

## ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА

УДК 66.045.129.2

DOI 10.31319/2519-2884.36.2020.14

КЛИМОВ Р.О., к.т.н., доцент

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

### ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНОГО ВИКОНАННЯ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

**Вступ.** На більшості промислових підприємств є потреба в стисненому повітрі для привода багатьох типів пневматичного устаткування, такого як пневмомашини, пневмоінструменти, пневмомолоти і т.д. Компресорні станції, які подають стиснене повітря до споживачів, є одними з найбільш енергоємних в різних галузях промисловості. Потужність компресорної станції визначається загальним середнім навантаженням за визначений період споживачами. Компресори будують за двоступеневою схемою стиснення з проміжними та кінцевими охолоджувачами повітря. Тим самим досягають ефективної роботи системи стиснення [1, 2].

Одним із способів зменшення витрати стисненого повітря споживачами є збільшення його температури при подачі до них [2]. В ідеальному випадку споживаний питомий об'єм повітря змінюється прямо пропорційно до зміни його температури. Розглядаючи роботу різних пневмоінструментів, можна виділити той факт, що вони в першу чергу залежать від об'ємної витрати повітря, а не від масової. Таким чином даний спосіб зменшення витрат є достатньо актуальним.

Інтенсифікації теплообміну завжди приділяється велика увага для будь-якої галузі промисловості та техніки. До конструкцій теплообмінного устаткування висувають високі вимоги, які пов'язані зі зменшенням їх маси, займаного об'єму та ін. Перспективним напрямком є використання поверхонь теплообміну з великою площею, тобто розвинених, чого досягають оребренням первинної поверхні. Як відомо оребрення поверхні можна проводити як зі сторони теплоносія, що нагрівається, так і навпаки, або з обох сторін. Оптимальна конструкція розвинення поверхні визначається значеннями коефіцієнтів тепловіддачі від гарячого теплоносія до розділової стінки трубки теплообмінника та від стінки до холодного теплоносія. Як правило, розвинена поверхня необхідна з того боку стінки трубки, де коефіцієнт тепловіддачі найменший. Найбільшого застосування знаходять оребрені поверхні з накатними ребрами, які є достатньо зручними у виготовленні та подальшій експлуатації.

В якості підігрівачів стисненого повітря використовують кожухотрубні теплообмінники з оребренням труб на стороні підігріву повітря [2-4]. В якості теплоносія, що гріє, як правило, використовується гаряча вода або водяна пара. Для визначених розмірів труб з заданими коефіцієнтами оребрення поверхні необхідно враховувати, що на конструктивне виконання теплообмінного апарату впливають кількість трубок першого ряду поперечно потоку повітря та довжина однієї трубки при незмінних інших параметрах.

Залежно від мети створення апарату в якості критерію оптимальності можуть бути прийняті різні величини. При необхідності розміщення теплообмінника в обмеженому просторі в якості критерію може бути обраний його габаритний об'єм або який-небудь з його габаритних розмірів [3]. Основна вимога до критерію оптимальності полягає в тому, що це повинна бути єдина величина, яка, по можливості, найбільш повно відповідає поставленій меті створення апарату. Саме неможливість задовольнити одночасно більш ніж одному критерію оптимальності і вимагає від цієї величини найбільш повної відповідності меті створення апарату.

Найбільш простою характеристикою є величина площі теплопередавальної поверхні  $F$ . При застосуванні її в якості критерію оптимальності найчастіше ставиться зав-

дання знайти варіант з мінімальною величиною площі теплопередавальної поверхні при заданому рівні гідравлічних опорів. Сенс оптимізації полягає в тому, щоб отримати досить інтенсивний процес теплообміну при раціональних витратах потужності [3].

**Постановка задачі.** Метою роботи є визначення оптимальної конструкції повітропідігрівача стисненого повітря з використанням оребрених труб за обраними критеріями оптимальності. При вирішенні використовуються методи зведення теплових балансів окремих частин апарату та методи планування експериментів.

**Результати роботи.** Для розрахунку теплових та геометричних характеристик теплообмінників при використанні оребрених поверхонь труб в стандартних методиках розрахунку необхідно враховувати, що при роботі оребреної поверхні спостерігається нерівномірність тепловіддачі, яка знижує коефіцієнт ефективності ребра. При розрахунках цей фактор враховується введенням поправки  $\psi$ , що відбиває вплив нерівномірності розподілу коефіцієнта тепловіддачі по поверхні ребра на ефективність оребреної труби. Дійсний зв'язок приведенного  $\alpha_{np}$  та конвективного  $\alpha_n$  коефіцієнтів тепловіддачі оребреної труби визначається рівнянням [4]

$$\alpha_{np} = \alpha_n \left( \frac{f_{mp}}{f_{\Sigma}} + \frac{f_p}{f_{\Sigma}} E \psi \varepsilon \right), \quad (1)$$

де  $f_{mp}$ ,  $f_p$ ,  $f_{\Sigma}$  – зовнішня поверхня ділянок труби між ребрами, поверхня ребер, повна зовнішня поверхня на 1 пог. м оребреної труби, м<sup>2</sup>/м;  $E$  – коефіцієнт ефективності ребра;  $\psi$  – коефіцієнт нерівномірності тепловіддачі;  $\varepsilon$  – коефіцієнт, який враховує трапецієподібну форму перетину ребра.

Коефіцієнт теплопередачі при використанні розвинених поверхонь [4]

$$k = \frac{\beta_3}{\frac{1}{\alpha_{np}} + \frac{k_{or} d}{2\lambda} \ln \left( \frac{d}{d_{вн}} \right) + \frac{1}{\alpha_в} \frac{k_{or} d}{d_{вн}}}, \quad (2)$$

де  $\beta_3$  – коефіцієнт, що враховує забруднення поверхні теплообміну;  $k_{or}$  – коефіцієнт оребрення труби;  $d_{вн}$  – внутрішній діаметр трубки, м;  $d$  – несучий діаметр оребрення, м;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності стінки труби, Вт/(м·К).

Досліджуваний теплообмінник призначено для підігріву повітря на 15 К, стиснутого до 8 ат, з масовою витратою 0,16 кг/с. Для дослідження приймаємо стандартну оребрену трубу з зовнішнім діаметром 0,036 м, діаметром основи 0,021 м та  $k_{or} = 9$ . В якості гріючого теплоносія використовується гаряча вода.

З метою раціональної постановки експерименту з вивчення процесу побудування оптимальної конструкції теплообмінного апарату з використанням оребрених труб та визначення стаціонарної області в умовах зміни рядів розташування трубок по перетину руху повітря і їх довжини в одному ряду обрано центральний композиційний план другого порядку  $k = 2$  [5]. Такий план дозволить визначити майже стаціонарну область або область оптимуму. Завідомо знаючи, що функціональний зв'язок загальної довжини труб з довільно вибраними факторами кількості рядів поперечно потоку і довжини однієї трубки носить нелінійний характер, обрано ортогональний план експерименту. Застосування цього методу забезпечує досягнення майже стаціонарної області, коли визначається досить вузький діапазон значень факторів, в якому функція відгуку близька до свого оптимального значення.

Дослідженню підлягають наступні фактори:  $x_1$  – кількість рядів труб поперечно потоку;  $x_2$  – довжина однієї трубки, м. За функцію відгуку прийнята загальна довжина труб у теплообміннику  $y_1$ , м.

Для складання вихідної матриці при плануванні експерименту необхідно вибрати основний рівень значень  $x$  і інтервал варіювання цих факторів і функцій відгуку  $y$ , який повинен відповідати пропонованим оптимальними умовами. Рівні та інтервали варіювання факторів наведено в табл.1, а матриця планування – в табл.2.

Таблиця 1 – Рівні та інтервали варіювання факторів

Рівні та інтервали варіювання факторів	Кількість рядів труб $x_1$	Довжина трубки $x_2$ , м
Нульовий рівень ( $x=0$ )	2	0,3
Інтервал варіювання	1	0,2
Верхній рівень (+1)	3	0,5
Нижній рівень (-1)	1	0,1

Таблиця 2 – Матриця планування та експериментальні дані при проведенні досліджень за ортогональним планом другого порядку

Складова плану	$x_1$	$x_2$	$x_1x_2$	$x_1^2-2/3$	$x_2^2-2/3$	$y_1$
№ 1	+1	+1	+1	0,33	0,33	8,758
№ 2	-1	+1	-1	0,33	0,33	6,956
№ 3	+1	-1	-1	0,33	0,33	6,959
№ 4	-1	-1	+1	0,33	0,33	6,291
№ 5	-1	0	0	0,33	-0,67	6,194
№ 6	+1	0	0	0,33	-0,67	7,765
№ 7	0	-1	0	-0,67	0,33	6,620
№ 8	0	+1	0	-0,67	0,33	7,932
№ 9	0	0	0	-0,67	-0,67	7,155

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

$$x_1 = \frac{n-2}{1}; \quad x_2 = \frac{l_1-0,3}{0,2}. \quad (3)$$

Таким чином, з матриці планування видно, що досліди, виконані із залученням точок, забезпечують доказ наявності екстремального значення функції відгуку.

Для прийнятого плану модель має вигляд [5]

$$\hat{y} = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{12}x_1x_2 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2. \quad (4)$$

Повну ортогональність плану другого порядку можна забезпечити, якщо перетворити змінні та спеціальним чином виділити координати «зіркових» точок. Формули для розрахунку коефіцієнтів регресії [5]:

$$b_i = \frac{\sum_{iu}^N x_{iu} y_u}{N}; \quad b_{ij} = \frac{\sum_{iu}^N x_{iu} x_{ju} y_u}{N}; \quad b_{ii} = \frac{\sum_{iu}^N (x'_{iu})^2 y_u}{\sum (x'_{iu})^2}; \quad (5)$$

$$b_0 = b'_0 - b_{11}\bar{x}_1^2 - b_{22}\bar{x}_2^2; \quad b'_0 = \frac{\sum y_u}{N}; \quad \bar{x}_1^2 = \frac{\sum x_i^2}{N}, \quad (6)$$

де  $N$  – кількість дослідів.

Виконуючи розрахунки за рівняннями (4)-(6), отримуємо математичну модель досліджуваного процесу:

$$\hat{y}_1 = 7,093 + 0,673x_1 + 0,411x_2 + 0,283x_1x_2 - 0,082x_1^2 + 0,215x_2^2. \quad (7)$$

Для перевірки адекватності моделі використовуємо критерій Фішера [21]:

$$F = \frac{s_a^2}{s_y^2} < F_{cr}. \quad (8)$$

де  $s_a^2$  – дисперсія адекватності;  $s_y^2$  – дисперсія відтворюваності.

При ортогональному плануванні другого порядку

$$s_a^2 = \frac{\sum_{u=1}^N n(y_u - \hat{y}_u)^2}{N - \frac{(k+2)(k+1)}{2}}; \quad s_y^2 = \frac{\sum_{u=1}^N \sum_{j=1}^n (y_{uj} - y_u)^2}{N(n-1)}, \quad (9)$$

де  $n$  – кількість повторів кожного досліду.

Проводячи розрахунки за рівняннями (7)-(9), отримали значення дисперсії адекватності  $s_a^2 = 0,224$ , дисперсії відтворюваності  $s_y^2 = 0,125$ . Тоді розрахункове значення критерію Фішера дорівнює  $F = 1,789$ .

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%.

Перевірка значущості коефіцієнтів проводилася за «порогами» значущості для різних ефектів факторів. Дисперсія, яка характеризує похибку середнього за паралельними повторами,

$$s_y^2 = \frac{s_y^2}{n}. \quad (10)$$

При обробці даних, отриманих з використанням ортогонального планування другого порядку, значущість коефіцієнтів регресії можна визначати з рівняння

$$\Delta b_i = \pm 2s_{b_i}, \quad (11)$$

якщо попередньо знайти значення дисперсії похибок коефіцієнтів з рівняння

$$s_{b_i}^2 = \frac{s_y^2}{\sum_{i=1}^N x_{iu}^2}, \quad (12)$$

Тоді значення дисперсії похибок коефіцієнтів дорівнюють

$$s_{b_0}^2 = \frac{s_y^2}{9}; \quad s_{b_i}^2 = \frac{s_y^2}{6}; \quad s_{b_{ij}}^2 = \frac{s_y^2}{4}; \quad s_{b_{ii}}^2 = \frac{s_y^2}{2}. \quad (13)$$

При ортогональному плануванні другого порядку значущість коефіцієнтів визначається:

$$\Delta b_0 = \pm 2s_{b_0}; \quad \Delta b_i = \pm 2s_{b_i}; \quad \Delta b_{ij} = \pm 2s_{b_{ij}}; \quad \Delta b_{ii} = \pm 2s_{b_{ii}}, \quad (14)$$

де  $s_b$  – квадратичні похибки при визначенні коефіцієнтів  $b$  [5].

Проводячи розрахунки за рівняннями (11)-(14), можна отримати:

$$\Delta b_0 = \pm 0,167; \quad \Delta b_i = \pm 0,204; \quad \Delta b_{ij} = \pm 0,25; \quad \Delta b_{ii} = \pm 0,354.$$

Тоді довірчі інтервали дорівнюють:

$$\beta_0 = +7,093 \pm 0,167; \quad \beta_1 = +0,673 \pm 0,204; \quad \beta_2 = +0,411 \pm 0,204;$$

$$\beta_{12} = +0,283 \pm 0,25; \quad \beta_{11} = -0,082 \pm 0,354; \quad \beta_{22} = +0,215 \pm 0,354.$$

Порівняння коефіцієнтів регресії за абсолютними величинами при розрахованих довірчих інтервалах показує, що для даної моделі можна не вважати статистично значущими коефіцієнти  $b_{11}$  та  $b_{22}$ , які можна виключити з рівняння (7). У зв'язку з цим розглянуте рівняння можна спростити до вигляду

$$\hat{y}_1 = 7,093 + 0,673x_1 + 0,411x_2 + 0,283x_1x_2. \quad (15)$$

Аналізуючи отримане рівняння (15), видно, що найбільший вплив на загальну довжину труб теплообмінника має фактор  $x_1$ , тобто кількість їх розташування поперечно потоку теплоносія. Вплив довжини однієї трубки поперек потоку повітря має вторинне значення на загальну довжину трубок. Досягнути зменшення загальної довжини використовуваних трубок можна зменшенням їх кількості поперечно потоку (додатне значення коефіцієнту  $b_1$ ) та зменшуючи довжину однієї трубки (додатне значення коефіцієнту  $b_2$ ). Тим самим, зменшення кількості труб поперечно потоку призводить до більшого ефекту в зниженні загальної довжини трубок теплообмінника, ніж відповідне зменшення довжини однієї трубки. Сумісний вплив двох факторів лише додає вагомості зміні окремих значень факторів.

Підставляючи (3) в рівняння (15), можна отримати

$$l_\Sigma = 5,977 + 0,249n - 0,775l_1 + 1,415nl_1, \text{ м.} \quad (16)$$

Підставляючи значення кількості трубок та довжини трубки поперечно потоку в рівняння (18), можна визначити загальну довжину оребраних трубок, необхідну для теплообмінника. Дане рівняння в достатньо простому вигляді дозволяє проаналізувати вплив основних параметрів на знаходження мінімальної величини  $l_\Sigma$  при заздалегідь заданому значенні одного з параметрів.

Дані про вплив кількості трубок та їх довжини на загальну довжину трубок наведено на рис.1. Як видно з рис.1, при деяких значеннях кількості трубок можливе досягнення мінімуму загальної довжини. Так для однорядного розташування  $l_\Sigma^{\min} = 6,32$  м при  $l_1^{\min} = 0,24$  м, для дворядного –  $l_\Sigma^{\min} = 6,89$  м при  $l_1^{\min} = 0,109$  м. При розташуванні у три ряди мінімуму шуканої функції в обраному діапазоні зміни параметрів не спостерігається.

**Висновки.** Наведено методику визначення оптимальної конструкції теплообмінного агрегату за таким параметром, як загальна довжина оребраних труб. Отримане оптимізаційне рівняння в достатньо простому вигляді дозволяє проаналізувати вплив основних параметрів на знаходження мінімальної величини довжини труб при заздалегідь заданому значенні таких факторів, як кількість рядів труб поперечно потоку та довжина однієї трубки. Основний вплив має кількість рядів труб, розташованих поперечно потоку повітря. Наведена методика може бути використана для оптимізації будь-якого

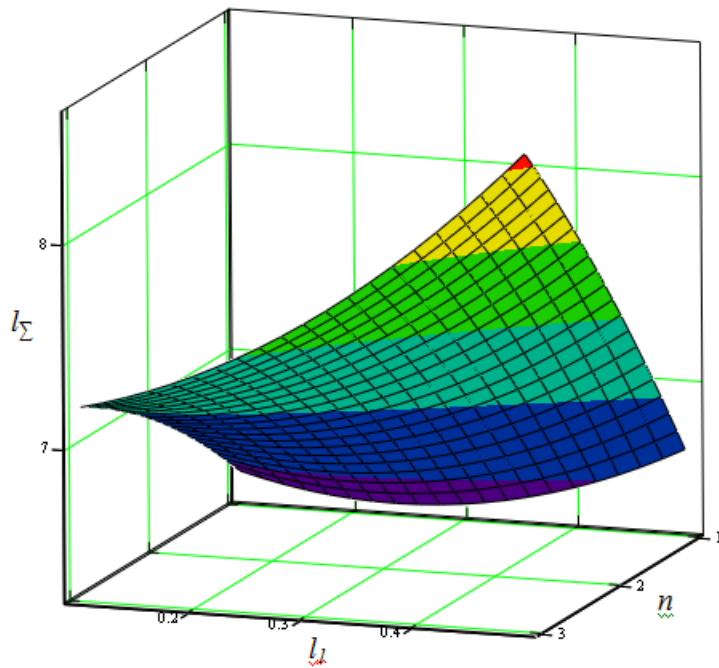


Рисунок 1 – Залежність загальної довжини трубок теплообмінника від кількості трубок та їх довжини поперечно потоку

- дат, 1992. 280с.
5. Хартман К. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов. М.: Мир, 1977. 552с.

типу теплообмінного устаткування з використанням розвинених поверхонь теплообміну.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Клімов Р.О. Теплоенергетичні системи промислових підприємств: навч. посіб. Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2013. 200с.
2. Кузнецов Ю.В. Сжатый воздух. Екатеринбург: УрО РАН, 2007. 512с.
3. Маньковский О.Н. Теплообменная аппаратура химических производств. Л.: Химия, 1976. 368с.
4. Кунтыш В.Б. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения. СПб.: Энергоатомиз-

Надійшла до редколегії 02.03.2020.

УДК 664.2.032.1

DOI 10.31319/2519-2884.36.2020.15

СОКОЛОВСЬКА І.Є., к.т.н., доцент  
ЧУМАК К.В., магістр

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

### ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ ВИРОБНИЦТВА ПОРИСТОГО ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ У ВИХРОВОМУ АПАРАТІ

**Вступ.** Для теплового захисту енергетичних установок в промисловості використовуються різні пористі теплоізоляційні матеріали. Властивості цих матеріалів і область їх застосування залежать від хімічного складу, теплофізичних характеристик компонентів і способу їх виробництва.

До найбільш характерних недоліків технологій виробництва легких пористих теплоізоляційних матеріалів можна віднести тривалість процесу виробництва, погану контрольованість процесу утворення пор, низьку міцність, неможливість домогтися однорідної пористості, токсичність продуктів розкладання органічних газотворювачів, їх високу вартість. Недоліком неорганічних газотворювачів є погана сумісність з органічними полімерами, що ускладнює їх рівномірний розподіл в сумішах.

При температурах вище 800°C практично всі пористі теплоізоляційні матеріали на основі силікатів втрачають пластичність, гнучкість, ударну в'язкість, стають крихкими і змінюють свою первинну форму.