ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА

УДК 66.045.129.2 DOI 10.31319/2519-2884.37.2020.9

КЛІМОВ Р.О., к.т.н., доцент
ЛУСТА Є.О., магістр

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

БАГАТОФАКТОРНІ МОДЕЛІ ПРОЕКТУВАННЯ ТЕПЛООБМІННИКІВ

Вступ. Стиснене повітря знаходить широке використання на підприємствах, як показано в роботі [1], зменшити витрату повітря на пневматичних приладах можна шляхом його підігріву. Найчастіше підігрів проводять у теплообмінниках кожухотрубчастого типу. Для збільшення площі теплообміну між гріючим середовищем та повітрям використовують оребрені труби, які дозволяють значно зменшити займаний підігрівачем об'єм [1-3]. На конструктивне виконання підігрівача впливають дуже багато факторів, а важливість впливу кожного з них може суттєво відрізнятися. Так, наприклад, якщо за основний оптимізаційний параметр прийняти загальну довжину трубок теплообмінника, то більший вплив буде мати їх кількість поперечно потоку повітря, ніж довжина однієї використаної трубки [1]. Слід зазначити, що обидва ці фактори напряму впливають на прохідний переріз підігрівача по повітрю.

Усі переваги підігрівача можуть бути виражені критерієм оптимальності. Одним з основних критеріїв є відношення кількості переданої теплоти до потужності витраченої на подолання опорів руху теплоносіїв [3]. Недоліком такого критерію є мінімізація гідравлічних опорів шляхом збільшення прохідного перерізу для теплоносіїв, що призводить до збільшення займаного об'єму теплообмінника. Більш доцільним є застосування габаритної характеристики у вигляді коефіцієнта компактності, який показує відношення площі теплообміну до об'єму підігрівача [3]. Визначення основних геометричних параметрів трубної частини теплообмінників при найбільшому значені коефіцієнта компактності дозволить знайти оптимізовану конструкцію апарату.

Постановка задачі. Метою роботи є визначення такого конструктивного виконання теплообмінного апарату з використанням розвинених поверхонь теплообміну для підігріву стисненого повітря, яке забезпечує найбільше значення теплової ефективності його роботи. При вирішені використовуються методи теплових балансів окремих частин апарату та методи планування експериментів.

Результати роботи. При використанні розвинених поверхонь теплообміну найбільша увага приділяється визначенню коефіцієнта тепловіддачі з боку оребреної поверхні. Так, коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до повітря може бути визначений з рівняння [4]

$$\alpha_n = 0{,}223\left(\frac{d}{h}\right)^{-0{,}54}\left(\frac{z}{h}\right)^{-0{,}14}\frac{\lambda_n}{h}\mathrm{Re}_n^{0{,}65}, \qquad (1)$$

де d – несучий діаметр оребрення, м; z – висота ребра, м; h – крок розташування ребер, м; λ_n – коефіцієнт теплопровідності повітря при середній температурі, Вт/(м·К); Re_n – критерій Рейнольдса по повітрю.

Внаслідок нерівномірності тепловіддачі оребрених поверхонь дійсний коефіцієнт тепловіддачі буде меншим на деяку величину, що описано в [4].

Площа поверхні повітропідігрівача за зовнішнім обміром труби

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_s}, \tag{2}$$

де Q – теплове навантаження підігрівача, Вт; k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м^{2}К) [1]; Δt_s – середньологарифмічний температурний напір, ºС.

Загальна кількість трубок теплообмінника

$$N = \frac{F}{\pi d k_{or} l_1}, \tag{3}$$

де k_{or} – коефіцієнт оребрення труби; l_1 – довжина однієї трубки, м.

Важливою характеристикою теплообмінних апаратів є займаний ними об'єм. Найчастіше виникають обмеження за займаним об'ємом апарату або за різними геометричними його розмірами, що викликане компонуванням компресорних станцій або споживчих об'єктів.

Об'єм теплообмінника можна визначити з рівняння

$$V = D^2 l_1 \left(1 + \frac{N}{n} s_2\right) \cdot \left[s_1 (n + 1{,}5) - 1\right], \tag{4}$$

де n – кількість трубок, розташованих поперечно потоку повітря; s_1 – відносний поперечний крок розташування трубок; s_2 – відносний подовжній крок розташування трубок повітря; D – зовнішній діаметр ребра трубки, м.

У дослідженні приймаємо типорозмір труб для підігрівача та параметрів повітря, аналогічно прийнятому в роботі [1]. Для постановки експерименту з визначення такого конструктивного виконання теплообмінного апарату, яке забезпечує найбільше значення теплової ефективності його роботи, обрано центральний композиційний план другого порядку [1, 5]. Визначенню підлягають наступні фактори: x_1 – кількість рядів труб поперечно потоку; x_2 – довжина однієї трубки, м. За функцію відгуку прийнято загальний об'єм теплообмінника y_2, м^3.

Рівні варіювання факторів наведені в табл.1, а матриця планування – в табл.2.

Таблиця 1 – Рівні варіювання факторів

Рівні та інтервали варіювання факторів	Кількість рядів труб x_1	Довжина трубки x_2, м
Нижній рівень	1	0,1
Нульовий рівень	2	0,3
Верхній рівень	3	0,5

Таблиця 2 – Матриця планування та експериментальні дані

№ дослідження	x_1	x_2	y_2
1	+1	+1	0,01506
2	-1	+1	0,01556
3	+1	-1	0,01199
4	-1	-1	0,01420
5	-1	0	0,01399
6	+1	0	0,01353
7	0	-1	0,01226
8	0	+1	0,01448
9	0	0	0,01301

Зв'язок між іменованими та кодованими величинами можна знайти з рівнянь [1]

$$x_1 = \frac{n-2}{1};\ \ x_2 = \frac{l_1 - 0{,}3}{0{,}2}. \tag{5}$$

З табл.2 видно, що досліди, виконані із залученням точок, забезпечують доказ наявності екстремального значення функції відгуку. Для прийнятого плану модель має вигляд [1, 5]

$$\hat{y} = b_o + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_{12} x_1 x_2 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2. \tag{6}$$

Проводячи дослідження впливу прийнятих параметрів на загальний об'єм апарату у відповідності до рівнянь [1], була отримана математична модель досліджуваного апарата

$$\hat{y}_2 = \left(12{,}973 - 0{,}528 x_1 + 0{,}738 x_2 + 0{,}427 x_1 x_2 + 0{,}805 x_1^2 + 0{,}415 x_2^2\right)10^{-3}. \tag{7}$$

Проводячи розрахунки за рівняннями [1], отримали значення дисперсії адекватності $s_a^2 = 0{,}728$, дисперсії відтворюваності $s_y^2 = 0{,}32$. Тоді розрахункове значення критерію Фішера дорівнює $F = 2{,}274$. Знаючи число ступенів свободи для меншої ($f_E = 9$) та більшої ($f_a = 3$) дисперсій, для 95 % довірчої ймовірності табличне значення критерію Фішера дорівнює $F_{cr} = 3{,}86$ [5]. Порівняння розрахункового та табличного значень критерію Фішера $F < F_{cr}$ показує, що рівняння моделі (7) адекватне істинній залежності з довірчою ймовірністю 95 %.

Проводячи розрахунки за методикою [1] можна отримати значення коефіцієнтів

$$\Delta b_0 = \pm 0{,}267;\ \Delta b_i = \pm 0{,}327;\ \Delta b_{ij} = \pm 0{,}4;\ \Delta b_{ii} = \pm 0{,}566.$$

Тоді довірчі інтервали дорівнюють

$$\beta_0 = +12{,}973 \pm 0{,}267;\ \beta_1 = -0{,}528 \pm 0{,}327;\ \beta_2 = +0{,}738 \pm 0{,}327;$$
$$\beta_{12} = +0{,}427 \pm 0{,}4;\ \beta_{11} = +0{,}805 \pm 0{,}566;\ \beta_{22} = +0{,}415 \pm 0{,}566.$$

Порівняння коефіцієнтів регресії за абсолютними величинами при розрахованих довірчих інтервалах показує, що для даної моделі можна не вважати статистично значущими коефіцієнт b_{22}, який можна виключити з рівняння (7). У зв'язку з цим розглянуте рівняння можна спростити до виду

$$\hat{y}_2 = \left(12{,}973 - 0{,}528 x_1 + 0{,}738 x_2 + 0{,}427 x_1 x_2 + 0{,}805 x_1^2\right)10^{-3}. \tag{8}$$

Аналізуючи отримане рівняння (8) видно, що найбільший вплив на загальний об'єм теплообмінника має фактор x_1 (кількість їх розташування поперечно потоку теплоносія), особливо значення коефіцієнту при x_1^2. Є також нівелюючий ефект, викликаний від'ємним значенням коефіцієнту b при x_1, на відміну від отриманої функціональної залежності в [1]. Вплив довжини однієї трубки поперек потоку повітря має вторинне значення на об'єм теплообмінника, так само як і на загальну довжину його трубок. Досягнути зменшення загального об'єму апарату можна збільшенням кількості труб поперечно потоку та зменшенням довжини однієї трубки. Тим самим, збільшення кількості трубок поперечно потоку призводить до більшого ефекту в зниженні об'єму теплообмінника, ніж відповідне зменшення довжини однієї трубки. Сумісний вплив двох факторів лише додає вагомості зміні окремих значень факторів.

Підставляючи (5) в рівняння (8), можна отримати

$$V = \left(17{,}423 - 4{,}389n - 0{,}58l_1 + 2{,}135nl_1 + 0{,}805n^2\right)10^{-3},\ \text{м}^3. \qquad (9)$$

Підставляючи значення кількості трубок та довжини трубки поперечно потоку в рівняння (9), можна визначити загальний об'єм теплообмінника. Дане рівняння в достатньо простому вигляді дозволяє проаналізувати вплив основних параметрів на знаходження мінімальної величини V при заздалегідь заданому значенні одного з параметрів.

Загальний вид отриманої моделі наведено на рис.1. Як видно з даного рисунку, при зміні кількості рядів розташування трубок та довжини однієї трубки функція має чітко виражений мінімум. Так, для однорядного розташування мінімальному значенню V відповідає довжина однієї трубки 0,225 м, для дворядного – 0,122 м. При розташуванні у три ряди мінімуму шуканої функції в обраному діапазоні зміни параметрів не спостерігається. Аналізуючи рис.1 видно, що мінімального об'єму апарату можна досягнути при збільшенні кількості рядів трубок поперечно потоку та з відповідним зменшенням довжини однієї трубки.

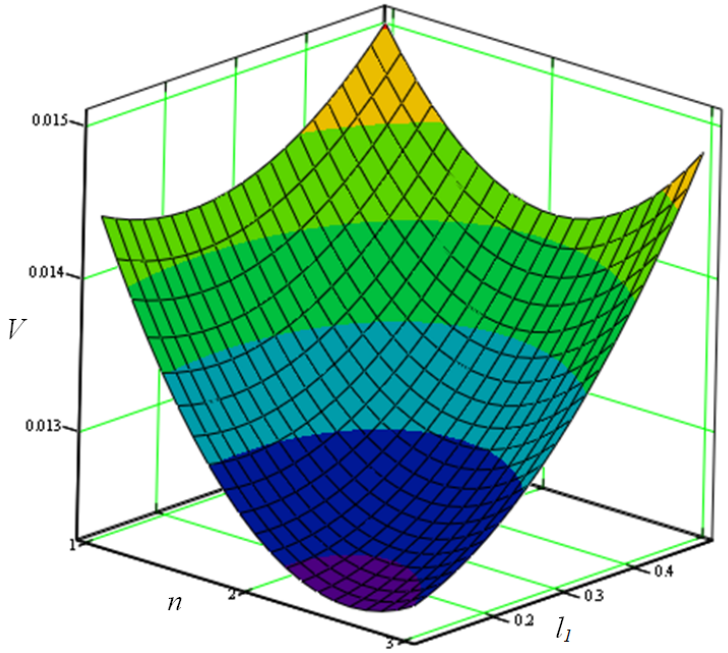

Рисунок 1 – Залежність загального об'єму теплообмінника від кількості трубок та їх довжини поперечно потоку

Одним з основних параметрів при виборі оптимізованого теплообмінного апарату є коефіцієнт компактності, який визначається рівнянням [3]

$$k_{kp} = \frac{k_{or}\pi d l_{\Sigma}}{V}. \qquad (10)$$

Результати розрахунку коефіцієнту компактності для різних значень факторів x_1 та x_2 приведені на рис.2. Проводячи обробку даних за рівняннями [1], можна отримати

$$k_{kp} = 305{,}846 + 37{,}684x_1 + 0{,}482x_2 - 0{,}287x_1x_2 - 19{,}333x_1^2 - 0{,}116x_2^2. \qquad (11)$$

Порівняння розрахункового та табличного значень критерію Фішера $F < F_{cr}$ показує, що рівняння моделі (11) адекватне істинній залежності з довірчою ймовірністю 95%.

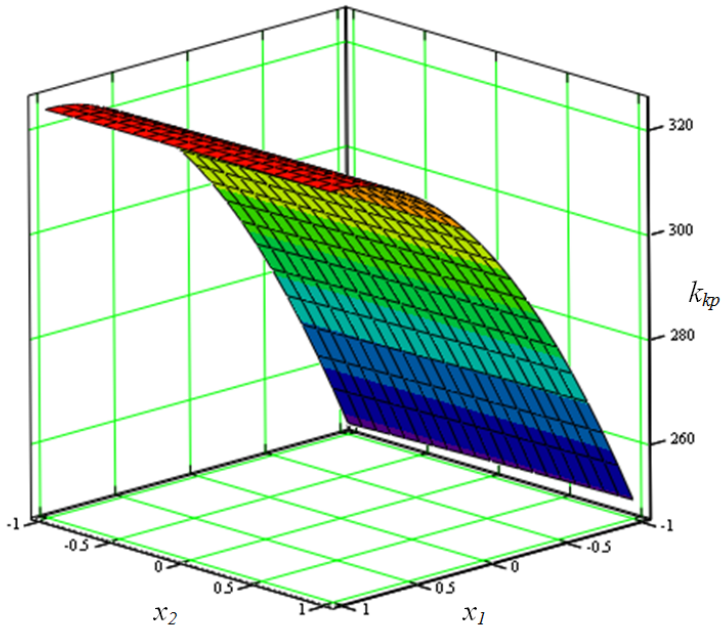

Рисунок 2 – Залежність коефіцієнта компактності теплообмінника від кількості трубок та їх довжини поперечно потоку у відносному вигляді

Як видно з рис.2 та з аналізу рівняння (11), найбільший вплив на коефіцієнт компактності спостерігається за фактором x_1, тобто числом трубок поперечно потоку повітря. Зміна довжини однієї трубки кардинально не впливає на значення коефіцієнта компактності. Таким чином, при збільшенні довжини однієї трубки та кількості трубок поперек потоку можна досягнути зростання значень коефіцієнту компактності. Коефіцієнт компактності досліджуваного підігрівача має явно виражений максимум, що видно на рис.3 при виділенні окремої області функціональної залежності рис.2.

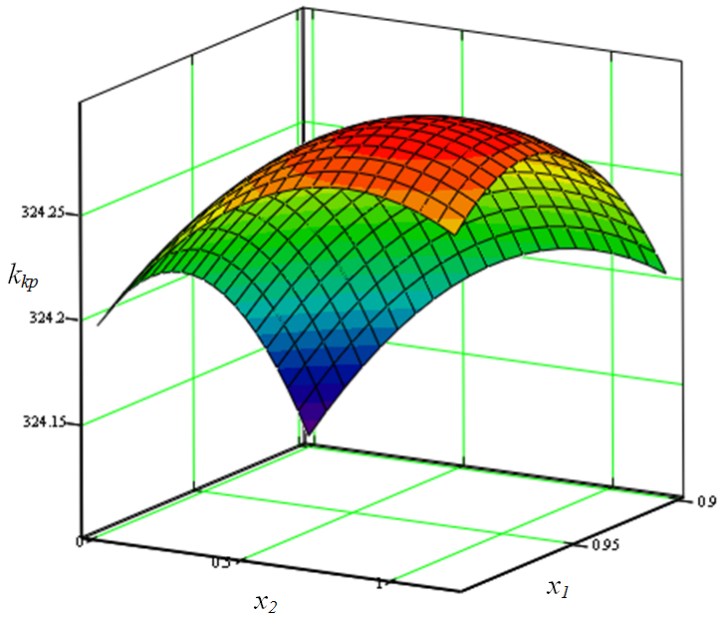

Рисунок 3 – Залежність коефіцієнта компактності теплообмінника від основних факторів

Так як перевірка за критерієм Фішера регресійної залежності (11) показала її адекватність, це дозволяє використовувати її для знаходження оптимальних геометричних параметрів підігрівачів стисненого повітря. В якості функції мети візьмемо коефіцієнт компактності k_{kp}. Для визначення оптимальних значень k_{kp} отримано систему рівнянь

$$\begin{cases} \dfrac{\partial k_{kp}}{\partial x_1} = 37{,}684 - 0{,}287x_2 - 38{,}666x_1 = 0; \\ \dfrac{\partial k_{kp}}{\partial x_2} = 0{,}482 - 0{,}287x_1 - 0{,}232x_2 = 0. \end{cases} \tag{12}$$

У результаті рішення системи рівнянь (12) отримано стаціонарну точку функції

$$\begin{cases} x_1 = 0{,}968; \\ x_2 = 0{,}88. \end{cases} \tag{13}$$

Як видно максимум функції припадає майже на $n = 3$. Тому приймаючи ціле значення кількості труб поперечно потоку рівним три, можна отримати оптимальну довжину однієї трубки за умови забезпечення максимуму коефіцієнта компактності $x_2 = 0{,}841$, або в розмірному вигляді $l_1 = 0{,}468$ м.

Враховуючи не тільки геометричні параметри проектованого підігрівача, а й енергетичні, можна виділити той факт, що при використанні меншої кількості трубок та довжини однієї, значно зростає гідравлічний опір руху повітряного середовища. Також необхідно вказати, що при зменшенні довжини однієї трубки значно зростає загальна кількість трубок для досягнення сумарної довжини, а це впливає не тільки на збільшення витрат на монтаж, а ще й на експлуатаційні характеристики.

Висновки. Наведена методика визначення оптимальної конструкції підігрівачів за коефіцієнтом компактності. Отримані рівняння дозволяють визначити вплив таких факторів, як кількість рядів труб поперечно потоку та довжина однієї трубки на займаний теплообмінником об'єм. За допомогою розробленої методики можливо в достатньо простій постановці проаналізувати значення коефіцієнта компактності при різних поєднаннях наведених факторів та оптимізувати конструкцію підігрівача.

ЛІТЕРАТУРА

1. Клімов Р.О. Оптимізація конструктивного виконання теплообмінних апаратів. *Збірник наукових праць Дніпровського державного технічного університету (технічні науки)*. Кам'янське: ДДТУ, 2020. Вип. 1(36). С. 88-93.
2. Клімов Р.О. Теплоенергетичні системи промислових підприємств: навч. посіб. Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2013. 200 с.
3. Маньковский О.Н. Теплообменная аппаратура химических производств. Л.: Химия, 1976. 368 с.
4. Кунтыш В.Б. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения. СПб.: Энергоатомиздат, 1992. 280 с.
5. Хартман К. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов. М.: Мир, 1977. 552 с.

Надійшла до редколегії 13.10.2020.