

ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА

DOI: 10.31319/2519-2884.43.2023.16

УДК 66.045.129.2

Клімов Р.О., к.т.н., доцент, доцент кафедри теплоенергетики,
ORCID: 0000-0002-7061-7028, e-mail: klroma@ukr.net

Крюковська О.А., к.т.н., доцент, доцент кафедри теплоенергетики,
ORCID: 0000-0002-3554-7204, e-mail: olga.krukovska@i.ua

Луста Д.О., здобувач другого (магістерського) рівня, e-mail: ptter@i.ua
Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

Klimov Roman, Candidate of technical sciences, Associate professor, Associate professor of the Department of Thermal Power Engineering

Kriukovska Olha, Candidate of technical sciences, Associate professor, Associate professor of the Department of Thermal Power Engineering

Lusta Danil, master's degree student
Dniprovsky State Technical University, Kamianske

ВПЛИВ РОЗВИНЕНИХ ПОВЕРХОНЬ ТЕПЛОБМІНУ НА ГЕОМЕТРИЧНІ РОЗМІРИ ТЕПЛОБМІННИКІВ

Однією з основних характеристик теплообмінних апаратів є об'єм, займаний ними. Найчастіше виникають обмеження по займаному об'єму апарату, або по різним геометричним його розмірам, що викликане компонованням обладнання, або споживчих об'єктів.

Метою роботи є визначення впливу коефіцієнту оребрення, несучого діаметру оребрення трубки та довжини однієї оребреної трубки, як основних факторів на геометричний об'єм теплообмінника. Розроблена методика дозволяє проаналізувати вплив основних параметрів на знаходження мінімальної величини геометричного об'єму теплообмінника при заздалегідь заданому значенні одного з параметрів.

Ключові слова: теплообмінник; поверхня; труба; оребрення; об'єм; фактор.

One of the main characteristics of heat exchangers is the volume occupied by them. Most often, there are restrictions on the occupied volume of the device, or on its different geometric dimensions, which is caused by the layout of the equipment or consumer objects.

The purpose of the work is to determine the influence of the finning coefficient, the bearing diameter of the tube finning and the length of one finned tube as the main factors on the geometric volume of the heat exchanger. The developed technique allows analyzing the influence of the main parameters on finding the minimum value of the geometric volume of the heat exchanger at a predetermined value of one of the parameters.

Keywords: heat exchanger; surface; pipe; rib; volume; factor.

Постановка проблеми

Теплообмінне устаткування знаходить широке використання у багатьох галузях виробництва, житлово-комунальному секторі, аграрній промисловості та ін. [1—3]. В багатьох випадках до теплообмінника пред'являють вимоги, що стосуються параметрів середовищ в ньому, матеріалів з яких він виготовлений, його розмірів.

Геометричні параметри підігрівачів або охолоджувачів є одними з найважливіших при проектуванні, тому що не завжди можна теплообмінник розташувати у відведеному приміщенні в схемі циклу виробництва. До таких параметрів можна віднести довжину трубок теплообмінника та його зовнішній об'єм. При оптимізації параметрів підігрівачів завжди необхідно досягати мінімальних витрат матеріалів на виготовлення, на що впливає довжина трубчастої системи, загальний займаний об'єм, при найбільшому рівні теплопередачі. Тому завдання оптимізації конструкції теплообмінників є актуальним.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Найбільшого використання для підігріву або охолодження середовища знаходять кожухотрубні теплообмінники. Такий тип теплообмінників дозволяє використовувати розвинені поверхні теплообміну, а саме оребрені трубки. Такі трубки використовуються для збільшення площі теплообміну між теплоносієм і повітрям, що значно зменшує об'єм, який займає теплообмінник [2—4]. На конструкцію підігрівачів впливає багато факторів, причому важливість кожного з них може сильно відрізнятись. Наприклад, якщо основним параметром оптимізації є загальна довжина трубок теплообмінника, то кількість трубок, що знаходяться поперек потоку теплоносія який рухається в міжтрубному просторі, має більший вплив, ніж довжина однієї використовуваної трубки [2].

Інтенсифікація теплообміну завжди має велике значення для всіх галузей промисловості і технологій. До конструкції теплообмінного обладнання ставляться високі вимоги, пов'язані зі зменшенням ваги, об'єму тощо. Оптимальна конструкція розвиненої поверхні визначається значеннями коефіцієнтів тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки трубки і від стінки до холодного теплоносія [1, 2].

Однією з основних характеристик теплообмінних апаратів є об'єм займаний ними. Найчастіше виникають обмеження по займаному об'єму апарату, або по різним геометричним його розмірам, що викликане компонованням обладнання, або споживчих об'єктів. Одним з основних критеріїв оптимізації теплообмінника є відношення тепловіддачі до потужності, що витрачається на подолання опору теплоносія [3]. Недоліком цього критерію є те, що опір рідини мінімізується шляхом збільшення перерізу каналу теплоносія, що призводить до збільшення об'єму теплообмінника, який в свою чергу не може значно збільшуватися.

Формулювання мети дослідження

Метою роботи є визначення впливу коефіцієнту оребрення, несучого діаметру оребрення трубки та довжини однієї оребреної трубки, як основних факторів на геометричний об'єм теплообмінника.

Виклад основного матеріалу

У дослідженні приймаємо вихідні дані для проектування теплообмінника, як і в роботі [2], та трирядне шахове компоновання трубчастої системи.

Об'єм теплообмінника можна визначити з рівняння [3]

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

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; N — загальна кількість трубок теплообмінника.

Для раціональної постановки експерименту по визначенню впливу факторів на таку характеристику теплообмінника як його об'єм обрано центральний композиційний план другого порядку $k = 3$ [4]. Дослідженню підлягають наступні фактори: x_1 — довжина однієї трубки, м; x_2 — несучий діаметр оребрення, м; x_3 — коефіцієнт оребрення. За функцію відгуку прийнято загальний об'єм теплообмінника y_1 , м³.

Рівні та інтервали варіювання факторів приведені в [4], а матриця планування та експериментальні дані при проведенні досліджень — в табл. 1.

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

$$x_1 = \frac{l_1 - 0,4}{0,2}; \quad x_2 = \frac{d_n - 0,016}{0,004}; \quad x_3 = \frac{k_{or} - 9}{4}, \quad (2)$$

де l_1 — довжина однієї трубки, м; d_n — несучий діаметр оребрення, м; k_{or} — коефіцієнт оребрення труби.

Для прийнятого плану модель має вигляд [4, 5]

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + b_{33} x_3^2. \quad (3)$$

Таблиця 1. Матриця планування та експериментальні дані при проведенні досліджень

Складова плану	x_1	x_2	x_3	y_1
№ 1	+1	+1	+1	0,015888
№ 2	-1	+1	+1	0,01054
№ 3	+1	-1	+1	0,008592
№ 4	-1	-1	+1	0,004991
№ 5	+1	+1	-1	0,009693
№ 6	-1	1	-1	0,005795
№ 7	1	-1	-1	0,004674
№ 8	-1	-1	-1	0,002485
№ 9	-1,215	0	0	0,005178
№ 10	+1,215	0	0	0,009477
№ 11	0	-1,215	0	0,004814
№ 12	0	+1,215	0	0,010398
№ 13	0	0	-1,215	0,004897
№ 14	0	0	1,215	0,010638
№ 15	0	0	0	0,007355

Рівняння для розрахунку коефіцієнтів регресії приведені в [4]. Проводячи дослідження впливу прийнятих параметрів на загальний об'єм апарату була отримана математична модель досліджуваного процесу

$$y_1 = (7,32 + 1,85x_1 + 2,553x_2 + 2,222x_3 + 0,432x_1x_2)10^{-3} + (0,358x_1x_3 + 0,564x_2x_3 + 8,971 \cdot 10^{-3}x_1^2 + 0,198x_2^2 + 0,307x_3^2)10^{-3}. \quad (4)$$

Дисперсія адекватності $s_a^2 = 0,148$ та дисперсія відтворюваності $s_y^2 = 0,065$ розраховані за методикою [4]. Розрахункове значення критерію Фішера дорівнює $F = 2,283$. Знаючи число ступенів свободи для меншої ($f_E = 15$) та більшої ($f_a = 5$) дисперсій, для 95 % довірчої ймовірності табличне значення критерію Фішера дорівнює $F_{cr} = 2,9$ [5]. Порівняння розрахункового та табличного значень критерію Фішера $F < F_{cr}$ показує, що рівняння моделі (4) адекватне істинній залежності з довірчою ймовірністю 95 %.

Проведено перевірку значущості коефіцієнтів рівняння (4). Значущість коефіцієнтів регресії можна визначати з рівняння

$$\Delta b_i = \pm 2s_{b_i}, \quad (5)$$

якщо попередньо знайти значення дисперсії похибок коефіцієнтів з рівняння

$$s_{b_i}^2 = \frac{s_y^2}{\sum_{i=1}^N x_{iu}^2}, \quad (6)$$

де в знаменнику вказана сума квадратів в стовпцях матриці планування, що змінюється при зміні виду коефіцієнтів. Так значення суми $\sum_{i=1}^N x_{iu}^2$ при числі факторів $k = 3$ для розрахунку коефіцієнтів b_0 дорівнює 15; b_i — 10,94; b_{ij} — 8; b_{ii} — 4,34.

Тоді значення дисперсії похибок коефіцієнтів дорівнюють

$$s_{b_0}^2 = \frac{s_y^2}{15}; s_{b_i}^2 = \frac{s_y^2}{10,94}; s_{b_{ij}}^2 = \frac{s_y^2}{8}; s_{b_{ii}}^2 = \frac{s_y^2}{4,34}. \quad (7)$$

При ортогональному плануванні другого порядку значущість коефіцієнтів визначається

$$\Delta b_0 = \pm 2s_{b_0}; \Delta b_i = \pm 2s_{b_i}; \Delta b_{ij} = \pm 2s_{b_{ij}}; \Delta b_{ii} = \pm 2s_{b_{ii}}, \quad (8)$$

де s_b — квадратичні похибки при визначенні коефіцієнтів b [5]

$$s_{b_0} = \sqrt{s_{b_0}^2}; s_{b_i} = \sqrt{s_{b_i}^2}; s_{b_{ij}} = \sqrt{s_{b_{ij}}^2}; s_{b_{ii}} = \sqrt{s_{b_{ii}}^2}. \quad (9)$$

Проводячи розрахунки по рівнянням (5) — (9) можна отримати

$$\Delta b_0 = \pm 0,093; \Delta b_i = \pm 0,109; \Delta b_{ij} = \pm 0,127; \Delta b_{ii} = \pm 0,173.$$

Тоді довірчі інтервали дорівнюють

$$\beta_0 = +7,32 \pm 0,093; \beta_1 = +1,85 \pm 0,109; \beta_2 = +2,553 \pm 0,109; \beta_3 = +2,222 \pm 0,109;$$

$$\beta_{12} = +0,432 \pm 0,127; \beta_{13} = +0,358 \pm 0,127; \beta_{23} = +0,564 \pm 0,127;$$

$$\beta_{11} = +0,008971 \pm 0,173; \beta_{22} = +0,198 \pm 0,173; \beta_{33} = +0,307 \pm 0,173.$$

Порівняння коефіцієнтів регресії за абсолютними величинами при розрахованих довірчих інтервалах показує, що для даної моделі можна не вважати статистично значущими коефіцієнт b_{11} , який можна виключити з рівняння (4). У зв'язку з цим розглянуте рівняння можна спростити до виду

$$y_1 = 7,32 + 1,85x_1 + 2,553x_2 + 2,222x_3 + 0,432x_1x_2 + 0,358x_1x_3 + 0,564x_2x_3 + 0,198x_2^2 + 0,307x_3^2, \quad 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (10)$$

Дані про вплив основних факторів на об'єм апарату наведені на рис. 1, 2.

Аналізуючи рівняння (10) видно, що найбільший вплив на загальний об'єм теплообмінника має фактор x_2 (несучий діаметр труби). Вплив коефіцієнту оребрення має вторинне значення на об'єм теплообмінника, так само, як і на загальну довжину його трубок. В той же час такий фактор, як довжина однієї трубки має найменший вплив на шукану функцію. Слід відзначити відсутність від'ємних значень коефіцієнтів при факторах для функції об'єму апарату. Досягнути зменшення загального об'єму апарату можна зменшенням довжини однієї трубки, коефіцієнту оребрення та несучого діаметру трубки. Це також видно з рис. 1, 2: різниця між двома приведеними функціями найбільша для зміни x_2 (рис. 2а), а найменша для x_1 (рис. 1). Тим самим, зменшення довжини однієї трубки призводить до більшого ефекту в зниженні об'єму теплообмінника ніж відповідне зменшення коефіцієнту оребрення та несучого діаметру трубки. Сумісний вплив розглядаємих факторів лише додає вагомості зміні окремих значень факторів.

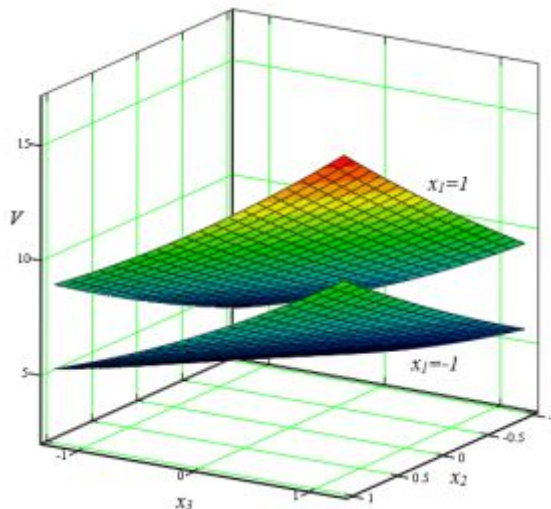


Рис. 1. Залежність загального об'єму теплообмінника від факторів x_2 та x_3 при $x_1 = -1$ та $x_1 = +1$

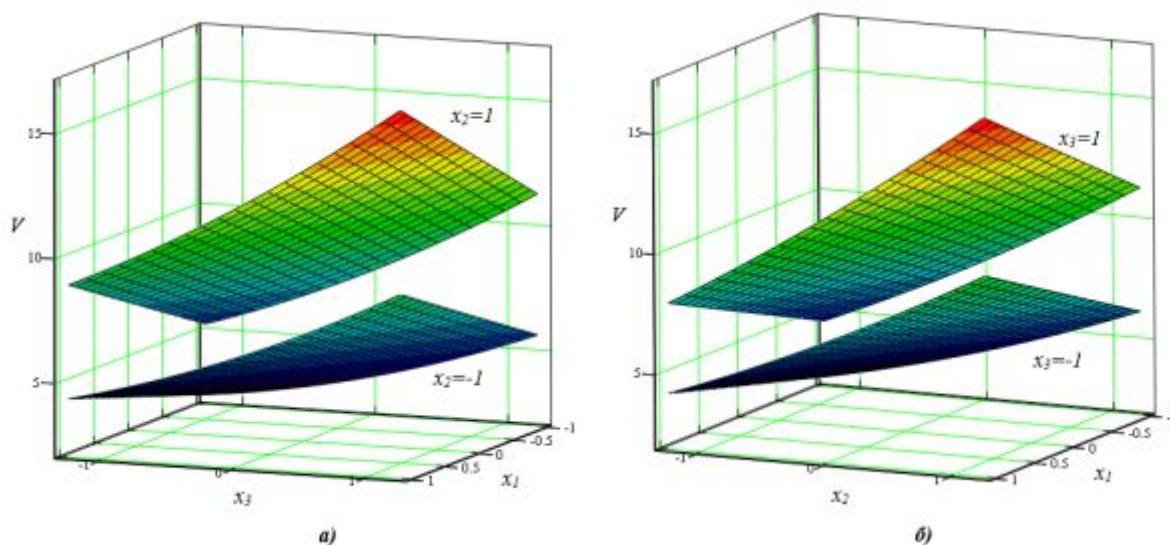


Рис. 2. Залежність загального об'єму теплообмінника від факторів x_1 та x_3 при $x_2 = -1$ та $x_2 = +1$ (а) та від факторів x_1 та x_2 при $x_3 = -1$ та $x_3 = +1$ (б)

Підставляючи (2) в рівняння (10) можна отримати

$$V = 3,274 - 3,418l_1 - 291d_H - 0,533k_{or} + 12375d_H^2 + 0,0192k_{or}^2 + 540l_1d_H + 0,448l_1k_{or} + 35,25d_Hk_{or}, 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (11)$$

Підставляючи значення довжини однієї трубки, несучого діаметру оребрення та коефіцієнту оребрення в рівняння (11) 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.

Висновки

В роботі визначено вплив коефіцієнту оребрення труби, несучого діаметру оребрення та довжини однієї трубки на загальний геометричний об'єм теплообмінника. Найбільший вплив на загальний об'єм теплообмінника має несучий діаметр труби. Вплив коефіцієнту оребрення має вторинне значення на об'єм теплообмінника, а такий фактор, як довжина однієї трубки має найменший вплив на шукану функцію. Досягнути зменшення загального об'єму апарату можна зменшенням довжини однієї трубки поперек потоку теплоносія, коефіцієнту оребрення та несучого діаметру трубки. За допомогою розробленої методики можна розробити конструкцію теплообмінника з необхідним геометричним об'ємом.

Список використаної літератури

1. Клімов Р.О. Теплоенергетичні системи промислових підприємств. Навчальний посібник. Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2013. 200 с.
2. Клімов Р.О. Оптимізація конструктивного виконання теплообмінних апаратів. *Збірник наукових праць Дніпровського державного технічного університету (технічні науки)*. 2020. 1(36). С.88–93.
3. Клімов Р.О., Луста Є.О. Багатофакторні моделі проектування теплообмінників. *Збірник наукових праць Дніпровського державного технічного університету (технічні науки)*. 2020. 2(37). С.49–54.

4. Клімов Р.О., Анісімов Д.О. Розвинені поверхні як фактор оптимізації конструкції теплообмінників. *Збірник наукових праць Дніпровського державного технічного університету (технічні науки)*. 2023. 1(42). С.140-146.
5. Нечаєв В.П., Берідзе Т.М., Кононенко В.В. Теорія планування експерименту. Навчальний посібник. К.: Кондор, 2005. 232 с.

THE INFLUENCE OF DEVELOPED HEAT EXCHANGE SURFACES ON THE GEOMETRIC DIMENSIONS OF HEAT EXCHANGERS

Abstract

The design of heaters is affected by many factors, and the importance of each of them can vary greatly. Intensification of heat exchange is always of great importance for all industries and technologies. The design of heat exchange equipment is subject to high requirements related to the reduction of weight, volume, etc. The optimal design of the developed surface is determined by the values of the heat transfer coefficients from the hot coolant to the tube wall and from the wall to the cold coolant.

One of the main characteristics of heat exchangers is the volume occupied by them. Most often, there are restrictions on the occupied volume of the device, or on its different geometric dimensions, which is caused by the layout of the equipment or consumer objects. One of the main criteria for heat exchanger optimization is the ratio of heat transfer to the power used to overcome the resistance of the heat carrier. The disadvantage of this criterion is that the fluid resistance is minimized by increasing the cross-section of the coolant channel, which leads to an increase in the volume of the heat exchanger, which in turn cannot be significantly increased.

The purpose of the work is to determine the influence of the finning ratio, the bearing diameter of the finning of the tube and the length of one finned tube as the main factors on the geometric volume of the heat exchanger.

The paper determines the influence of the pipe finning coefficient, the bearing diameter of the fins and the length of one tube on the total geometric volume of the heat exchanger. The bearing diameter of the pipe has the greatest influence on the total volume of the heat exchanger. The effect of the fin ratio is secondary to the volume of the heat exchanger, and such a factor as the length of one tube has the least effect on the desired function. It is possible to achieve a reduction in the total volume of the device by reducing the length of one tube across the flow of the coolant, the fin ratio and the supporting diameter of the tube. Using the developed methodology, it is possible to design a heat exchanger with the required geometric volume.

References

- [1] Klimov, R.O. (2013). *Teploenergetichni sistemi promislovikh pidpriemstv* [Heat and power systems and industrial enterprises]. Dniprodzerzhinsk: DDTU [in Ukraine].
- [2] Klimov, R.O. (2020). Optimizatsiya konstruktivnogo vpolneniya teploobmennykh apparatov [Optimization of the design of heat exchangers]. *Collection of scholarly papers of Dniprovsk State Technical University (Technical Sciences)*, 1(36), 88–93 [in Ukraine].
- [3] Klimov, R.O., & Lusta, E.O. (2020). Mnogofaktornyye modeli proyektirovaniya teploobmennikov [Multi-factor heat exchanger design models]. *Collection of scholarly papers of Dniprovsk State Technical University (Technical Sciences)*, 2(37), 49–54 [in Ukraine].
- [4] Klimov, R.O., & Anisimov, D.O. (2023). Rozvyneni poverkhni yak faktor optymizatsiyi konstruktivnykh teploobminnykh apparatov [Developed surfaces as a factor for optimizing the design of heat exchangers]. *Collection of scholarly papers of Dniprovsk State Technical University (Technical Sciences)*, 1(42), 140–146 [in Ukraine].
- [5] Nechaev, V.P., Beridze, T.M., & Kononenko, V.V. (2005) *Teoriya planuvannya eksperymentu* [Theory of experiment planning]. K.: Condor [in Ukraine].

Надійшла до редколегії 24.10.2023