НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
"КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"

Аднан Абдул Маджид Ель-Фанди Ель-Таллаа
(Іорданія)

УДК 536.24

ТЕПЛООБМІН ПРИ КОНТАКТНІЙ КОНДЕНСАЦІЇ В ТРУБАХ

05.14.05 - теоретична теплотехніка

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ - 1997

621.1

ЛННБ України ім.В.Стефаника
00339980 (W)

Дисертація є рукопис
Робота виконана на кафедрі теор
Національного технічного університ
інститут"

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор Дикий М.О.,
НТУУ "КПІ", професор кафедри ТПТ

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор Воронцов Євген Григорович, НТУУ "КПІ", професор кафедри машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв

кандидат технічних наук Мельнічук Г.А., Міністерство України у справах науки і технологій, головний спеціаліст управління науково - технічної експертизи

Провідна організація: Інститут газу НАН України

Захист дисертації відбудеться 19 Січня 1998 р. о 15 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 01.02.13 у Національному Технічному Університеті України "Київський політехнічний інститут" за адресою 252056, м. Київ-56, пр. Перемоги, 37, корпус 5, ауд. 406.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного Технічного Університа України "Київський політехнічний інститут".

Автореферат розісланий "11" Грудня 1997р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради В.І.Коньшин

НБ-39.122

Загальна характеристика роботи

Актуальність теми. Застосування прогресивних технологій перетворення теплоти органічного палива в роботу є одним з напрямків вирішення проблеми ресурсозбереження, яка на сьогоднішній день найбільш актуальна в світі. До таких технологій належить когерентне виробництво теплової та електричної енергії парогазотурбінними установками з генерацією води в циклі, ККД яких досягає 50...52% при цьому в теплоутилізаційному контурі пропонується застосувати конденсатори контактного типу, переваги яких пов`язані не лише з низькою металоємністю та високою ефективністю, а й з можливістю абсорбційного осичення відхідних газів та конденсацією з них пари.

Дослідження контактної конденсації пари виконані в досить обмежених умовах і стосуються розв`язання специфічних проблем. В літературі практично відсутні дані по закономірностях тепловіддачі при конденсації пари, що рухається, на поверхні стікаючої плівки рідини, що і є темою дослідження дисертанта.

В роботі також розглянуті специфічні питання впливу структури матеріалу каналу та наявності газів, що не конденсуються, на теплообмін при контактній конденсації, які необхідно враховувати при проектуванні насадкових контактних конденсаторів. *

Методика дослідження. Характеристики процесів теплообміну при конденсації пари на плівці охолоджувача, яка стікає по внутрішній поверхні вертикальної труби, досліджувались експериментальним шляхом на основі реалізації класичного плану систематичних експериментів.

Результати експериментального дослідження порівнювались з теоретичнимх розв`язанням задачі контактної конденсації пари на плівці охолоджувача.

Наукова новизна отриманих в дисертаційній роботі результатів полягає у слідуючому:

1) Експериментально встановлені закономірності тепловіддачі по висоті конденсаційного каналу при конденсації чистої пари на ламінарній плівці охолоджувача.

2) Експериментальним та теоретичним шляхом визначена висота початкової теплової дільниці, яка характеризується найбільш високою інтенсивністю тепловіддачі при контактній конденсації пари.

---

* При виконанні окремих розділів дисертаційної роботи використана консультаційна допомога к.т.н. Колоскової Н.Ю.

3) Одержані узагальнюючі співвідношення для розрахунку тепловіддачі при конденсації чистої пари на ламінарній плівці охолоджувача.

4) Встановлена можливість інтенсифікації тепловіддачі при контактній конденсації пари в сітчастому каналі при Re_p>300.

5) Одержані кількісні дані про зниження інтенсивності тепловіддачі із збільшенням вмісту газів, які не конденсуються.

Практична цінність. На підставі проведених досліджень рекомендовані формули для створення методики розрахунку та визначення найбільш важливих характеристик контактних конденсаторів (інтенсивності теплообміну та висоти початкової теплової дільниці), які будуть використовуватись при проектуванні нового покоління ПГУ з конденсацією води в циклі.

Результати дисертаційної роботи використані при проектуванні дослідного зразка ПГУ на КС "Ставище" ВО "Київтрансгаз".

Апробація роботи. Наукові та практичні результати дисертаційної роботи доповідались на Міжнародному симпозіумі по фізиці процесів теплопередачі при кипінні та конденсації (м.Москва, 1997р.), на семінарі кафедри теоретичної та промислової теплотехніки НТУУ "КПІ", 1997р.

Публікації. За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 5 наукових статей.

Структура та об`єм роботи. Дисертація складається з вступу, п`яти глав, загальних висновків, списку літератури з 101 найменувань та додатку. Основний зміст роботи викладено на 134 сторінках машинописного тексту, враховуючи 3 таблиці та 38 рисунків.

Зміст роботи.

У вступі обгрунтована актуальність роботи та показана необхідність розробки апарату для проведення контактної конденсації продуктів згоряння ГТУ, що і обумовило тему дисертації.

У першій главі зроблен аналіз відомих конструкцій контактних апаратів для проведення процесів фазових перетворень та обгрунтовані переваги апаратів з регулярними сітчастими насадками. Проведений огляд літератури в галузі контактної конденсації пари виявив недостатню кількість робіт в цьому напрямку і відсутність універсальних співвідношень для розрахунку інтенсивності тепловіддачі при конденсації пари безпосередньо на плівці охолоджувача, що стікає. Відомості про конденсацію пари та парогазових сумішей в апараті з сітчастою насадкою носять обмежений характер. Виходячи з цього сформульовані задачі дисертаційної роботи.

У другій главі наведені теоретичні посилання вирішення задачі конденсації чистої пари на ламінарній плівці охолоджувача. Задача вирішувалась при припущеннях Нуссельта за умов, що для нагріву плівки характерна наявність двох послідовно розташованих дільниць. На першій з них, початковій, при $0<Z\leq Z_{п}$, тепловий пограншар, який розгортається від поверхні розділу фаз до стінки, менший за товщину плівки, температура охолоджувача тут постійна і дорівнює початковій температурі То. На другій дільниці, стабілізованій, при $Z>Z_{п}$, товщина плівки та теплового пограншара рівні, температура рідини в пристінному шарі зростає та асимптотично наближається в кінці дільниці до температури насичення Тн.

Розрахункова схема задачі наведена на рис.1.

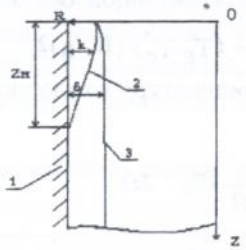

Рис.1. Схема задачі конденсації пари на плівці охолоджувача.
1-адиабатна стінка, 2-нижня границя теплового пограншару, 3-поверхня розділу фаз, k,σ-координати відповідно нижній границі теплового пограншару і поверхні плівки.

Насичена пара рухається в вертікальній трубі діаметром d=2r зверху вниз вздовж осі Z. В трубу через формуючий пристрій, якій забезпечує рівномірність зрошення, подається рідина, яка стікає по стінці труби зі швидкістю U, пар конденсується на плівці рідини внаслідок чого її товщина збільшується. В плівці переохолодженої рідини відбувається перенесення теплоти від поверхні розділу фаз до стінки, утворюється тепловий пограншар, товщина якого збільшується в напрямку росту Z.

Рівняння руху плівки в циліндрічній системі координат має вигляд:

$$\frac{d^2U}{dR^2} + \frac{1}{R}\frac{dU}{dR} = -\frac{g}{\nu}, \qquad (1)$$

Рівняння (1) вирішується для слідуючих граничних умов:

при R=r, U=0;

при $R=r-\delta$, $dU/dR = 0$ (2)

Нехтуючи збільшенням товщини плівки у зв`язку з впливом поперечної її кривизни що неактульно для труб великого діаметру, по формулі Нуссельта визначаємо продольну складову швидкості плівки:

$$U = g/\nu\ (\delta R - R^2/2), \qquad (3)$$

Вважаючи, що перенесення теплоти в плівці визначається теплопроводністю, рівняння енергії для стаціонарного процесу нагрівання плівки рідини з урахуванням кутової симетрії має вигляд:

$$C_p \rho U \frac{\partial T}{\partial Z} = \lambda\left(\frac{\partial^2 T}{\partial R^2} + \frac{1}{R}\frac{\partial T}{\partial R} + \frac{\partial^2 T}{\partial Z^2}\right), \qquad (4)$$

Рівняння (4) вирішуєм при слідуючих граничних умовах:

$R=R_{вн}$, $T=T_c$, $\partial T/\partial R=0$;

$R=R_{вн} - \delta$, $T=T_н$; (5)

Апроксимуючи розподіл температур в поперечному перерізі плівки поліномом другого ступеня

$$T = T_c + (T_н - T_c)\cdot(R/\delta)^2, \qquad (6)$$

отримуємо середньомасову температуру охолоджувача в поперечному перерізі плівки:

$$T^* = \frac{\int_0^\delta U T dR}{\int_0^\delta U dR} = T_н - \frac{11}{20}(T_н - T_c). \qquad (7)$$

Коефіцієнт тепловіддачі можна обчислити за формулою:

$$\alpha = \frac{-\lambda(\partial T/\partial R)_{R=\delta}}{(T_н^* - T_c)} = 3.64\frac{\lambda}{\delta}. \qquad (8)$$

Або в безрозмірній формі:

$$Nu = 2.53\ Re_p^{-1/3}, \qquad (9)$$

де $Re_p = 4\Gamma/\mu$.

Рівняння збереження теплоти в плівці:

$$-\alpha\upsilon\, dF = C_p\, G\, d\upsilon, \qquad (10)$$

де $\upsilon = T^* - T_н$.

Підставляючи в (10) вираз (8) та інтегруючи в границях $Z_п$-Z та U_o-U, отримуємо безрозмірну температуру стінки:

$$\theta = 1 - \exp\left(-\frac{3.64}{Pe}\ \frac{Z - Z_н}{\delta}\right), \qquad (11)$$

Для оцінки величини $Z_п$ використовуємо поняття про локальну швидкість розповсюдження ізотерми. Тоді формули для розрахунку висоти та тепловідачі на початковій тепловій дільниці мають вигляд:

$$Z_п = 0.0256\left(\frac{\nu^2}{g}\right)^{1/3} Re_p^{4/3}\, Pr, \qquad (12)$$

$$Nu = 1.137\ Z^{*-0.41}\ Re^{0.21}\ Pr^{0.42}, \qquad (13)$$

де $Z^* = Z/(\nu^2/g)^{1/3}$.

У третій главі приведено опис експериментального стенду для дослідження теплообмінних характеристик процесу контактної конденсації пари, методи проведення дослідів та оцінки похибки експериментів.

Основними вузлами стенду є парогенеруючий контур з сепараційною камерою, система підготовки та подачі повітря, експериментальна дільниця, система подачі води в конденсаційні контури та система контрольно - вимірювальної апаратури. Експериментальні дільниці виготовлялись з труб внутрішнім діаметром d = 8, 13, 21мм, які виконувались з нержавіючої сталі 08Х18Н10Т. Конденсація відбувалась на плівці рідини. яка стікала по внутрішний поверхні гладких або пористих каналів. В останьому випадку в канал щільно до його стінок, вмішувалась сітчаста циліндрична вставка розміром вічка S = 0.5мм. Досліди проводились в диапазоні зміни режимних параметрів, які вказані в таблиці 1, на системі водяна пара - вода та повітря - водяна пара.

Таблиця 1.Режимні та геометричні параметри експериментальних досліджень

Характер досліджень	Діаметр каналу d 10^3,м	Висота каналу H 10^3,м	$Re_р$ To,°K	$Re_п$ 10^3	Температура охолоджувача, суміші	Характеристика парогазової
1	2	3	4	5	6	7
теплообмін при конденсації пари на плівці охолоджувача	8; 13; 21	190	100... 400	2-3	293... 318 343	
Теплообмін при конденсації пари в сітчастому каналі	$d_{сет}$= 20.4	50	100... 400	2-4	293... 318 343	
Теплообмін при конденсації парогазової суміші	21	190	100... 400	2-8	293... 318 343	Tсум=393 Об'ємна концентрація повітря $\varepsilon_г$=0.1-0.8

Температури пари, повітря та парогазової суміші визначались термометрами та хромель-алюмелєвими термопарами, які були зачеканені вздовж труби із змінним шагом.

Температура плівки рідини вимірювалась термопарами з корольком 0.1-0.12мм, які виставлялись по спеціальному калібру.

Максимальна похибка при визначені коефіцієнтів тепловіддачі не перевишувала 8.4%.

У четвертій главі проведені результаті експериментального дослідження локальних теплообмінних характеристик процесу конденсації пари на плівці охолоджувача який гравітаційно стікає в трубі.

В результаті досліджень отримані дані по розподілу температур стінки на плівці охолоджувача по висоті конденсаційного каналу. Один з характерних з цієї серії графіків для каналу d = 8мм при $Re_р$=100, $Re_п$=2000, To=293K у вигляді залежностей безрозмірної відносної температури стінки $\theta_{ст}$ та плівки $\theta_{пл}$ від безрозмірної висоти конденсаційної дільниці $Z^*=Z/H$, наведений на рис.2.

Аналізуючи вказані залежності, можна спостерігати незмінність температури стінки каналу по висоті до зазначеної межі, після чого вона різко зростає. Це рубіжне значення відповідає висоті початкової дільниці $Z_п$, після проходження якої спостерігається поступове збільшення товщини теплового пограничного шару до моменту досягнення цим шаром стінки конденсаційного каналу. Наявність цієї дільниці підтверджується також зміною темпу росту температури плівки охолоджувача по висоті каналу.

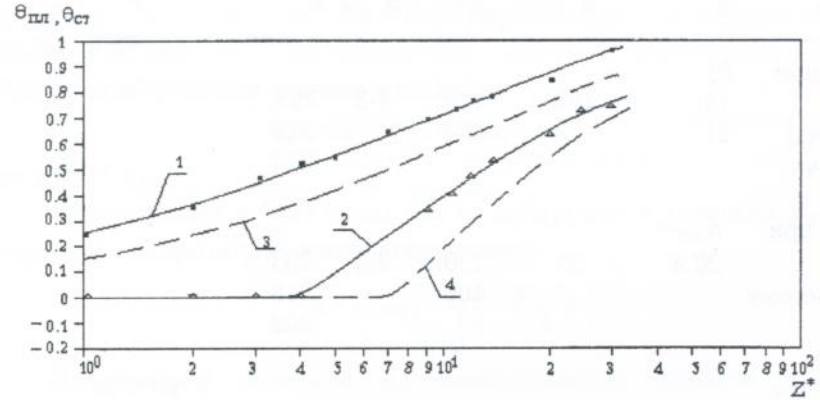

Рис.2. Розподілення температур стінки та плівки охолоджувача по висоті каналу.
1, 2 - експериментальні дані; 3, 4 -теоретичні.
(1, 3 - температура плівки; 2, 4 - температура стінки)

На цьому ж рисунку експериментальні залежності зіставлені з теоретичними: у всіх випадках теоретичні результати дещо нижче за

експериментальні, при чому ця різниця дещо зменшується із збільшенням висоти конденсаційної дільниці. Напевно, це можна пояснити факторами, які матмодель не враховує, наприклад умовами формування плівки на вході в канал, які полягають в необхідності здолання опору на вході внаслідок чого в плівці можуть утворюватись вихорі.

Характер графіків вказує на наявність двох дільниць з різними градієнтами, тобто теоретичне положення про наявність двох послідовно розташованих дільниць підтверджується експериментально. при цьому початкова дільниця характеризується максимальною різницею температур та, як наслідок найбільшою інтенсивністю процесів тепловіддачі. Тому визначення висоти початковою дільниці є однією з задач дисертаційної роботи.

Експериментально встановлено, що висота початкової дільниці може бути визначена по залежності:

$$Z^{**}_{п} = 0.274\ Re_{р}^{1.27}\ Pr^{0.95}, \qquad (14)$$

де $Z^{**}_{п} = Z_{п}/(\nu^2/g)^{1/3}$

Рівняння (14) узагальнює дослідні данні з довірливою імовірністю 99% з максимальним відхиленням ±12% (див. рис.3).

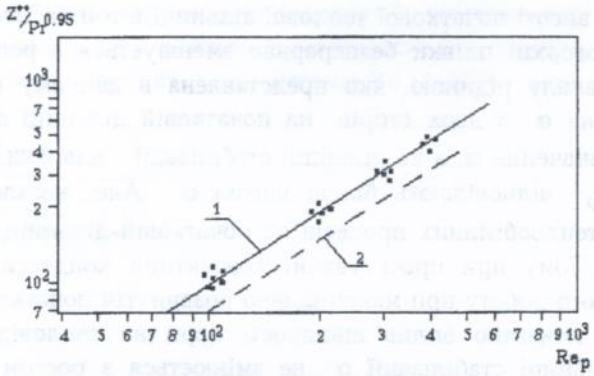

Рис.3. Зіставлення експериментальних та теоретичних данних по висоті початкової дільниці. 1 - експериментальні дані; 2 - результат теоретичного рішення.

З рис.3 можна простежити збільшення $Z_{п}$ при зростанні числа $Re_{р}$, що пояснюється збільшенням товщини плівки рідини на вході в канал при зростанні густини зрошування, що знижує інтенсивність тепловіддачі крізь плівку. Теоретична пряма. яка побудована згідно з рівнянням (12), розташована дещо нижче узагальнюючої залежності (14), що може бути пояснено неправомірністю закладених в модель положень. Наприклад може виявитись неправильним припущенням про зміну температури по товщині плівці в квадратичній залежності.

Залежності зміни коефіцієнтів тепловіддачі α по висоті зони конденсації для різних значень Re_p наведені на рис.4.

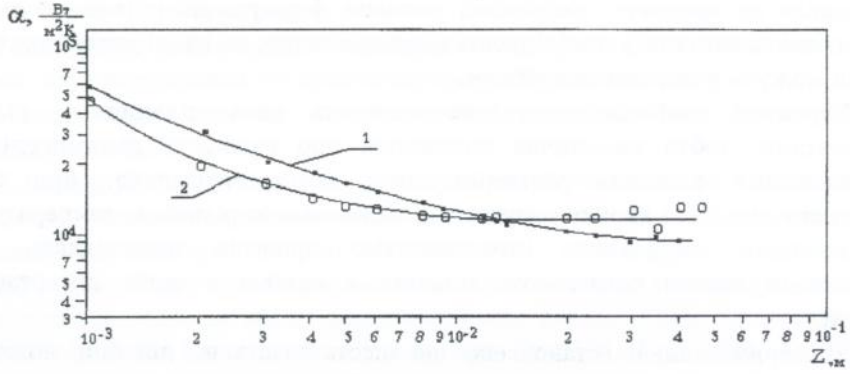

Рис.4. Залежність коефіцієнта тепловіддачі α від висоти конденсаційної дільниці Z. d=8мм, To=318K, 1-Re_p = 297, 2-Re_p = 98.

Графіки свідчать про зменшення величини α на початковій дільниці з повільним переходом до дільниці стабілізації, де вплив висоти вироджується, такий характер зміни α пояснюється тим, що температурний перепад не змінюється по висоті початкової теплової дільниці в той час як температурний градієнт на поверхні плівки безперервно зменшується з ростом Z. Густина зрошування каналу рідиною. яка представлена в данному випадку числом Re_p, впливає на α з двох сторін: на початковій дільниці зменьшення Re_p дещо знижує значення α, а на дільниці стабілізації - навпаки. більш низьким значенням Re_p відповідають більш високі α . Але, незалежно від Re_p , інтенсивність теплообмінних процесів на початковій дільниці значно вища за стабілізовану. Тому при проектуванні контактних конденсаторів необхідно організувати його роботу при максимально розвинутій початковій дільниці.

На рис.5 показано вплив швидкості пари на тепловіддачу по висоті каналу: на дільниці стабілізації α не змінюється з ростом Z. Збільшення швидкості пари на початковій дільниці значно збільшує коефіцієнти тепловіддачі. Ця обставина пояснюється тим, що рух пари обумовлює тертя на границі розділу фаз, яке в випадку, коли напрямок течії пари співпадає з напрямком сили тяжіння, створює додаткову силу руху при цьому швидкість плівки збільшується, її товщина зменшується і коефіцієнт тепловіддачі зростає.

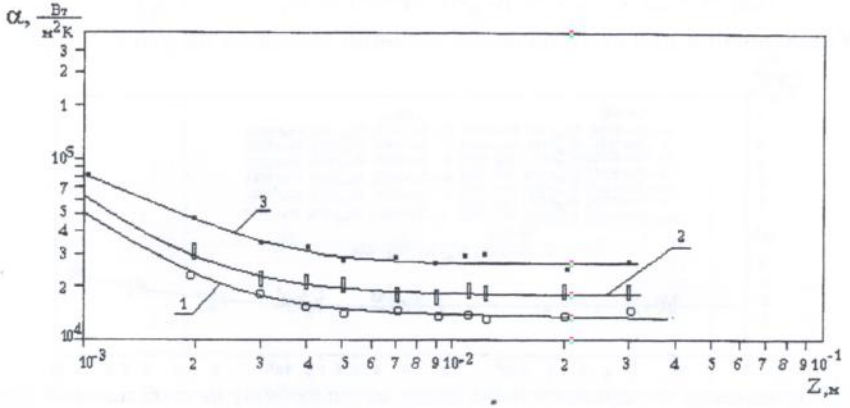

Рис.5. Залежність коефіцієнтів тепловіддачі α від швидкості пари $W_п$ при $Re_р$=100.
1 - $W_п$ = 1.93 м/с; 2 - $W_п$ = 12.21 м/с; 3 - $W_п$ = 19.28 м/с.

У зв`язку з тим, що результати експериментального дослідження теплообміну при контактній конденсації пари свідчать про різну інтенсивність тепловіддачі на початковій та стабілізованій дільницях, узагальнення отриманих даних наведено окремо для цих дільниць.

На рис.6 наведено узагальнення результатів експерименту для початкової дільниці, яке свідчить про задовільне узагальнення дослідних даних: середнє видхилення точок графіку не перевищує ±15% при обробці 97% експериментів.

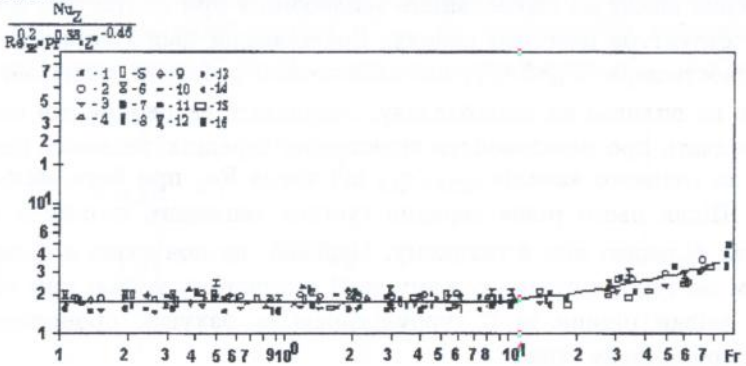

Рис.6. Узагальнення дослідних даних по теплообміну на початковій дільниці.

Вплив швидкості пари на характер теплообмінних процесів виявився в поділенні узагальнюючого графіку на дві зони: при Fr≥7 та при Fr<7. Згідно з цим, узагальнення виконані окремо для кожної з них при Fr<7 дані узагальнюються залежністю вигляду:

$$Nu_Z = 1.65\ Z^{**}{}_п^{-0.46}\ Re_р^{0.2}\ Pr^{0.38}, \qquad (15)$$

при Fr≥7

$$Nu_Z = 1.25\ Z^{**}{}_{п}{}^{-0.46}\ Re_p{}^{0.2}\ Pr^{0.38}Fr^{0.16}, \qquad (16)$$

Узагальнення для стабілізованої дільниці наведено на рис.7.

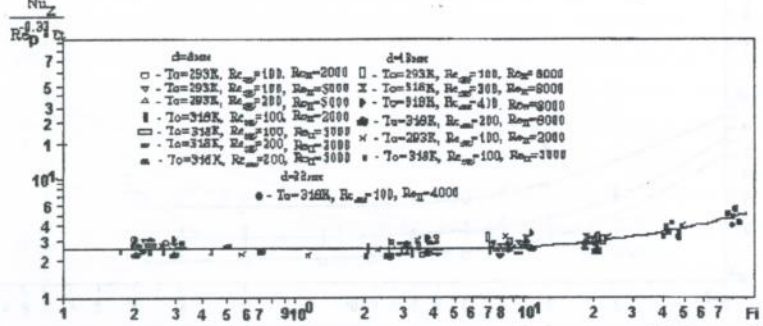

Рис.7. Узагальнення експериментальних даних по теплообміну на стабілізованій дільниці конденсації.

Рівняння узагальнюючих залежностей мають вигляд:
в зоні Fr<7

$$Nu = 2.64\ Re_p{}^{-0.33}\varepsilon_t, \qquad (17)$$

тут $\varepsilon_t = Pr_{tн}/Pr_t$ - комплекс, який враховує вплив залежності фізичних характеристик конденсату від температури.
В зоні Fr≥7

$$Nu = 1.48\ Re_p{}^{-0.33}Fr^{0.16}\varepsilon_t, \qquad (18)$$

Суттєвий вплив на інтенсивність теплообміну при контактній конденсації пари має структура поверхні каналу. Дослідження цього питання проведені при швидкості пари $W_п<5^м/_с$, що забезпечило роботу в диапазоні Fr<7, де швидкість не впливає на тепловіддачу. Результати експериментів наведені на рис.8 і свідчать про незалежність відношення середніх теплових потоків для сітчатого та гладкого каналів $q_{сіт}/q_{гл}$ від числа Re_p при його збільшенні до Re_p=300. Після цього рівня середня густина теплового потоку в сітчатому каналі стає більшою ніж в гладкому. Напевно, це пов`язано з більш раннім переходом до турбулентного режиму течії в сітчатому каналі при збільшенні товщини плівки рідини та її турбулізацією за рахунок проникнення пари крізь газопроникливу стінку.

При промисловому використанні конденсаторів змішуючого типу особливу увагу слід приділяти впливу роду середовища, яке конденсується, на характер теплообмінних процесів, а саме наявності в зоні конденсації газів, які не конденсуються. Це питання вивчалося в ході спеціальної серії експериментів на пароповітряних сумішах, де кількість повітря визначалось по співвідношенню парційних тисків повітря та суміші в диапазоні $\varepsilon_г$=0.1...-0.8.

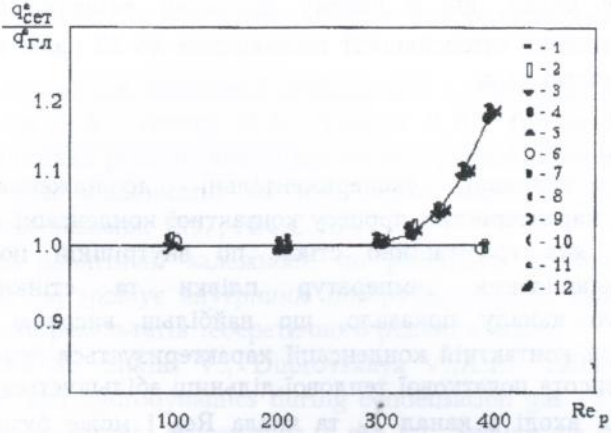

Рис.8. Вплив структури поверхні каналу на теплообмін при конденсації пари на плівці охолоджувача.

1 -6 - гладкий канал:

1-То=293К, $W_п$=2.3м/с; 2-То=318К, $W_п$=2.6м/с; 3-То=343К, $W_п$=2.7м/с; 4-То=293К, $W_п$=5.1м/с; 5-То=318К, $W_п$=4.9м/с; 6-То=343К, $W_п$=4.7м/с;

7 - 12 - сітчатий канал:

7-То=293К, $W_п$=2.3м/с; 8-То=318К, $W_п$=2.6м/с; 9-То=343К, $W_п$=2.7м/с; 10-То=293К, $W_п$=5.1м/с; 11-То=318К, $W_п$=4.9м/с; 12-То=343К, $W_п$=4.7 м/с;

Вплив газів, які не конденсуються, можна простежити на рис.9, де наведені залежності співвідношення середніх коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації пароповітряної суміші $\alpha^*_{сум}$ до коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації чистої пари α^* від $Re_р$, при конденсації пари $\alpha^*_{сум}/\alpha^*=1$.

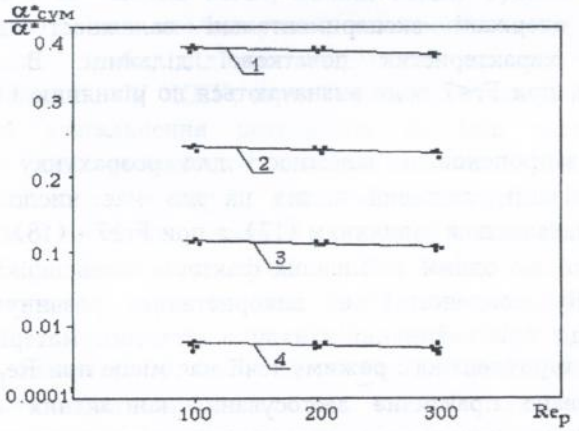

Рис.9. Вплив газів, які не конденсуються на тепловіддачу.

1-$\varepsilon_Г$=0.1, 2-$\varepsilon_Г$=0.2; 3-$\varepsilon_Г$=0.4, 4-$\varepsilon_Г$=0.8

З рисунку видно, що в даному диапазоні змінення параметру $1-\varepsilon_r$ виявлено зменьшення інтенсивності тепловіддачі до 40 разів в порівнянно з конденсацією чйстої пари.

Висновки.

1.Вперше виконані експериментальні дослідження локальних теплообмінних характеристик процесу контактної конденсації пари на плівці охолоджувача, яка гравітаційно стікає по внутрішній поверхні труби. Виявлене розподілення температур плівки та стінки по висоті конденсаційного каналу показало, що найбільш високою інтенсивністю теплообміну при контактній конденсації характеризується початкова теплова дільниця $Z_п$. Висота початкової теплової дільниці збільшується при зростанні температури на вході в канал T_o та числа Re_p і може бути визначена за рівнянням (14).

На підставі аналізу теоретичного рішення задачі конденсації чистої пари на ламінарній плівці охолоджувача, визначена висота початкової теплової дільниці та коефіцієнти тепловіддачі на стабілізованій дільниці, які розраховуються за формулами (12) та (13).

3. Уточнена та теоретична залежність (9) для визначення локальних теплообмінних характеристик на початковій дільниці конденсаційного каналу.

4.Дослідним шляхом доведено, що інтенсивність теплообміну при контактній конденсації пари збільшується при зростанні швидкості пари Wп та початкової температури охолоджувача T_o. Густина зрошення каналу впливає на коефіцієнти тепловіддачі з двох боків: на початковій дільниці зменшення Re_p дещо знижує α, а на дільниці стабілізації - збільшує α.

5.Вперше одержані експериментальні залежності для визначення теплообмінних характеристик початкової дільниці. В залежності від швидкості пари, при $Fr<7$ вони визначаються по рівнянню (15), при $Fr\geq 7$ по (16).

6.Вперше запропоновані залежності для розрахунку тепловіддачі на дільниці стабілізації, суттєвий вплив на які має число Fr. При $Fr<7$ тепловіддача визначається рівнянням (17), а при $Fr\geq 7$ - (18).

7. Доведено, що одним з головних факторів інтенсифікації тепловіддачі при контактній конденсації є використання розвинутих поверхонь. Встановлено, що при виконанні каналу з сітчатого матеріалу перехід від ламінарного до турбулентного режиму течії має місце при $Re_p = 300$.

8.Обгрунтовано практичне застосування контактних конденсаторів в теплоутилізаційних контурах енергетичних агрегатів. Показано, що присутність в зоні конденсації газів, які не конденсуються, в кількості

$\varepsilon_г$=0.1...0.8 приводить до зменшення коефіцієнтів тепловіддачі чистої пари до 40 разів.

Основні положення дисертації опубліковані в слідуючих роботах:

1.Ель-Талла А.А., Дикий Н.А., Трокоз Я.Е., Голіяд М.Н, Туз В.О. Нагрів плівки рідини, яка стікає по внутрішній поверхні вертикальної труби при конденсації на ній чистої пари.// Екотехнології та ресурсозбереженя. 1997, №4.С.43-47

Отримані аналітичні залежності по розподілу температури в плівці рідини, що зрошує внутрішню поверхню каналу. Виконана дослідна перевірка результатів теоеретичного рішення задачі.

2.Koloskova N., Shklaz V., Dubrovskaya V.,A.El. Talla Heat and mass transfer and hydrodynamics during condensation gas - steam mixture in contact equipment. Proceedings of the Int. Symposium on the physics of Heat Transfer in Boiling and Condensation, 1996, p.211-215.

Виконаний порівняльний аналіз результатів експериментального дослідження тепломасообмінних характеристик процесу конденсації парогазової суміші в поодинокому каналі та в системі каналів насадки.

3.Дикий М.О., Колоскова Н.Ю., Кузьменко І.М., Ель-Талла А.А. Теплообмін і гідродинаміка в протиточних насадках контактних випаровувачів.// Наукові вісті НТУУ "КПІ", серія Теплоенергетика 1997,С.31-33.

Провів експериментальні дослідження гідродинамічних характеристик контактних тепломасообмінних апаратів з сітчастими насадками в залежності від діаметру каналу насадки та її висоти.

4.Ель-Талла А.А., Дикий М.О., Голіяд М.Н., Трокоз Я.Е., Туз В.О. Нагрівання плівки охолоджувача, що зрошує внутрішню поверхню вертикальної труби, під час конденсації на ній чистої пари.// Наукові вісті НТУУ "КПІ", серія Теплоенергетика 1997,С.28-31.

На основі узагальнення результатів дослідів одержав емпіричні формули для розрахунку висоти початкової теплової дільниці конденсаційного каналу, які порівнювались з результатами теоретичних досліджень процесу контактної конденсації пари.

5.Туз В.О., Колоскова Н.Ю., Ель-Талла А.А. Дослідження гідродинамічних характеристик контактних апаратів з пористими насадками. - Промислова теплотехніка, 1997. №2-3, с.55-57.

Виконав систематичні, комплесні експериментальні дослідження гідродинамічного опору насадкових апаратів, одержав узагальнюючі критеріальні співвідношення для розрахунку їх гідродинамічних характеристик.

Анатація

Аднан Абдул Маджид Ель-Фанди Ель-Таллаа. Теплообмін при контактній конденсації в трубах - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.05 - теоретична теплотехніка - Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут", Київ, 1998.

Дисертація містить результати експериментального дослідження закономірностей тепловіддачі при конденсації пари на плівці охолоджувача, яка гравітаційно стікає в трубі. Встановлений вплив геометричних розмірів конденсаційних каналів, швидкості пари, густини зрошування та початкової температури охолоджувача на тепловіддачу. Запропоновані емпірічні залежності для розрахунку висоти початкової теплової дільниці, та тепловіддачі по всій довжині конденсаційного каналу.

Результати дослідів зіставлені з залежностями. які отримані теоретично.

Показано вплив структури поверхні каналу та наявності газів. які не конденсуються, на закономірності теплообміну.

Ключові слова: контактна конденсація, початкова дільниця, швидкість пари, густина зрошування, сітчаста поверхня.

Аннатация

Аднан Абдул Маджид Эль-Фанди Эль-Таллаа. Теплообмен при контактной конденсации в трубах - Рукопись. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.14.05 - теоретическая теплотехника. - Национальный технический Университет Украины "Киевский политехнический институт", Киев, 1998.

Диссертация содержит результаты экспериментального исследования закономерностей теплоотдачи при конденсации пара на гравитационно стекающей пленке охладителя внутри трубы. Установлено влияние геометрических размеров конденсационного канала, скорости пара, плотности орошения и начальной температуры охладителя на теплоотдачу.

Предложены эмпирические зависимости для расчета высоты начального теплового участка и теплоотдачи по всей длине конденсационного канала.

Результаты опытов сопоставлены с теоретически полученными зависимостями.

Показано влияние структуры поверхности канала и наличия неконденсирующихся газов на закономерности теплообмена.

Ключевые слова: контактная конденсация, начальный участок, скорость пара, плотность орошения, сетчатая поверхность.

Abctract

Adnan A.M. El-Fandi El-Tallaa. Heat change with contact condensor tion in tubes.

Thesis for a scientific degrec of the candidate of technical sciences on a speciality 05.14.05 - Theoretical heat technology - Ukraine National technical university "Kiev politecnical institute", Kiev, 1998.

The results of experimental investigations of heat exchange during steam condensation on the gravitational flowing down film inside the tube are presented. Determined the influense of chanle geometrical characteristics steam speed, density of irrigation and input temperature of cooler on the heat exchange. Empirical equations for calculation of length of input heat section and heat exchange in the condensation chanel are sugested.

The experimental results where compared with theoretical equations calculated by the auther.

Key words: contact condensation, input section, speed of steam, density of irrigation, net surface.

Підписано до друку 09.12.97р. Формат 60x90/16.
Ум. друк. арк.1.0, Обл.-вид. арк. 0,8.
Наклад 100. Зам. 328.

Відділ оперативної поліграфії
Центру Міжнародної освіти
227-12-75, 227-37-86

Ав 39.122