

На правах рукопису

Попов Юрій Вікторович

ГІДРАВЛІЧНІ РЕЖИМИ ПОТОКІВ ТЕПЛОНОСІІВ ТА  
ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В МАТРИЧНИХ ВИПАРНИКАХ

Спеціальність 05.04.03 – машини і апарати холодильної та  
кріогенної техніки і систем кондиціонування

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

дисертації на здобуття вченого ступеня  
кандидата технічних наук

Одеса 1993

Робота виконана в Одеському Інституті низькотемпературної техніки та енергетики.

Офіційні опоненти - доктор технічних наук, професор  
Смирнов Г.Ф.  
- кандидат технічних наук,  
старший науковий співробітник  
Потапов В.Н.

Науковий керівник - кандидат технічних наук,  
старший науковий співробітник  
Притула В.В.

Провідна організація - "НДІТКріогенмаш", м. Одеса.

Захист дисертації відбудеться "29" ноября 1993 р.  
о "11" годин на засіданні спеціалізованої ради К.068.27.01  
при Одеському Інституті низькотемпературної техніки та енергетики  
за адресою: 270057, м. Одеса, вул. Петра Великого, 1/3.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці інституту.

Автореферат розісланий "28" октябля 1993 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої ради  
д.т.н., професор

Р.К. Нікульшин

Вих. №

ЛНБ України ім.В.Стефаніка



00810606 (L)

ЛНБ ім. В. Стефаніка  
АН України

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

АКТУАЛЬНІСТЬ ТЕМИ. Основною тенденцією розвитку енергоємких галузей промисловості є нарощування виробничих потужностей без збільшення їх енергоспоживання. Ставка у цьому робиться на застосування нових технологій, більш досконалих циклів та режимів роботи енергетичних машин, зниження необоротних утрат термодинамічних процесів, утилізацію теплоти та холода. У реалізації цих напрямків однією з найважливіших проблем є створення ефективних рекуператорів теплоти. Теплообмінне обладнання складає одну з найбільш відповідальних частин холодильного, криогеного та енергетичного устаткування, є одним з джерел теплових та гідравлічних утрат. У зв'язку з цим перспективним є розроблення матричних теплообмінників, для яких характерна висока теплогідравлічна ефективність та компактність, мала енергоємність їх виробництва.

Для проектування, техніко-економічної оцінки та промислового упровадження матричних теплообмінників необхідно мати нарівні з опрацьованим технологічним процесом їх виготовлення надійні розрахункові теплогідравлічні залежності. Ураховуючи це, дійсне дослідження – актуальна та своєчасна задача.

МЕТОЮ РОБОТИ є експериментальне дослідження гідродинамічних характеристик каналів матричних теплообмінників при поперечній обтічності перфорованих пластин, обґрунтування гідравлічних моделей та параметричне дослідження матричних випарників.

### НАУКОВА НОВИЗНА.

1. Вперше одержані експериментальні дані при структурному дослідженні гідродинаміки пакетів перфорованих пластин.

2. Запропонована фізична модель течії потоку усередині матричних насадок, на основі якої встановлені апроксиматичні залежності, узагальнюючі експериментальні дані.

3. Вперше одержані експериментальні дані по теплопередачі при посуванні киплячого фреона R 12 у каналах, утворених перфорованими пластинами, визначені умови розробки та застосування матричних випарників.

### ОСНОВНІ НАУКОВІ ПОЛОЖЕННЯ які захищаються у роботі.

1. При зростанні пористості пластин прогресивне збільшення гідравлічного опору пакетів перфорованих пластин починається при  $\delta < 1$ , що забезпечує можливість підвищення компактності матричних теплообмінних апаратів.

2. Напрямки інтенсифікації теплопередачі матричних випарників

з пористістю пластин 0.1-0.4 полягають у використуванні пластин з щільною перфорацією, зібраних з зазіром, не перебільшувачим величини відривного діаметра парової бульби киплячого теплоносія.

Також одержані та захищаються наступні НАУКОВІ РЕЗУЛЬТАТИ:

1. Фізична модель взаємодії потоку теплоносія з елементами матричної насадки, на основі якої одержані емпіричні кореляції для розрахунку коефіцієнта гідравлічного опору насадки у залежності від витратних та геометричних параметрів.

2. Виявлені специфічні режими процесу течії у каналах матричних теплообмінників, їх межі та умови реалізації.

3. Напрямки форсування робочого процесу у каналах матричних теплообмінників, які забезпечують збільшення компактності поверхні.

4. Характер впливу геометричних параметрів насадки матричного випарника на його теплопередачу здібність та діапазон оптимальних значень геометричних параметрів.

5. Обгрунтована перевага щільної перфорації при використуванні її у матричному випарнику.

ПРАКТИЧНА ЦІННІСТЬ РОБОТИ. На основі здійснених експериментально-теоретичних досліджень по визначенню гідравлічного опору одно- та двофазних потоків теплоносіїв, а також коефіцієнта теплопередачі при кипінні посуваючого потоку  $R_{12}$ , опрацьовані програми проектного розрахунку теплообмінних апаратів. З урахуванням отриманих у роботі рекомендацій розроблені та досліджені експериментальні матричні випарники, призначені для використання у каскадній системі охолодження (ВНИИ "Полином").

Результати експериментально-теоретичних досліджень течії рідини у каналі з перфорованими пластинами використувувалися у якості теоретичного обгрунтування при опрацьованні датчиків швидкості потоку і витрати теплоносіїв у процесі виконання національної програми "Микроэлектронная сенсорика", а також у процесі опрацьовання конструкторської документації на аеродинамічне устаткування у рамках комплексно-цільової програми "Измерительные преобразователи" (НПО-300 СКТБ "Элемент").

АПРОБАЦІЯ РОБОТИ. Результати здійсненої роботи доповідались на науково-технічній конференції професорсько-викладацького складу і наукових працівників Одеського інституту низькотемпературної техніки та енергетики у 1986, 1987, 1988, 1989 рр., а також на Всесоюзній науково-практичній конференції "Пути интенсификации производства с применением искусственного холода в отраслях агропромышленного комплекса, торговле и на транспорте" Одесса,

1989).

ПУБЛІКАЦІІ. На матеріалах дисертації підготовлено 6 робіт для опублікування, 2 роботи знаходяться у друку.

СТРУКТУРА І ОБ'ЄМ РОБОТИ. Робота складається із вступу, чотирьох частин, висновків, списку використаної літератури та прикладень. Дисертація нараховує 160 сторінок машинописного тексту, в тім числі 9 таблиць, 44 малюнка. Бібліографія включає 103 найменування.

### ЗМІСТ РОБОТИ

У першому розділі проведено аналіз відомих робіт, присвячених гідродинаміці одно- та двофазних потоків при течії у каналах складної форми, зокрема, створених набором перфорованих пластин. В результаті огляду були зроблені такі основні висновки.

1. Усі існуючі експериментальні дані належать до випробувань теплообмінників різних конструкцій (в цілому, багатоканальних), що неминуче приводило до виникнення неврахованих ефектів, які не могли не вплинути на результати експериментів.

2. Не існує загально прийнятих форм оброблення експериментальних даних. Дійсні залежності мають суттєві розбіжності. Приведені залежності справедливі у вузькому діапазоні геометричних та режимних параметрів.

3. Відсутня коректна фізична модель течії у схожих насадках. Існуючі фізичні моделі або суперечать класичним уявам гідродинаміки, або не знаходять підтвердження у експериментальній частині досліджень.

Зроблені висновки дозволили сформулювати задачі експериментального дослідження гідравлічних характеристик матричних пакетів: постановка експеримента, який виключає вплив побічних факторів на результати досліджень; створення фізичної моделі течії, не суперечної експериментальним результатам та класичним гідродинамічним уявам; одержання емпіричних узагальнень, відповідаючих запропонованій фізичній моделі взаємодії потоку теплоносія з елементами поверхні матричного теплообмінника.

Аналіз робіт, присвячених дослідженню гідравлічного опору двофазному потоку при його посуванні у каналах складної форми, а також крізь окремі місцеві опори, показав, що розрахунки гідравлічного опору при посуванні двофазного потоку у матричних насадці можуть бути здійснені за допомогою двофазного множника  $\Phi_{10}^2$ , уявляючого відношення градієнтів тиску при течії двофазної суміші та однофазного рідинного потоку з витратою, рівною повній витраті двофазного потоку.

При огляді робіт по тепловіддачі киплячих холодагентів найбільшу увагу віддано аналізу методів одержання та узагальнення емпіричних даних. По результатах дослідів виявлено: побудування кореляційних залежностей, які описують теплообмін при кипінні двофазних потоків, пов'язано з побудовою фізичної моделі течії у даних умовах; існує багато режимів кипіння, обузгоджених видом поверхні, густиною теплового потоку, відносною концентрацією пара двофазного потоку, засобом нагріву та подачею теплоносія; при течії двофазного потоку у каналах складної форми можливі специфічні режими, які не узгоджуються з традиційними залежностями; оптимальним засобом дослідження ефективності компактних випарників є параметричні випробування натурних моделей в умовах, максимально близьких до реальних.

Зроблені висновки дали можливість сформулювати задачі експериментального дослідження ефективності матричних випарників в умовах, максимально близьких до реальних; одержання інтегральних теплотехнічних характеристик апаратів, визначення характеру та міри впливу на них геометричних і режимних параметрів.

У другому розділі наведено опис експериментальних стендів, методик та моделей для дослідження гідравлічного опору матричних каналів, визначення інтегральних теплових та гідравлічних характеристик матричних випарників, а також для візуалізації однофазного потоку при його течії у пакетах перфорованих пластин.

Експериментальні гідравлічні дослідження однофазних потоків проведені на одноканальних моделях матричної насадки. Моделі уявляли собою набір чергуючихся пластин та проставок, зібраних і стиснутих у спеціальній оправці. Діапазон змінювання основних розмірів пластин та пакета призначався з умови обсягу зони практично використовуваних (по технологічним і технічним міркуванням) поверхонь. Для перевірки правильності одержаних результатів і можливості отримання коректних узагальнюючих залежностей були розглянені і крайні випадки, які практично не використовувалися.

Візуальні дослідження гідродинаміки потоку проведено методом трасуючих часток на моделях каналів матричних теплообмінників. Метод полягає у фотореєстрації траєкторій, посуваючихся у потоку, підсвічених вузьким пучком світла часток з високою відбивною здатністю.

Параметричне дослідження ефективності матричних випарників виконано на стенді, який забезпечує режим роботи апарата, при

якому холодагент (R 12) подавався на вхід випарника у стані насичення і покидав його перегрітим на 0,5 К. Теплове навантаження забезпечувалося потоком холодоносія, яким була підігріта вода, циркулююча у другому каналі випарника.

Експериментальні моделі уявляли собою двоканальні матричні теплообмінники з прямокутними каналами, зібраними з алюмінієвих пластин і проставок. Експериментальна серія полягала у випробуванні пакетів з двома видами круглої і одним видом щілястої перфорації.

У третьому розділі приведені результати експериментальних досліджень і їх обміркування.

При здійсненні експериментального дослідження гідравлічного опору пакетів перфорованих пластин і серії візуальних експериментів була створена фізична модель течії потоку у каналах матричних теплообмінників.

Для побудови фізичної моделі течії були використані модельні яви для більш простих випадків: наплив струменя на перешкоду; поперечна обтічність пластин потоком; перетікання потоку крізь отвір; обтічність окремої перфорованої пластини.

При дослідженні впливу витратних характеристик на гідравлічний опір матричних пакетів встановлено, що для пакетів перфорованих пластин, як і для усіх поганообтічних тіл, на кривій  $Eu(Re)$  існують три основні зони: зона ламінарної течії, перехідна зона та автомодельна зона.

У зоні ламінарної течії ( $Re < 10$ ) експериментальні результати апроксимовані залежністю

$$Eu = \frac{23}{Re} . \quad (1)$$

У зоні автомодельної течії визначальними стають геометричні параметри, які впливають на величину зон приєднальної течії. При поперечній обтічності окремої перфорованої пластини на кожному її елементі створюються дві зони: фронтальна та кормова. У фронтальній зоні відбувається гальмування та розворот набігаючого потоку, у кормовій - утворюється зона турбулентного сліду. При посуванні потоку крізь перфоровану пластину протяжність турбулентного сліду визначається специфічними закономірностями розповсюдження пригнаних струменів, витікаючих із отвору перфорації. З урахуванням цих особливостей запропонована напівемпірична залежність для обчислення гідравлічного опору окремої перфорованої пластини

$$\xi = (\xi_{\varphi} + \varepsilon_0^{-\alpha} \xi^* + \lambda \frac{\delta_{np}}{d}), \quad (2)$$

де

$$\xi^* = (0.5 + \tau \sqrt{1-p})(1-p) + (1-p)^2. \quad (3)$$

Для практичних розрахунків можливо використання кореляційної залежності

$$Eu^* = \frac{0.11}{p} \left( \frac{\delta_{np}}{d} \right)^{0.29}. \quad (4)$$

При достатньо великій відстані між пластинами у пакеті ( $\delta_{np}/d > 20$ ) умови наплива потоку на перфоровану пластину практично не відрізняються від умов напливу на окрему пластину. Через це, значення  $Eu^*$ , знайдені із рівнянь (2)-(4) можуть використовуватися як реперні точки для побудови кореляційних залежностей, визначаючих гідравлічний опір пакета пластин. З зменшенням відстані між пластинами профіль швидкості напливаючого потоку починає значно відрізнятися від профілю швидкості у круглому каналі, для якого було одержано рівняння (2). Опір на цьому участку апроксимується експериментальними залежностями: для пакетів, зібраних відповідно зі зміщенням та без зміщення осей отворів суміжних пластин

$$Eu = Eu^* \left[ 1 + 0.075(1-p)^{12} \left( \frac{\delta_{np}}{d} \right)^{-2.29} \right], \quad (5)$$

$$Eu = Eu^* \left[ 1 - 0.33 \left( \frac{\delta_{np}}{d} \right)^{-0.28} \right]. \quad (6)$$

Картина течії змінюється, коли відносна відстань між перешкодами стає менш за одиницю. Для насадок зі зміщеними пластинами це приводить до того, що кормова зона однієї пластини "уклинюється" у фронтальну зону наступної, в результаті зростає опір.

Кількісне збільшення гідравлічних втрат при  $\delta_{np}/d < 1$  враховується кореляційним рівнянням (5), яке дійсне і у діапазоні  $0.1 < \delta_{np}/d < 1$ . Звідси випливає важливий практичний висновок про можливість зменшення відносної відстані між пластинами до  $\delta_{np}/d = 0.2$  при пористості пластин  $p > 0.3$  без збільшення гідравлічного опору пакету. Це приводить майже до п'ятикратного збільшення компактності канала теплообмінного апарату.

Для насадок, зібраних без зміщення пластин при  $\delta_{np}/d = (\delta_{np}/d)_{кр}$  монотонне зменшення коефіцієнта опору припиняється його стрибкоподібним падінням. При цьому відбувається зміна

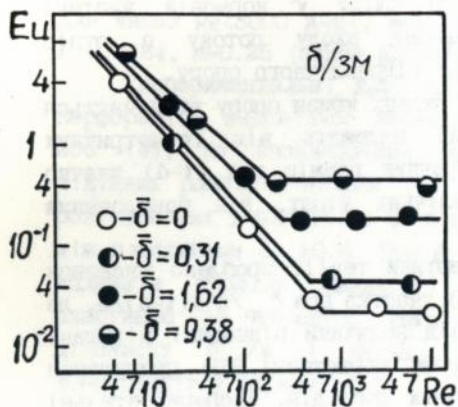


Рис.1. Гідравлічний опір пакетів ПП з круглою перфорацією ( $p=0,319$ ).

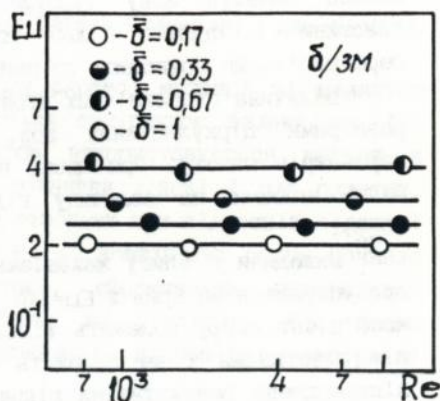


Рис.2. Гідравлічний опір пакетів ПП з щілястою перфорацією ( $\bullet, \ominus -p=0,2$ ;  $\circ, \omin� -p=0,3$ ).

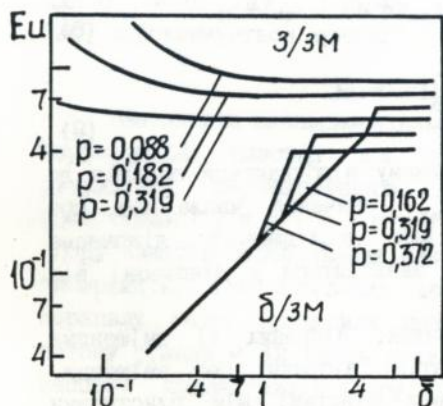


Рис.3. Гідравлічний опір пакетів ПП з круглою перфорацією.

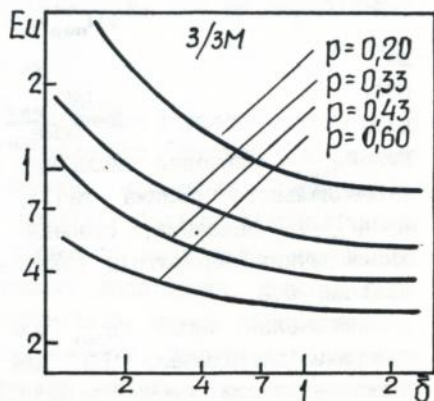


Рис.4. Гідравлічний опір пакетів ПП з щілястою перфорацією.

картини течії і різьке зниження опору пакета, між пластинами створюються стійкі циркуляційні зони. Виникнена циркуляційна течія значно зменшує зону турбулентного сліду у кормовій частині пластини і сприяє більш повільному входу потоку в отвір перфорації, що приводить до зниження гідравлічного опору.

Величина гідравлічних втрат в умовах кризи опору визначається розмірами циркуляційних зон, які залежать від геометричних параметрів пакету. При цьому поперечний розмір зон ( $t-d$ ) значно менше впливає на величину гідравлічних утрат, ніж повздовжній ( $\delta_{np}$ ).

Виходячи з опису механізму картини течії, зроблено висновок про існування на кривій  $Eu=f(\delta_{np}/d)$  участка при  $\delta_{np}/d < 4(t-d)/d$ , де коефіцієнт опору залежить тільки від величини відносної відстані між пластинами і не залежить від їх пористості. Це припущення підтверджено результатами гідравлічних дослідів. Експериментальні дані у цьому інтервалі апроксимовані рівнянням

$$Eu = 0.132 \left( \frac{\delta_{np}}{d} \right)^{0.94} \quad (7)$$

У перехідній зоні  $10 < Re < Re_{авт}$  коефіцієнт опору змінюється від значення  $Eu = \frac{23}{Re}$  до  $Eu = Eu_{авт}$ . Експериментальні точки в перехідній зоні апроксимувалися прямими, які проходять у логарифмічній системі координат  $lg(Re) - lg(Eu)$  крізь межі сусідніх зон:

$$Eu_{пер} = 2.3 \left( \frac{Re}{10} \right)^k \quad (8)$$

де

$$k = \frac{lg Eu_{авт} - 0.36}{lg Re_{авт} - 1} \quad (9)$$

Тут  $Re_{авт}$  - значення числа  $Re$ , при якому відбувається перехід до автомобільного режиму течії;  $Eu_{авт}$  - значення числа  $Eu$  при  $Re = Re_{авт}$ . Показник степеня  $k$  для дослідженого діапазона геометричних параметрів пакетів III знаходиться у діапазоні від  $-0.8$  до  $-0.6$ .

Значення числа  $Re_{авт}$  для насадок, зібраних зі зміщеними отворами дорівнювало 150. Для пакетів, зібраних без зміщення, значення числа  $Re_{авт}$  змінюється від відстані між пластинами (рис.2), та може бути обчислено по формулі

$$Re_{авт}^* = B \left( \frac{\delta_{np}}{d} \right)^{-p} \quad (10)$$

де  $B = \left[ \frac{A \delta_{np}}{0.0264d} \right]^{1/m}$ ,  $p = 0.91/m$ ;  $A, m$  - коефіцієнти у формулі

$$\lambda = \frac{A}{Re^m} \quad (11)$$

Для чисел  $Re < 3000$   $A=64$ ,  $m=1$  (закон Гагена-Пуазейля), для  $Re > 3000$   $A=0.3164$ ,  $m=0.25$  (закон Блаузіуса).

Експериментальні дані по опору окремої матриці зі щільною перфорацією задовільно апроксимуються емпіричною залежністю (2) або (4), де визначальним розміром використовується менший з лінійних розмірів щілини -  $a$ . Ці рівняння дійсні і для пластин, розташованих у пакеті зі зміщеними отворами при відносній відстані між пластинами  $\delta_{пл} > 0.8$ . При  $\delta_{пл} < 0.8$  на коефіцієнт опору починає впливати профіль швидкості потоку, сформований попередньою пластиною та характер його впливу на наступну. Для цього діапазону  $\delta_{пр}/a$  і  $Re > Re_{авт}$  визначені відповідні емпіричні коефіцієнти у формулі (5)

$$Eu = Eu^* \left[ 1 + 0.30(1-p)^{1.5} \left( \frac{\delta_{пр}}{a} \right)^{-1.5} \right] \quad (12)$$

Досліджений діапазон геометричних параметрів пакетів пластин, зібраних без зміщення перфорації відповідає в цілому "докризному" участку, знайденому у матрицях з круглою перфорацією. Отримані дані підтвердили наявність автотельної, по відношенню до пористості, зони на кривій  $Eu(\delta_{пр}/a)$ . Експериментальні точки для  $\delta_{пр}/a < (\delta_{пр}/a)_{кр}$  і  $Re > Re_{авт}$  з погрішністю, яка не перебільшує 12%, апроксимуються кривою

$$Eu = 0.32 \left( \frac{\delta_{пр}}{a} \right)^{0.23} \quad (13)$$

Результати експериментального дослідження гідравлічного опору перфорованих пластин при течії двофазного потоку, а також результати параметричного дослідження матричних випарників представлені у четвертому розділі. Досліди гідравлічного опору пакетів перфорованих пластин проведено на моделях матричних випарників, використаних для теплових досліджень. Вимірювання перепаду тиску проводили при ізотермічній течії парорідинного потоку фреона R 12 крізь досліджуєму насадку. Величину відносної масової концентрації пару регулювали змінюванням потужності парогенеруючого нагрівача.

Результати експериментальних досліджень зображені у вигляді залежності двофазного множника  $\Phi_{10}^2$  від величини відносної масової концентрації пару  $x$  (рис.5.в).

Експериментальні точки, в цілому, виявляються у межах оцінок по гомогенній моделі течії та моделі течії з максимальним

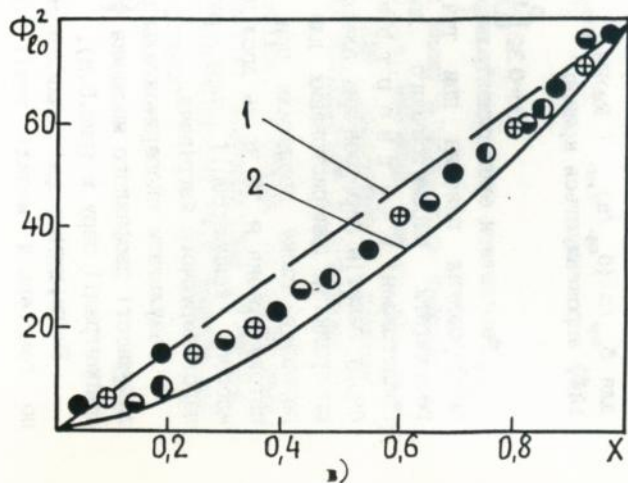
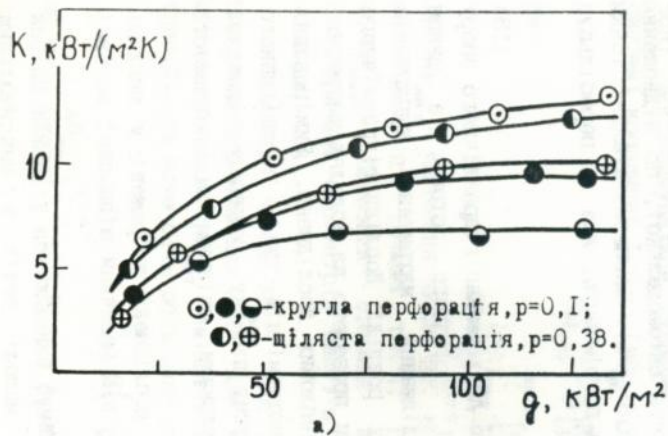


Рис.5. Теплопередача і гідравлічний опір у матричних випарниках.

а) Теплопередача у каналі:

○, ● -  $\bar{d}=0,5\text{мм}$ ; ⊕, ⊙ -  $\bar{d}=2\text{мм}$ ;

⊖ -  $\bar{d}=4\text{мм}$ .

б) Теплопередача у каналі ( $\bar{d}=2\text{мм}$ ):

⊕ -  $p=0,38$ ; ● -  $p=0,10$ ; ○ -  $p=0,40$ .

в) Залежність параметра  $\Phi_{\ell 0}^2$  від степеня сухості  $X$ :

1-гомогена модель;

2-модель максимального ковзання.

ковзанням. Для апроксимації експериментальних даних використано кореляційне рівняння Чісольма:

$$\Phi_{\text{г}}^2 = 1 + \left[ \frac{\rho_1}{\rho_g} - 1 \right] (Bx + (1-B)x^2) \quad (14)$$

Коефіцієнт негомогенності  $B$ , одержаний при обробці експериментальних даних методом найменших квадратів на ПЕОМ "Искра 1030", дорівнює 0,54.

Результати параметричного дослідження матричних випарників приведені на рис.5.а.,б.

По результатах дослідів можна зробити висновок про найкраще застосування випарників, зібраних з перфорованих пластин у діапазоні  $q=2-150$  кВт/м<sup>2</sup>, у якому середній температурний натиск дорівнювався  $\Delta T=5-10$  К при коефіцієнті теплопередачі  $k=4-15$  кВт/м<sup>2</sup>К.

При густині теплового потоку, яка перебільшує 150 кВт/м<sup>2</sup> застосування запропонованих випарникових апаратів обмежується величиною наявного температурного натиску. Проте розвинута теплопередаюча поверхня матричних пакетів дозволяє запропонувати такого типу апарати для використання в енергонапружених компактних установках при температурних натисках, перебільшуючих 10 К.

Вплив основних геометричних параметрів каналів на коефіцієнт теплопередачі матричних випарників цілком відповідає існуючим модельним уявам про теплообмін при посуванні двофазного потоку у випарникових каналах, заповнених пористою насадкою. Як видно із графіків (рис.5.а.,б.), найбільший вплив на величину коефіцієнту теплопередачі надає товщина проставки, т.т. відстань між перфорованими пластинами. Причому, характерен зріст впливу відстані між пластинами із збільшенням густини теплового потоку.

Вплив густини теплового потоку на стіпень залежності інтенсивності теплообміну від товщини проставки вказує на те, що інтенсифікація теплообміну при зменшенні відстані між пластинами відбувається в цілому за рахунок збільшення двофазної складової коефіцієнта тепловіддачі на стороні фреону.

Ефект інтенсифікації пов'язаний, очевидно, з деформацією зростаючих у просторі між пластинами газових бульб. В результаті цього відбувається збільшення площі контакту поверхні з мікрошаровою рідинною плівкою, яка має низький термічний опір.

Порівняння результатів випробувань матричних насадок з результатами випробувань моделі випарника, фреоновий канал якого не був оребрений, вказує, що застосування оребрення при товщині проставки, яка перебільшує 2мм, не є ефективним засобом збільшення

коефіцієнта теплопередачі у матричних випарниках.

Вплив пористості на коефіцієнт теплопередачі не такий суттєвий, як вплив відстані між пластинами. Зменшення пористості від 0.4 до 0.1 приводить приблизно до 20% збільшення інтенсивності теплообміну як при  $\delta_{\text{пр}} = 2\text{мм}$ , так і при  $\delta_{\text{пр}} = 4\text{мм}$ .

Порівняння результатів випробувань моделей, які відрізняються типом перфорації, але не відрізняються такими геометричними параметрами, як пористість пластини і товщина проставок, дозволяє зробити висновок про переважність використання щілястої перфорації перед круглою. Причина більшої ефективності насадки з щілястою перфорацією полягає, очевидно, в особливостях росту парових бульб і течії двофазного потоку в умовах стиснення.

### ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ВИСНОВКИ

1. По результатах проведених експериментальних і теоретичних досліджень гідродинаміки однофазного та двофазного потоків при течії у каналах, сформованих пакетами з перфорованими пластинами (кругла і щіляста перфорація), зібраними через дистанціюючі проставки, виявлено модельні підходи і визначені участки з характерними особливостями течії. Одержані кореляційні залежності фізично обґрунтовані у широкому діапазоні режимних параметрів.

2. Проведена серія експериментів з візуалізацією потоку у каналах матричних теплообмінників дозволяє на якісному рівні інтерпретувати кількісні результати гідравлічних дослідів. На її основі створена фізична модель течії у каналах матричних теплообмінників, яка описує різницю гідродинамічної картини течії потоку у матричній насадці у залежності від типу потоку (зі зміщенням, без зміщення сусідніх пластин).

3. Особливістю течії у пакетах пластин, зібраних без зміщення отворів є наявність зміни режимів течії, що визначається геометричним параметром  $\delta_{\text{кр}}$ .

4. В діапазоні  $0,2 < \delta_{\text{пр}}/d < 1$  гідравлічний опір каналів з незміщеними отворами перфорованих пластин є автономним по відношенню до пористості пластини.

5. Розгляданням граничних випадків геометрії пакетів без зміщення отворів (окрема пластина і пакет без проставок) обґрунтовано ефект зміщення зони автономної, по відношенню до числа Рейнольдса, течії до сторони більших його значень при зменшенні відносно відстані між пластинами. Одержана залежність для оцінки величини  $Re_{\text{авт}}$  у каналах даного типу.

6. По результатах дослідів матричних випарників встановлено,

що матрична насадка є ефективною теплопередаючою поверхнею між киплячим холодагентом та холодоносієм у діапазоні густини теплового потоку  $q=2-150\text{кВт/м}^2$ .

7. Основним геометричним параметром насадки, визначаючим теплопередаючу здібність матричного випарника, є відстань між пластинами. При відстані між пластинами, яка перебільшує відкритий діаметр парової бульки, застосування насадки не ефективно.

8. Щільста перфорація пластин у каналі матричного випарника при змушеному посуванні рідини фреона R 12 забезпечує у рівнянні з круглою більш високу інтенсивність теплопередачі.

#### ПУБЛІКАЦІЇ ПО МАТЕРІАЛАХ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Притула В. В., Попов Ю. В., Завиша І. В. Теплотехническая надежность проектных расчетов теплообменных аппаратов // Холодильн. техника и технология: Респ. міжвед. науч.-техн. сб. - 1987. - Вып.45. - С.63-67.

2. Притула В. В., Коваль-Гук Ю. Б., Попов Ю. В. Анализ моделей проектного расчета высокоэффективных рекуператоров // Холодильн. техника и технология: Респ. міжвед. науч.-техн. сб. - 1988. - Вып.46. - С.28-32.

3. Притула В. В., Попов Ю. В. Проблемы обеспечения теплотехнической надежности проектирования ТМ // Пути интенсификации производства с применением искусственного холода в отраслях агропромышленного комплекса, торговле и на транспорте: Тез. докл. Всесоюз. науч.-практ. конф. - Одесса, 1989. - С. 76.

4. Притула В. В., Попов Ю. В., Мальшев Г. П. Экспериментальное исследование матричных испарителей // Холодильн. техника и технология: Респ. міжвед. науч.-техн. сб. - 1991. - Вып.52. - С.35-38.

5. Притула В. В., Попов Ю. В. Визуальное исследование течения в каналах матричных теплообменников // Холодильн. техника и технология: Респ. міжвед. науч.-техн. сб. - 1992. - Вып.54. - С.43-45.

6. Попов Ю. В., Притула В.В., Коваль-Гук Ю. Б. Исследование течения жидкости в каналах матричных теплообменников из перфорированных пластин// Холодильн. техника и технология: Респ. міжвед. науч.-техн. сб. - 1992. - Вып.55. - С.10-13.

7. Притула В. В., Попов Ю. В. Исследование гидродинамики потока в пакетах перфорированных пластин, собранных со смещением

1162530

І. В. Стефанік  
ДІУ України

отверстий // Холодил. техника  
науч.-техн. сб. (в печати).

8. Попов Ю. В., Притула В. В.  
каналов матричных теплообменников с щелевой перфорацией // Холодил. техника и технология: Респ. межвед. науч.-техн. сб. (в печати).

### УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

Re - число Рейнольдса; Eu - число Ейлера;  $\Phi_{10}^2$  - двофазний  
 $\xi$  - гідравлічний коефіцієнт місцевого опору;  $\lambda$  - г  
коефіцієнт тертя; p - пористість пластини; d - ді  
перфорациі, м; t - відстань між отворами перфорациі  
щілини перфорациі, м;  $\delta$  - товщина, м;  $\alpha$   
струменя, град; x - відносна масова конче  
густина, кг/м<sup>3</sup>; q - густина теплового  
коефіцієнт теплопередачі, кВт/(м<sup>2</sup>К); T -  
температурний натиск, К; з/зм - зі зміну

### ІНДЕКСИ

пл - пластини; пр - проставка; п - ... дний; авт -  
автомодельний; \* - окремий; кр - крип ... ідина; г - газ.

Подписано к печати 21.10.93 г. Формат I/I6

Объем I,0 п.л. Зак. № 485 Тир. 100 экз.

Ротапринт ОТИПІЛ