувачі;
- Δt_0 – підохолодження повітря у повітроохолоджувачі;
- ▲ θ_k – температурний напір у КПО;
- △ Δt_k – підігрів повітря у КПО;
- двоступеневий цикл;
- - одноступеневий цикл

Область температурного переходу до двоступеневого варіанта роботи не була сталою величиною. Як було встановлено, вона залежала від типу охолоджуючої системи, а також від прийнятого складу устаткування, яке комплексує установку.

В результаті аналізу впливу різних факторів на значення оптимальних параметрів було встановлено, що вони не залежать від температури зовнішнього повітря ($t_{\text{п}} = \text{var}$), коефіцієнтів корисної дії вентиляторів апаратів повітряного охолодження (кратності циркуляції холодоагенту, гідравлічних втрат у насосному контурі і характеристик насосів холодоагенту. На протилежність відміченому, оптимальні параметри (θ_0 , Δt_n , θ_k , Δt_k) залежали від ціни електроенергії і числа годин роботи установки за рік.

Збільшення втрат напору на боці повітря у конденсаторах повітряного охолодження (КПО) не впливало на значення температурного напору (θ_0) і підохолодження повітря (Δt_n) в повітроохолоджувачі і приводило до зростання аналогічних параметрів (θ_k , Δt_k) у конденсаторі. Зміна втрат напору на боці повітря у повітроохолоджувачі мала різний вплив на оптимальні параметри залежно від температури повітря в охолоджуваному об'єкті ($t_{\text{кам}}$).

На підставі оптимізаційних розрахунків встановлено, що значення параметрів, що нормуються (θ_0 , Δt_n , θ_k , Δt_k), які використовуються у практиці проектування та експлуатації холодильних установок, не відповідають сучасному стану економіки.

Для повітроохолоджувачів зіставлення запропонованих і розрахункових значень зміни температур наведено на рис.15. Якщо для підохолодження повітря у повітроохолоджувачах (Δt_n) діючі рекомендації можна залишити без змін, то для температурних напорів (θ_0) при двоступеновому варіанті схеми вони повинні бути змінені.

Зіставлення рекомендованих (1,2) і розрахункових значень температурних напорів і підохолодження повітря в апаратах

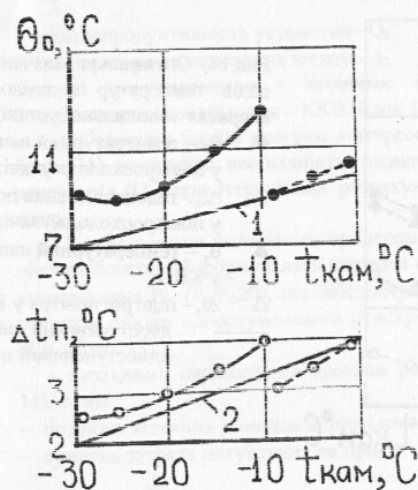


Рис.15 Зіставлення для повітроохолоджувача

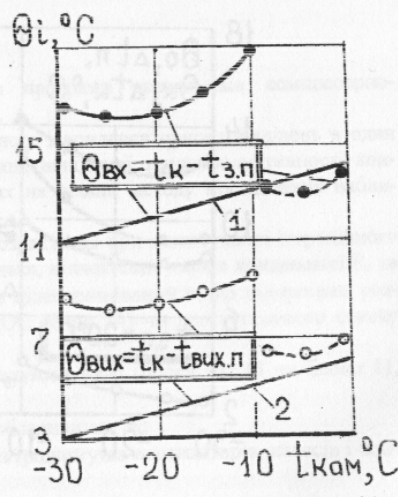


Рис.16 Зіставлення для КПО

Для конденсаторів повітряного охолодження значні розбіжності розрахункових і запропонованих значень температурних різниць (рис.16) також властиві області двоступеневого варіанта схеми установки.

Проведене порівняння зазначених витрат на установки, що укомплектовані різними типами КПО і повітроохолоджувачів, показало, що теплообмінники повітряного охолодження на базі теплообмінних поверхонь, виготовлених методом литва під тиском, мають економічні переваги.

У цьому розділі наведено опис конструкції дослідних зразків теплообмінників повітряного охолодження (міжступневих і кінцевих охолоджувачів повітря, конденсаторів повітряного охолодження і повітроохолоджувачів).

Отримані результати міжвідомчих випробувань міжступеневого охолоджувача повітря МО-480, виготовленого на базі поверхонь з бісмітним оребренням, підтвердили високі теплотехнічні та експлуатаційні характеристики апарата. Тиск повітря на вході МО-480 дорівнює 0.387 МПа, на виході – 0.377 МПа. Таким чином, втрати натиску не перевищили 10 кПа, що у 2–2.5 рази менше, ніж у зразках серійних апаратів ВОТ-465. Температура повітря на виході МО-480 (головний показник) не перевищувала 49 °С, що на 11 °С нижче, ніж у серійному апараті В(У)-465.

За рекомендаціями міжвідомчої комісії на підприємствах України налагоджено випуск міжступневих охолоджувачів повітря – МО-600 на основі поверхонь з бісмітним оребренням.

Загальна сумарна зовнішня поверхня виготовлених апаратів становить 11400 м².

У результаті міжвідомчих випробувань конденсаторів повітряного охолодження КПО-836ЛПІ (ТЗБ-1, м.Львівськ, Одеська обл.) та КПО-4000ЛПІ (ВО «Азот», м.Гродно, Білорусь), виготовлених на базі високореберних поверхонь А-4 і А6, їм надана перша категорія якості. За рекомендаціями міжвідомчої комісії виконана розробка технічної документації на серію конденсаторів повітряного охолодження з боковим та нижнім розташуванням вентиляторів. Зразки апаратів з площиною поверхні теплообміну 836, 2500, 3000, 3300, 4000 м² пред'явлені міжвідомчим комісіям. КПО випробовано на 7 підприємствах харчової та хімічної промисловості. Загальна сумарна зовнішня поверхня випробованих апаратів становить 60870 м².

Результати зіставлення дослідно-промислових і серійних КПО підтвердили перевагу дослідних зразків за енергетичними показниками.

Для КПО на базі запропонованих оребрених поверхонь ($\beta = 32.5$ і $\beta = 36.4$) за умов рівних теплозйомів дослідно підтверджено зменшення потреб на щільноз'яту труби на 26...60%.

Проведені випробування повітроохолоджувачів ПО-БП-250 і ПОП-100ЛПІ у камерах термічної обробки харчових продуктів підтвердили високі експлуатаційні показники апаратів. Аналіз теплових характеристик повітроохолоджувачів показав, що щільність теплового потоку дослідно-промислового апарата на 12-40% вище, ніж у серійних апаратах ВОП, ПВО, НВО в аналогічних умовах експлуатації. Повітроохолоджувачі ПО-БП-250 і ПОП-100ЛПІ витримали міжвідомчі випробування і запропоновані міжвідомчою комісією до серійного виробництва.

Зразки апаратів площиною поверхні теплообміну 75, 100, 250, 400 м² пред'явлені міжвідомчим комісіям. Повітроохолоджувачі на базі теплообмінних поверхонь, виготовлених при використанні технологічного процесу литва під тиском, упродовжені на 5 холодильниках.

На повітроохолоджувачі утверджено технічні умови (ТУ28 УРСР-259-86). Їх серійне виробництво налагоджено на ВО «Укргропромремаш» (м.Оріхів За-

порізкої області). За термін з 1988 по 1998 рр. виготовлено 642 повітроохолоджувача.

На апарати на базі запропонованих реберних поверхонь отримані авторські свідоцтва.

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Комплексом виконаних досліджень здійснено розв'язання проблеми створення трубчасто-реберних поверхонь теплообмінних апаратів повітряного охолодження з новими типами оребрення, які забезпечують зниження енергоспоживання на 37–57% і поверхні апаратів на 47%.
2. Одержані значення термічного контактного опору, аналітичні рівняння щодо розрахунку ефективності ребер нових видів та емпіричні узагальнюючі залежності з розрахунку теплових і аеродинамічних характеристик шахових пучків труб покладені в основу проектування апаратів повітряного охолодження різного призначення.
3. Методами локальної діагностики температурних полів теплообмінних елементів і повітря у міжреберній порожнині визначені пляхи інтенсифікації теплообміну, реалізовані у створенні трубчасто-реберних поверхонь з бісегментним оребренням.
4. При охолодженні великих об'ємів компримованого повітря підвищення енергетичної ефективності теплообмінників забезпечується використанням поверхонь з бісегментним оребренням з орієнтацією меншої осі ребра в пучках труб апарата у напрямку потоку повітря, що охолоджується.
5. Для конденсаторів повітряного охолодження, виготовлених з оребрених труб з високим значенням коефіцієнта оребрення ($\beta = 32.5$; $\beta = 36.4$), витрати цільнотягнутих сталевих труб і відповідно холодоємність апаратів при рівних теплових навантаженнях ($Q_k = \text{ісдм}$) скорочуються на 20–60%, порівняно з серійними апаратами.
6. Підвищення термогідрравлічних характеристик повітряних теплообмінників у діапазоні зміни питомої витрати потужності ($N_0 = 0.4 \dots 3 \text{ Вт/м}^2$) на транспорт охолоджуючого потоку повітря досягається використанням високореберних систем теплообміну зі змінним профілем ребер, які забезпечують зниження металоемності апаратів.
7. Надійність теплового контакту різномірних металів основної сталеві труби і алюмінієвого оребрення муфтового типу, який забезпечується технологічним процесом лиття під тиском, не обмежує області раціонального використання відмінних поверхонь у конструкціях проміжних і кінцевих теплообмінників при передачі великих питомих теплових потоків ($q_k = 7600 \text{ Вт/м}^2$).
8. Розроблена математична модель може бути використана для структурного і параметричного аналізів холодильної установки з метою обґрунтування оптимальних умов її експлуатації і економічного вибору комплектуючого устаткування.
9. Встановлено, що існуючі нормативні параметри оптимальної експлуатації повітряних теплообмінників не відповідають сучасному стану економіки.
10. Приймальні (міжвідомчі) випробування, які були проведені на об'єктах підприємств харчової та хімічної промисловості, підтвердили високі експлуатаційні показники теплообмінних апаратів на базі запропонованих типів оребрення. За результатами випробувань повітроохолоджувачі постаментного і підвісного типів, конденсатори з боковим і нижнім розташуванням вентиляторів та

міжступеневі охолоджувачі повітря рекомендовано міжвідомчими комісіями до серійного виробництва.

ЗМІСТ ДИСЕРТАЦІЇ ОПУБЛІКОВАНО В РОБОТАХ:

1. Выбор скорости воздуха в аппаратах с воздушным охлаждением / Чепурненко В.П., Лисин В.В., Кроль В.М., Лагутин А.Е. – Холодильная техника и технология. Респ. межвед. науч.-техн. сб. 1979. – вып.28. – С.64–66.
2. Результаты исследований воздушных конденсаторов / Чепурненко В.П., Лагота Л.Ф., Лагутин А.Е., Гоголь Н.И., Ефанов М.В., Ноур А.И. – Холодильная техника и технология. Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1981. – вып. 33. – С.18–22.
3. Исследование постаментных воздухоохладителей из литой биметаллической оребренной поверхности / Чепурненко В.П., Хмаладзе О.Ш., Лагота Л.Ф., Лагутин А.Е., Гоголь Н.И., Мельников П.И. – Холодильная техника и технология. Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1982. – вып.35. – С.18–22.
4. Чепурненко В.П., Игнатенко М.М., Лагутин А.Е. Расчет тепловой эффективности радиального ребра переменного профиля // Холодильная техника и технология. Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1987. – вып.43. – С.45–50.
5. Исследование теплоотдачи и аэродинамического сопротивления пучков труб с ребрами переменного профиля / Чепурненко В.П., Лагутин А.Е., Гоголь Н.И., Пархоменко А.Л. – Химическое и нефтяное машиностроение. – 1988. – №7. – С.7–9.
6. Гоголь Н.И., Лагутин А.Е., Чепурненко В.П. Экспериментальное исследование теплоотдачи и аэродинамического сопротивления пучков труб с поперечными ребрами бисегментной формы // Холодильная техника и технология. Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1988. – вып.47. – С.61–63.
7. Разработка и испытание усовершенствованной конструкции межступенчатого теплообменника компрессорных установок / Мягких В.С., Вознесенский Р.Г., Демидов А.Е., Петров Н.И., Чепурненко В.П., Гоголь Н.И., Лагутин А.Е. – Химическая промышленность. – 1990. – №6. – С.38–40.
8. Лагутин А.Е. Сопоставление пучков труб с усовершенствованными формами ребер // Придніпровський науковий вісник. Технічні науки. – 1998. – №27(94). – С.1–7.
9. Лагутин А.Е. Обобщение опытных данных по теплообмену пучков труб с высокими ребрами // Придніпровський науковий вісник. Технічні науки. – 1998. – №27(94). – С.7–14.
10. Лагутин А.Е. Обобщение опытных данных по аэродинамическому сопротивлению пучков труб с высокими ребрами // Придніпровський науковий вісник. Технічні та сільськогосподарські науки. – 1998. – №66 (133). – С.13–18.
11. Лагутин А.Е. Математическая модель оптимизации компрессорной холодильной установки // Придніпровський науковий вісник. Технічні та сільськогосподарські науки. – 1998. – №66 (133). – С.1–7.
12. Лагутин А.Е. Оптимизация режимов работы воздушных конденсаторов холодильных установок // Придніпровський науковий вісник. Технічні науки. – 1998. – №72 (139). – С.75–80.
13. Чепурненко В.П., Игнатенко М.М., Лагутин А.Е. Оценка эффективности теплорелеажи оребренных труб. Деп. в УкрНИИТИ 01.07.86, №1519-Ук86. Депонированные научные работы №11(181)-М., 1986. – 25 с.
14. Разработка и исследование высокоэффективных воздухоохладителей для холодильных камер / Чепурненко В.П., Хмаладзе О.Ш., Лагота Л.Ф., Лагутин А.Е., Го-

- голь Н.И., Мельников П.И. – В сб. Материалы республиканской научно-практической конференции работников холодильной промышленности. – Ростов-на-Дону: Росмясомолторг, 1980. – С.71–82.
15. Исследование конденсаторов аммиака с воздушным охлаждением для холодильных установок и их внедрение на предприятиях Росмясомолторга / Чепурненко В.П., Лагутин А.Е., Гоголь Н.И., Ноур А.И., Лагота Л.Ф. – В сб. Материалы республиканской научно-практической конференции работников холодильной промышленности. – Ростов-на-Дону: Росмясомолторг, 1980. – С.82–98.
 16. Cherpurnenko V.P., Lagutin A.E., Gogol N.I. Recherches dans le domaine d'echange thermique et d'aerodynamique des faisceaux de tubes ailettes a une forme perfectionnee des ailettes // Proceedings of the XVIII-th Congress of the Refrigeration, Montreal, Quebec, Canada, 1991, pp. 1294–1297.
 17. Mendoza R.M., Cherpurnenko V.P., Lagutin A.E. Optimisation of working regimes of a refrigerating plant at multi scale cost of electroenergy // Proceedings of the XVIII-th Congress of the Refrigeration, Montreal, Quebec, Canada, 1991, pp. 1236–1239.
 18. Cherpurnenko V.P., Lagutin A.E., Gogol N.I. An investigation of heat exchange during condensation of ammonia inside a pipe at heat flow densities – Energy efficiency in refrigeration and global warming impact // I.I.R. Commission B 1/2 – Crete, Belgium. – 1993 – PP. 243–249.
 19. Capacity of refrigeration units condensers, when different constructions of connecting circuits are used / Cherpurnenko V.P., Gogol N.I., Lagutin A.E., Batal O.N. – Proceedings, International conference CFC, The Day After, Padova, Italy, 1994, PP.659–666.
 20. Investigation of thermal resistant contact in bitemal extended heat exchange surfaces / Cherpurnenko V.P., Lagutin A.E., Gogol N.I., Schuiling R.D. – Proceedings IIIa, 19-th International congress of Refrigeration, The Hague, the Netherlands, 1995(3), pp.62–66.
 21. Experimental investigation of heat exchange process under intensive moisture condition / Cherpurnenko V.P., Lagutin A.E., Gogol N.I., Moinuddin H.M. – Proceedings of the 1996 International Compressor Engineering Conference, Purdue, University West Lafayette, Indiana, USA, 1996, vol.1, pp.211–216.
 22. Исследование и проектирование воздухоохладителей из литой биметаллической поверхности / Чепурненко В.П., Хмаладзе О.Ш., Мельников П.И., Лагутин А.Е., Кинтеро Кабрера. – В сб. Тезисы докладов Всесоюзного семинара "Использование достижений холодильной техники и технологий в целях повышения эффективности пищевых производств". – Москва. – 1981. – С.50–51.
 23. Применение теплообменных аппаратов воздушного охлаждения в безотходных производствах искусственного холода / Чепурненко В.П., Лагота Л.Ф., Гоголь Н.И., Лагутин А.Е., Пархоменко А.Л. – В сб. Тезисы докладов Всесоюзного семинара "Использование достижений холодильной техники и технологий в целях повышения эффективности пищевых производств". – Москва. – 1981. – С.51–52.
 24. Гоголь Н.И., Чепурненко В.П., Лагутин А.Е. Исследование процессов теплообмена в воздушных конденсаторах аммиака. – В сб. Тезисы докладов Всесоюзной научно-практической конф. "Интенсификация производства и применение искусственного холода". – Л.: 1986. – С.10–11.
 25. Особенности процессов конденсации в воздушных конденсаторах аммиака / Гоголь Н.И., Чепурненко В.П., Лагутин А.Е., Мельников П.И. – В сб. Тезисы докладов научно-практической конференции "Искусственный холод в отраслях агропромышленного комплекса". – М.: 1987. – С.51.

26. Чепурненко В.П., Гоголь Н.И., Лагутин А.Е. Исследование и создание эффективных теплообменных аппаратов компрессорных установок химических производств. – В сб. Тезисы докладов VII Республиканской конференции "Повышение эффективности, совершенствование процессов и аппаратов химических производств". – Львов. – 1988. – С.103–104.
27. Экспериментальное исследование теплоотдачи при конденсации насыщенных и перегретых паров аммиака внутри труб, охлажденных воздухом / Чепурненко В.П., Гоголь Н.И., Лагутин А.Е., Мельников П.И. – В сб. Тезисы докладов Всесоюзной научно-практической конференции "Пути интенсификации производства с применением искусственного холода в отраслях агропромышленного комплекса в торговле и на транспорте". – Одесса. – 1989. – С.70.
28. L'Optimisation des installations frigorifiques sur la base d'analyse thermoeconomique / Mendoza R.M., Cherpurnenko V.P., Lagutin A.E., Gogol N.I. // I conferencia internacional de refrigeracion, climatizacion y energia no convencional. – Reclen'90, La Habana, Cuba, 1990. – P.29.
29. Исследование термодинамических процессов в параллельно подключенных конденсаторах холодильных установок / Батай Омар, Гоголь Н.И., Лагутин А.Е., Чепурненко В.П. – В сб. Теория и практика вузовской науки. Материалы 60-й учебно-методической и научно-практической конференции ОГАХ. – Одесса. – 1995. – С.19–20.
30. А.с. 1345047 СССР, МКИ F 28 D 7/16, F 28 F 1/24. Пучок труб аппарата воздушного охлаждения / В.П.Чепурненко, Н.И.Гоголь, А.Е.Лагутин (СССР). – №3924049/24–06; Заявлено 5.05.85; Опубл. 15.10.87, Бюл. №38. – 4 с.
31. А.с. 1399632 СССР, МКИ F 28 D 7/16, F 28 F 1/24. Теплообменник / В.П.Чепурненко, А.Е.Лагутин, Н.И.Гоголь, В.С.Мягких, Р.Г.Вознесенский, В.А.Мазух, И.Ю.Шварцбург, А.Е.Демидов, Н.Н.Петров (СССР). – №4146564/24–06; Заявлено 12.11.86; Опубл. 1.02.88, Бюл. №20. – 4 с.
32. А.с. 1553814 СССР, МКИ F 28 D 7/06. Теплообменник с воздушным охлаждением / В.П.Чепурненко, Н.И.Гоголь, А.Е.Лагутин, О.Ш.Хмаладзе, П.И.Мельников (СССР). – №4423085/24–06; Заявлено 15.03.88; Опубл. 30.03.90, Бюл. №12. – 3 с.
33. А.с. 1815580 СССР, МКИ F 28 D 15/00. Воздухоохладитель / М.М.Голандо, В.П.Чепурненко, Н.И.Гоголь, А.Е.Лагутин, О.Ш.Хмаладзе (СССР). – №4734773/06; Заявлено 28.06.89; Опубл. 15.05.93, Бюл. №18. – 3 с.

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ ТА ІНДЕКСИ

Nu – число Нуссельта; Re – число Рейнольдса; Eu – число Ейлера; S_1 – поперечний крок труб; S_2 – подовжній крок труб; N_0 – витрати потужності на одиницю теплообмінної поверхні; ϕ , θ – кут; R , r – радіус, термічний опір; T , T_1 – відповідно температури поверхні і навколишнього середовища; T_0 – температура біля основи ребер; Q_0 – тепловий потік, який передається ребром; Q_1 – тепловий потік, який передається ребром при $T=T_0$; Bi_0 – число Біо; I – функція Бесселя; K – функція Макдональда; Π_e – ціна електроенергії; N_i – витрати потужності i -го елемента устаткування; Q_0 – теплопродуктивність; E – ефективність, енергетичний коефіцієнт; Z_m – нормативні відрахування; Z_r – відрахування на реновацію та ремонт; τ – тривалість роботи; d – діаметр труби; α – коефіцієнт тепловіддачі; δ_r – товщина ребра; λ – коефіцієнт теплопровідності; δ – найбільша товщина ребра; δ_0 – найменша товщина ребра;

t – температура; β – коефіцієнт оребрення; ϕ – ступінь оребрення; з – зовнішня; вн – внутрішня; р – ребро; w – поверхня, рідина; п – повітря; к – контакт, конденсація, конвекція; пр – приведений; вх – вхід; вих – вихід.

АНОТАЦІЯ

Лагутін А.Ю. Удосконалення апаратів повітряного охолодження із трубчато-реберними поверхнями (теорія і практика). – Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.04.03 - холодильна і криогенна техніка, системи кондиціонування. – Одеська державна академія холоду, м.Одеса, 1998.

Теоретично і експериментально досліджено різні модифікації трубчато-реберних теплообмінних поверхонь, виготовлених методом литва під тиском. Дослідно підтверджена енергетична доцільність використання теплообмінних поверхонь з новою формою (бісегмент) та профілем (змінна товщина) ребер. На підставі математичного моделювання обґрунтовано оптимальні режими експлуатації теплообмінних апаратів повітряного охолодження. Розроблено і досліджено дослідні зразки повітряних теплообмінників різного призначення на базі запропонованих нових видів теплообмінних поверхонь. Розроблені теоретичні основи їх проектування.

Ключові слова: теплообмінник, аеродинаміка, теплопровідність, термічний опір, оптимізація, теплообмінник.

АННОТАЦИЯ

Лагутин А.Е. Совершенствование аппаратов воздушного охлаждения с трубчато-ребристыми поверхностями (теория и практика). – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.04.03 – холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования. – Одесская государственная академия холода, Одесса, 1998.

Теоретически и экспериментально исследованы различные модификации трубчато-ребристых теплообменных поверхностей, изготовленных методом литва под давлением. Опытно подтверждена энергетическая целесообразность использования теплообменных поверхностей с новой формой (бисегмент) и профилем (переменная толщина) ребер. На основании математического моделирования обоснованы оптимальные режимы эксплуатации теплообменных аппаратов воздушного охлаждения. Разработаны и исследованы опытные образцы воздушных теплообменников различного назначения на базе предложенных новых видов теплообменных поверхностей. Разработаны теоретические основы их проектирования.

Ключевые слова: теплоотдача, аэродинамика, теплопроводность, термическое сопротивление, оптимизация, теплообменник.

ABSTRACT

Lagutin A.Ye. Improvement of air-cooling apparatus with tubular-finned surfaces (Theory and practice). – Manuscript.

The thesis for a scientific degree of Doctor of Sciences (Engineering) in speciality 05.04.03 – refrigerating and cryogenic engineering, air-conditioning systems. – Odessa State Academy of Refrigeration, Odessa, 1998.

Different modification of tubular-finned heat-exchanging surfaces made by means of die casting have been studied theoretically and experimentally. Energy expedience of using heat-exchanging surfaces of a new shape (bisegment) and fin section (varying thickness) has been confirmed experimentally. On the basis of mathematical modelling optimal operating conditions have been motivated for heat exchanging apparatus of air cooling. Phototypes of air heat-exchangers for different purposes have been developed and studied on the basis of new types of heat exchanging purposes offered. Theoretical grounds of their designing have been developed.

Key words: heat transfer, aerodynamics, heat conduction, thermal resistance, optimization, heat-exchanger.

м Одеса, ротапринт ОДАХ. Підписано до друку 14.10.98 р.
Обсяг 2.0 д а., тираж 110. Замовлення №236-98