

УДК.621.532.3

ВИВЧЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБЧАСТОЇ НАСАДКИ НА ТЕПЛОВІДДАЧУ

Ф. В. Козак, Я. М. Дем'ячук

Івано-Франківський Національний технічний університет нафти і газу
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, teplo@ifdung.if.ua

Проведено дослідження впливу конструкції трубчатого теплообмінного елемента на коефіцієнт теплової передачі в газовій фазі. В результаті обробки експериментальних даних отримано критичну залежність, яка з достаточною точністю описує даний процес.

It has been investigated the influence of the tubular heat-mass exchange element construction on heat emission coefficient in gas phase. As a result of experimental data processing there have been received critical dependence which exactly describes the above-mentioned process.

При видобуванні природного газу з родовища з газовим потоком на поверхню піднімається значна кількість вологи, яка може призвести до утворення гідратів у внутрішній порожнині трубопроводів та обладнання, їх корозії, що, в свою чергу, збільшує витрати на транспортування, а в окремих випадках спричиняє аварії. Крапельна волога відділяється на промислах в спеціальних фільтрах та сепараторах. Однак, крім крапельної вологи в газовому потоці присутня значна кількість пароподібної вологи. Для відбору пароподібної вологи у вітчизняній практиці широко застосовується абсорбційне осушення природного газу за допомогою гліколів.

Існуюче традиційне масообмінне обладнання в розвитку дійшло до межі, яка не дозволяє надати збільшувати ефективність осушення газу, зменшуючи при цьому енергетичні та матеріальні витрати. Тому постала необхідність розробки та застосування принципово нового типу абсорбційного обладнання. Вирішити задачу можливо застосувавши технологію трубчато-колонного фракціонування, яка дозволяє завдяки проведенню паралельно процесів масо- та теплообміну суттєво зменшити необоротність процесів осушення газу та регенерації гліколю і, як наслідок, зменшити енергетичні та матеріальні витрати до 50% від нині існуючих [1]. Для цієї технології ми запропонували трубчасті тепломасообмінні елементи, які складаються з аксіального завихрювача у вигляді полоси з пелюстками для турбулізації газу та спіралі з дроту, яка охоплює завихрювач і розташована на внутрішній поверхні труби [2]. Такий тепломасообмінний елемент дозволяє поєднати тепломасообмін у внутрішній порожнині вертикально розташованої труби з теплообміном у міжтрубному просторі.

Для дослідження теплообмінної ефективності трубчатого елемента вибрана система „атмосферне повітря – трансформаторна олива”, що дозволяє уникнути впливу масообміну на теплообмін і, відповідно, отримати найбільш реалістичні дані щодо впливу різних параметрів роботи елемента на теплообмін між фазами.

При розташуванні в трубчастому елементі завихрювачів рідинної та газової фаз слід очікувати інтенсифікації міжфазних процесів теплообміну чи масообміну, або взятих разом. При виникненні, завдяки завихрювачам, обертових рухів фаз утворюються відцентрові сили, які можуть призвести до вторинних течій – циркуляцій. Механізм виникнення вторинних течій у потоці, який обертається, ідентичний аналогічному процесу при русі теплоносія в криволінійному каналі: в поперечному перерізі каналу утворюється поле масових сил, яке здатне утворити циркуляцію у формі парного вихора – вторинної течії першого роду. Окрім того, та частина течії, що омиває стінку труби, рухається в площині поперечного перерізу труби вздовж увігнутої поверхні й тому в прилеглому шарі створюються сприятливі умови для виникнення вихорів Тейлора-Гьортлера, а в потоці можливі вторинні течії другого роду.

Поле масових сил, від форми якого залежить можливість виникнення вторинних течій та їх інтенсивність, безпосередньо пов'язане з розподілом швидкостей в потоці, який, у свою чергу, залежить від конструкції завихрювача. Протягом початкового періоду розвитку вторинних течій поле швидкостей конкретної фази є основною причиною, а після встановлення характеру течії – наслідком вторинних течій.

Таким чином, під дією завихрювача в газовій фазі можуть існувати вторинні течії як першого, так і другого роду.

Течія газу, яка контактує з рухомою плівкою рідини та стінкою труби, умовно поділяється на три зони: в'язкий шар, що безпосередньо контактує з рідиною та стінкою труби, буферний або перехідний шар і ядро потоку. Слід зауважити, що в'язкий шар не може знаходитись у повністю незбуреному стані з двох причин: по-перше, плівка рідини рухається в протитечії з цим пристінним шаром, по-друге, окремі макроелементи газу періодично відриваються від стінки і переносяться в ядро потоку. Механізм останнього явища ще повністю не вивчений, але найімовірніше цей процес обумовлений нестійкістю в'язкого пристінного шару. Мікроелемент газу,



який відірвався від стінки, замінюється іншою часткою газу з віддаленої від поверхні контакту фаз. Вторинні ж течії, які виникають під дією відцентрових сил, інтенсифікують обмін між ядром потоку і його пристінним в'язким шаром.

Стрічковий завихрювач газу, крім зазначеного вище ефекту інтенсифікації теплообміну, дещо збільшує поверхню теплообміну, тобто створює ефект оребрення: сприйнята завихрювачем теплота внаслідок неізотермічності течії газу в поперечному перерізі трубчастій насадці передається шляхом теплопровідності від периферії до осі труби при нагріванні газу і навпаки, при охолодженні газу в трубчастій насадці. Згідно даних Щукіна В. К. [3] стрічковий гвинтовий завихрювач при щільному контакті зі стінкою труби створює ефект оребрення, який може збільшити тепловий потік від газу до стінки труби приблизно до 30%. У випадку теплообміну плівки рідини з потоком газу стрічковий завихрювач має точкові контакти тільки з витками спіралі й тому такого значного ефекту оребрення не створює.

В таблиці 1 наведені типові результати порівняльних експериментів з визначення ступеня інтенсифікації теплообміну між потоками газу (атмосферне повітря) і рідини (трансформаторна олива) залежно від конструктивного оформлення трубчастій насадці геометричні характеристики досліджуваного тепломасообмінного елемента такі:

аксальний завихрювач у вигляді смуги, в якій з кроком 120 мм просічені вікна. Пелюстки отримані в результаті просічки відгинаються в протилежні боки в межах одного вікна. Ширина полотна – 21 мм; товщина полотна – 1 мм;

дротяна спіраль із кроком 50 мм; зовнішній діаметр – 25 мм; діаметр дроту – 1,75 мм;

внутрішній діаметр труби – 25 мм; довжина дослідної ділянки елемента насадки – 1250 мм.

Опис дослідного стенда вже вказувалися раніше [4]. Температури фаз такі: газу $t_g = 20 \pm 2^\circ\text{C}$;

рідини $t_p = 70 \pm 4^\circ\text{C}$. Лінійна густина зрошення $\Gamma_p = 0,07 \pm 0,005 \text{ кг/с}\cdot\text{м}$.

Таблиця 1. Вплив конструктивних факторів трубчастій насадки на коефіцієнт тепловіддачі в газовій фазі α_2

Конструктивний склад трубчастій насадки	Коефіцієнт тепловіддачі α_2 ($\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$) в розрахунку на внутрішню поверхню труби при середніх швидкостях течії газу ($\text{м}/\text{с}$)		
	1,74	2,24	2,95
Труба без спіралі й завихрювача газу	8,05	9,69	11,97
Труба з завихрювачем газу	18,37	28,85	42,94
Труба зі спіраллю та завихрювачем	23,01	38,67	59,33

Слід відзначити істотну інтенсифікацію теплообміну, яку забезпечив завихрювач газової течії: в межах збільшення середньої швидкості течії на 70% відбулося зростання коефіцієнта тепловіддачі від 2,28 до 3,59 разів. Поява спіралі в трубчастій насадці поряд із завихрювачем, в свою чергу, інтенсифікує процес і коефіцієнт тепловіддачі зростає в межах від 25,3% ($w = 1,74 \text{ м}/\text{с}$) до 38,2% ($w = 2,95 \text{ м}/\text{с}$), якщо за 100% вважати коефіцієнт тепловіддачі труби з завихрювачем. А порівняно з порожньою трубою завихрювач та спіраль спільно забезпечують збільшення коефіцієнта тепловіддачі у 2,86 разів при $w = 1,74 \text{ м}/\text{с}$ і у 4,96 разів при $w = 2,95 \text{ м}/\text{с}$.

Слід відзначити, що розмірні параметри використаного завихрювача газу не є кінцевими. Зміною кроку вічок, кута нахилу пелюсток, розміщення пелюсток відносно осі потоку і т. д. можна досягнути більшої інтенсифікації теплообміну. Однак теоретичний розгляд цих варіантів та дослідження існуючих трубчастих насадок дають підстави констатувати, що при досягненні найбільш оптимальних параметрів завихрювача буде отриманий незначний приріст ефективності теплообміну порівняно з запропонованим варіантом.

Як вказувалося раніше [5], існує декілька режимів роботи трубчастого тепломасообмінного елемента. З точки зору експлуатації насадки основним є режим вільного стікання рідини – перший режим. Тому дослідження тепловіддачі проведено саме в межах цього режиму.

Результати досліджень із теплообміну оброблялися в критеріальній формі на основі теорії подібності. Тип функціональної залежності між числами подібності в рівнянні визначали шляхом побудови графіків зміни критерію Нуссельта – визначуваного критерію від кожної з величин, які входять до рівняння Re_z , Re_p , Pr_p та кроку спіралі [4]. Критерії подібності, що характеризують теплообмін, визначалися за такими рівняннями:

критерій Нуссельта (Nu_z)

$$Nu_z = \frac{\alpha_2 \cdot d_e^2}{\lambda_2},$$

критерій Рейнольдса рідини (Re_p)

$$Re_p = \frac{4 \cdot \Gamma_p}{\mu_p},$$

критерій Рейнольдса газу (Re_z)

$$Re_z = \frac{u_o \cdot d_e \cdot \rho_z}{\mu_z},$$

критерій Прандтля рідини (Pr_p)

$$Pr_p = \frac{\mu_p \cdot c_p}{\lambda_p}.$$

В зазначених критеріях: d_e – еквівалентний діаметр тепломасообмінного елемента, м; λ_z, λ_p – коефіцієнти теплопровідності газу й рідини, $Вт/(м \cdot К)$; μ_z, μ_p – коефіцієнти динамічної в'язкості газу й рідини, $Н \cdot с/м^2$; ρ_z – густина газу, $кг/м^3$; c_p – питома ізобарна теплоємність рідини, $Дж/(кг \cdot К)$; u_o – осьова швидкість газу в трубі, $м/с$; Γ_p – лінійна густина зрошення, $кг/(м \cdot с)$.

На рис. 1 наведена залежність критерію Нуссельта Nu_z від критерію Рейнольдса газового потоку Re_z при сталих значеннях критерію Рейнольдса рідини Re_p та критерію Прандтля Pr_p .

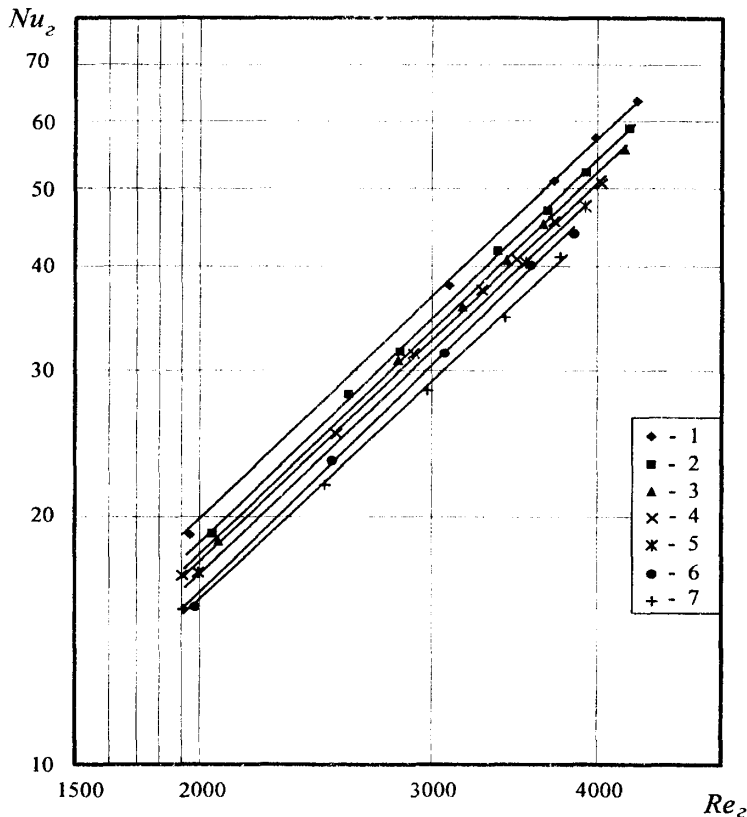


Рисунок 1. Залежність критерію Нуссельта Nu_z від критерію Рейнольдса газу Re_z при: $Pr_p = 70,5 \pm 1,5$; Re_p : 1 – 27,0; 2 – 39,0; 3 – 46,4; 4 – 49,4; 5 – 61,0; 6 – 69,1; 7 – 81,9

В режимі вільного стікання рідини критерій Нуссельта Nu_z при збільшенні критерію Рейнольдса газу Re_z зростає, що пояснюється позитивним впливом турбулізації газової фази на міжфазний теплообмін і центрифугуванням холодніших, осьових об'ємів газу до в'язкого пристінного шару. Зростання критерію Re_z у 1,65 рази призводить до збільшення критерію Nu_z в середньому в 2–2,2 рази.

Наведений на рисунку 1 графік $Nu = f(Re_z)$ в логарифмічних координатах свідчить на користь доцільності апроксимаційної залежності:

$$Nu_z = a_1 \cdot Re_z^{k_1},$$

де a_1, k_1 – дослідні коефіцієнти.



Вплив критерію Рейнольда рідини Re_p на критерій Нуссельта обернений до впливу Re_z та Pr_p , що також ілюструється рисунком 2. Це свідчить про наявність ламінарного режиму руху плівки рідини по поверхні труби, що характерне для трубчастих абсорберів [7]. При збільшенні витрати рідини, а значить і критерію Рейнольда, зростає товщина плівки, що збільшує її термічний опір теплопровідності. В результаті зменшується коефіцієнт тепловіддачі і зменшується критерій Нуссельта.

Вплив критерію Re_p на критерій Nu_z значно менший, ніж вплив Re_z : при збільшенні критерію Re_p удвічі критерій Nu зменшується у 1,5 – 1,8 рази.

Дані на рисунку 2 апроксимуються ступеневим рівнянням:

$$Nu_z = a_2 \cdot Re_p^{k_2},$$

де a_2, k_2 – дослідні коефіцієнти.

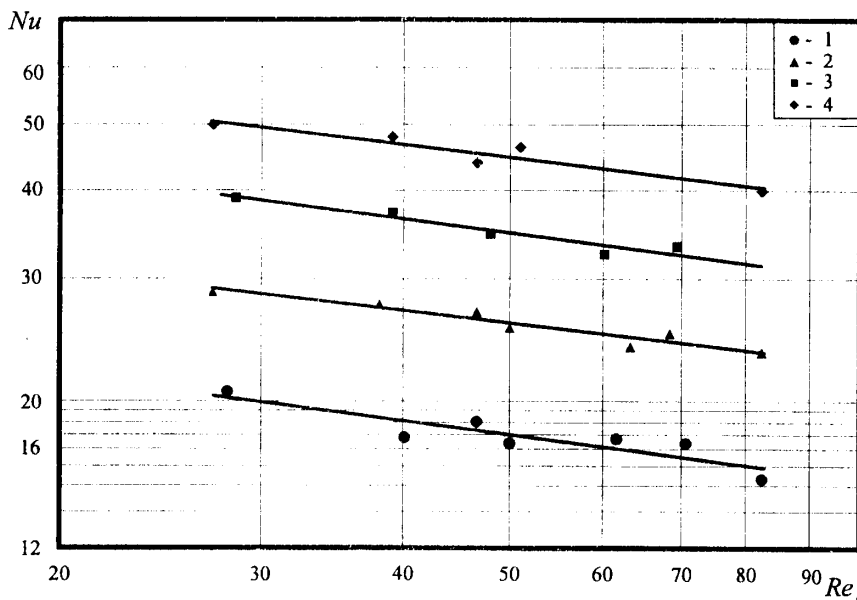


Рисунок 2. Залежність критерію Нуссельта Nu_z від критерію Рейнольда рідини Re_p при значеннях критеріїв $Pr_p = 70,5 \pm 1,5$; Re_z : 1 – 2000; 2 – 2550; 3 – 3100; 4 – 3650

На рисунку 3 наведена залежність критерію Нуссельта Nu від критерію Прандтля рідини Pr_p при $Re_p = idem$ і $Re_z = idem$. Зростання критерію Прандтля рідини позитивно впливає на міжфазний теплообмін, що відповідає теоретичним і практичним результатам багатьох авторів.

Наведений на рисунку 3 графік $Nu = f(Pr_p)$ у логарифмічних координатах можна апроксимувати за допомогою залежності:

$$Nu = a_3 \cdot Pr_p^{k_3},$$

де a_3, k_3 – дослідні коефіцієнти.

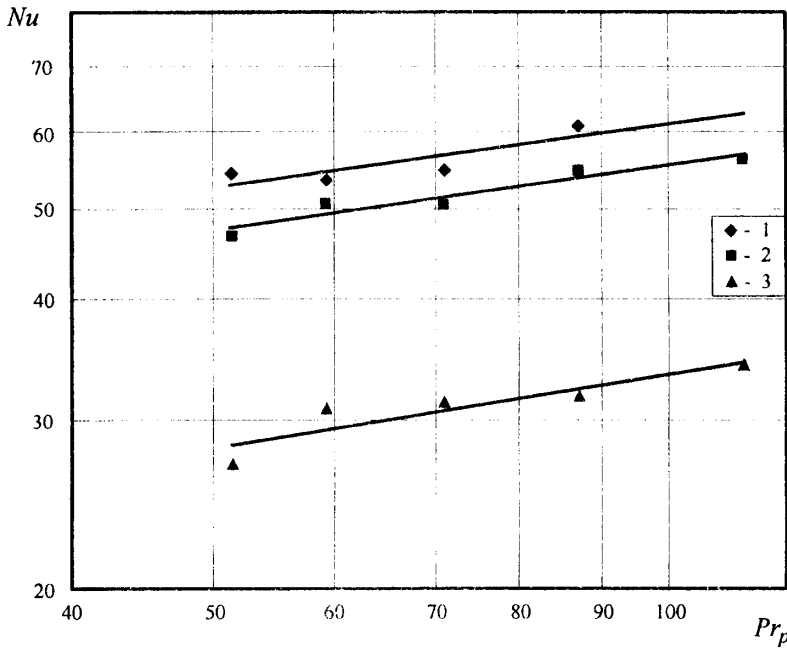


Рисунок 3. Залежність критерію Нуссельта Nu_z від критерію Прандтля рідини Pr_p при: Re_z : 1 – 4000; 2 – 3400; 3 – 2800; Re_p : 1 – 30; 2 – 50; 3 – 70

Цей результат підтверджується рисунком 4, на якому подані залежності критерію Нуссельта від критерію Рейнольдса газу при $Re_p = idem$. Кожна з наведених ліній відповідає певному значенню критерію Прандтля рідини.

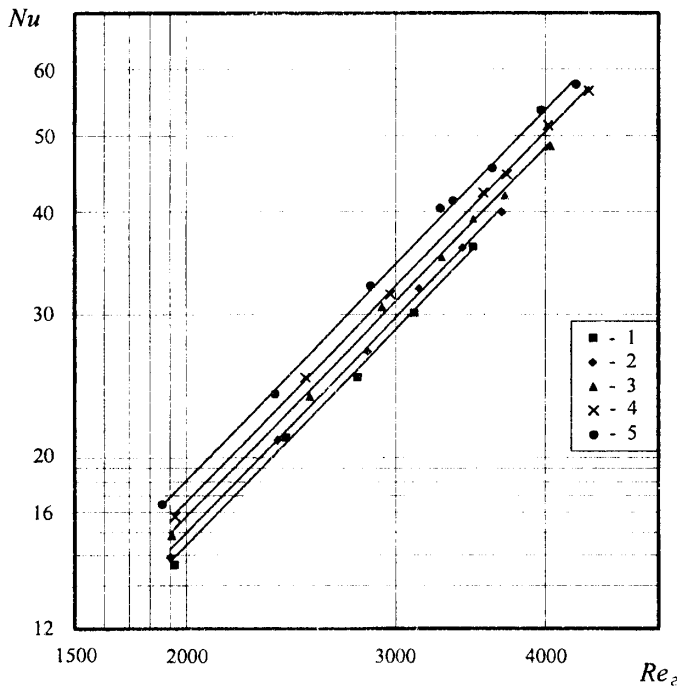


Рисунок 4. Залежність критерію Нуссельта Nu_z від критерію Рейнольдса газу Re_z при $Re_p = 70 \pm 2$; Pr_p : 1 – $51,0 \pm 0,5$; 2 – $58,9 \pm 0,4$; 3 – $71,4 \pm 0,2$; 4 – $86,9 \pm 0,3$; 5 – $113,6 \pm 0,6$

На рисунку 5 наведена залежність критерію Нуссельта від кроку спіралі рідинного завихрювача. При збільшенні кроку спіралі критерій Nu зменшується неістотно.

Наведений на рисунку 5 графік $Nu = f(Z_c)$ в логарифмічних координатах можна апроксимувати за допомогою залежності:

$$Nu = a_4 \cdot \left(\frac{Z_c}{Z_0} \right)^{k_4},$$



де a_4, k_4 – дослідні коефіцієнти;

$Z_0 = 1 \text{ м}$ – умовний крок спіралі, прийнятий при обробці дослідних даних для утворення безрозмірного симплексу в критеріальному рівнянні.

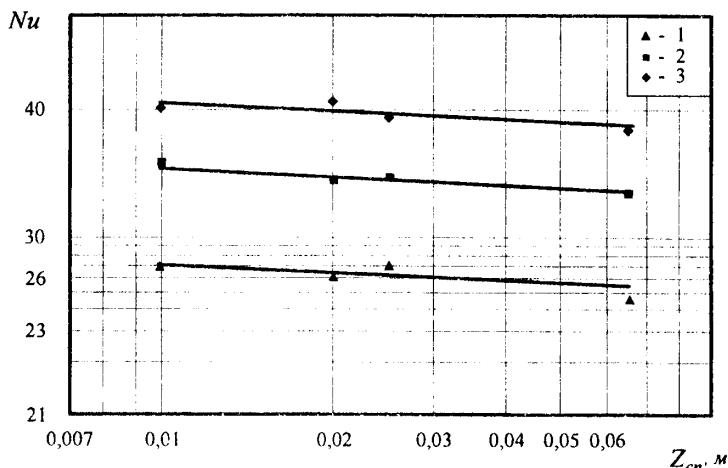


Рисунок 5. Залежність критерію Нуссельта Nu_z від кроку спіралі Z_c при: $Re_p = 55 \pm 2$; Pr_p : 1 – $112 \pm 0,5$; 2 – $85 \pm 0,3$; 3 – $58 \pm 0,5$; Re_z : 1 – 2500 ± 50 ; 2 – 3000 ± 40 ; 3 – 3500 ± 50

Узагальнене апроксимаційне рівняння для визначення критерію Нуссельта набуває такого вигляду:

$$Nu = 1,3544 \cdot 10^{-4} \cdot Re_z^{1,514} \cdot Re_p^{-0,192} \cdot Pr_p^{0,222} \cdot \left(\frac{Z_c}{Z_0} \right)^{-0,0261}$$

Рівняння адекватно описує дослідні дані в діапазоні зміни критеріїв: $Re_z = 1700 \div 4300$; $Re_p = 13 \div 145$; $Pr_p = 10 \div 140$ та кроку спіралі $Z_c = 0,01 \div 0,065 \text{ м}$ з точністю $\pm 9 \%$ (рисунок 6).

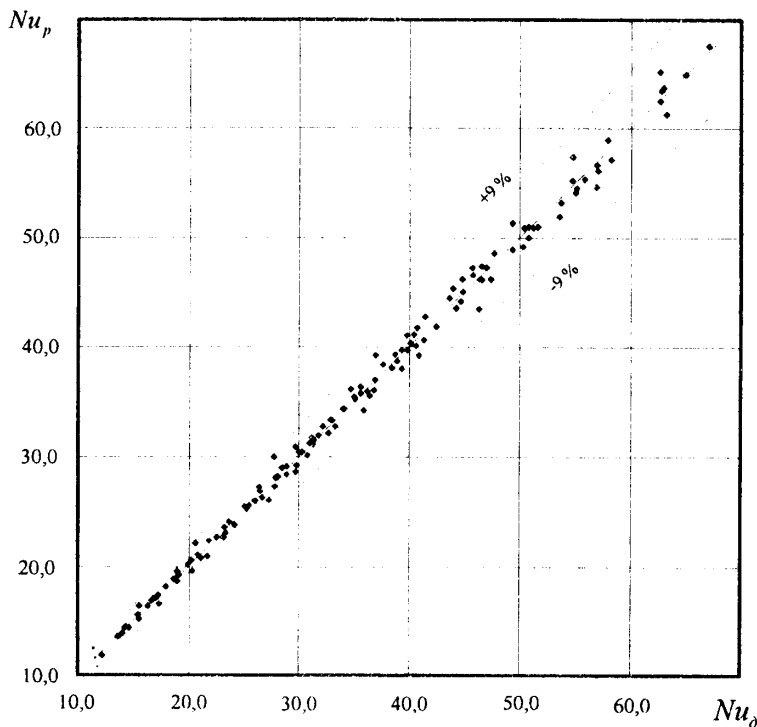


Рисунок 6. Співставлення дослідних і розрахункових значень критерію Nu_z при $Re_z = 1700 \div 4300$; $Re_p = 13 \div 145$; $Pr_p = 10 \div 140$; $Z_c = 0,01 \div 0,065 \text{ м}$

Найбільш суттєвий вплив на критерій Нуссельта Nu_z в рівнянні має критерій Рейнольдса газової течії Re_z . Відносно великий показник степеня 1,514 свідчить на користь істотної інтенсифікуючої дії завихрювача та спіралі за патентом [1]. У досліджах значення критерію Re_z в розрахунку на певний переріз труби (без завихрювача і спіралі) знаходяться в ділянці ламінарного режиму руху газової течії ($Re_z=1700\div 2320$) та початку перехідного режиму ($Re_z=2320\div 4300$). В критеріальних рівняннях для тепловіддачі в прямих трубах для зазначених режимів показник степеня при Re_z знаходиться в межах від 0,32 до 0,05, а при турбулентному режимі руху течії ($Re_z > 1 \cdot 10^4$) він досягає 0,8. Значення цього показника в наших досліджах вказує на досягнення ефективної штучної турбулізації газової течії в межах відносно малих чисел Re_z . Так, за формулою Нуссельта в модифікації М. О. Міхеєва для тепловіддачі в трубі при турбулентному режимі $Nu_z = 0,021 \cdot Re_z^{0,8} \cdot Pr_z^{0,43}$. Для повітря значення критерію $Nu_z = 50$ досягається при $Re_z > 2 \cdot 10^4$.

Менш істотно впливають на Nu_z , як відзначалося вище, Re_p , Pr_p , а найменший вплив має крок спіралі. Останнє можна пояснити тим, що його вплив також частково відображає показник степеня при Re_z , оскільки витки спіралі спричиняють збурення саме пристінного шару газової течії і турбулізують цю течію.

Одержане рівняння адекватно описує тепловіддачу від плівки рідини до течії газу в трубчастій насадці. При зміні напрямку теплового потоку на протилежний коефіцієнт тепловіддачі в розрахунку на газову фазу, як це впливає з теорії теплообміну, в рівних умовах буде мати те ж значення.

Слід зауважити, що трубчаста насадка дозволяє реалізувати надзвичайно різноманітні схеми теплообміну, які у їх вивченні значно складніші від дослідженого випадку:

відведення теплоти від плівки рідини одночасно до газу в трубі й до теплоносія в міжтрубному просторі та навпаки;

передача теплоти від газу в трубі через плівку рідини до теплоносія в міжтрубному просторі і навпаки. Зрозуміло, що ці схеми теплообміну потребують нових досліджень.

Література

1. Берго Б. Г., Мамаев А. В., Пятничко А. И. Ресурсосберегающие технологии фракционирования с применением нового оборудования типа колонна-теплообменник. – М., 1998. – 46 с. (Обз. информ. / ВНИИЭгазпром; Сер. Подготовка и переработка газа и газового конденсата. Вып. 1).
2. Патент 30278 А України МКІ 6 F 28D 1/04. Трубчастий тепломасообмінний елемент / Ф. В. Козак, Я. М. Дем'янчук – №98020798. Заявл. 17.02.1998; Опубл. 15.11.2000, Бюл. № 6-II.
3. Шукин В. К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. – М.: Машиностроение, 1970.
5. Я. М. Дем'янчук. Дослідження теплообміну трубчастого тепломасообмінного елемента. // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. № 2 (3). – 2002. – С. 61–66.
6. Я. Дем'янчук. Дослідження деяких питань гідродинаміки трубчастого тепломасообмінного елемента. // Вісник Державного університету "Львівська політехніка". – 1999. – № 2. – С. 122–124.
7. В. М. Рамм. Абсорбция газов. – М.: Химия, 1966. – 768 с.

