

Експериментальне дослідження тепловіддачі опалювальних приладів з екструдованих алюмінієвих секцій

Павло Гламаздин¹, Павло Пасічник²

Київський національний університет будівництва і архітектури
31, просп. Повітрофлотський, Київ, Україна, 03037

¹sib.kiev@gmail.com, orcid.org/ 0000-0003-2611-2687

²pasichnik89@bigmir.net, orcid.org/ORCID: 0000-0001-8499-6949

DOI: 10.32347/2310-0516.2019.13.49-57

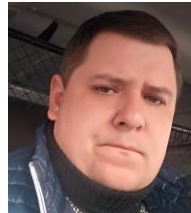
Анотація. Ефективність алюмінієвих опалювальних приладів, що представлені на світовому теплотехнічному ринку, тримається на сталому рівні вже протягом декількох десятиків років. Це зумовлено тим, що форма секції такого приладу не має можливості на суттєві зміни – це обумовлено способом виготовлення алюмінієвих опалювальних приладів, а саме литвом. Технологія вичерпала змогу подальшого поліпшення теплотехнічних характеристик приладів, але сам матеріал – алюмінієві сплави – дає широкий простір для пошуку нових форм оребрення та оптимізації його розмірів. Спроби використати інші технології виготовлення секцій опалювальних приладів, а саме пресування через фільтри тепловіддаючих поверхонь показали широкі можливості цього способу для підвищення ефективності оребрення алюмінієвих приладів

Нові технологічні підходи до створення нових конструкцій алюмінієвих приладів потребують їх попереднього моделювання і дослідження. Однак даних по тепловіддачі потрібних конструкцій в літературі фактично немає. Тому в статті представлено абсолютно нову конструкцію секції і аналітичне і експериментальне дослідження тепловіддачі приладу, а саме дослідження вільної конвекції в каналах, утворених запропонованим оребренням приладу.

Дослідження показали, що розподілення температури на ребрах приладу по висоті мають



Гламаздин Павло
доцент кафедри теплотехніки



Пасічник Павло
доцент кафедри теплотехніки
к.т.н.

схожий характер. Температура ребер досягає свого максимуму на відмітці від 250 мм до 350 мм потім відбувається її зменшення. Можна зробити висновок, що в цьому діапазоні товщина граничного шару стає максимальною після чого відбувається його зрив. Щоб цього уникнути необхідно вкорочувати секції або пристосовувати в даному діапазоні якийсь турбулізатор. Подальші дослідження мають бути направлені на дослідження швидкостей у каналі для точного визначення критеріальних рівнянь конвективного теплообміну для каналів сформованих у запропонованій секції опалювального приладу.

Ключові слова. опалювальні прилади; теплопередача; конвективний теплообмін; вільна конвекція.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Останнім часом спостерігається стійка тенденція до зниження температурних графіків систем опалення, що обумовлюється впливом об'єктивних факторів, а саме, підвищенням теплоізоляційних якостей огорожень будівель та споруд, а також постійним збільшенням обсягу використання нетрадиційних та відновлюваних джерел енергії - теплових насосів та геліосистем

Така тенденція викликає необхідність для збереження потрібної кількості теплоти, використовуваної для компенсації теплових втрат будівлю, згідно закону Ньютона [1], який описується формулою (1), або збільшувати площу опалювального приладу, або інтенсифікувати тепловіддачу від нього:

$$Q = \alpha \cdot F_{\text{пов}} \cdot \Delta T \quad (1)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м²К;

$F_{\text{пов}}$ – площа тепловіддаючої поверхні, м²;

ΔT – різниця температур поверхні та оточуючого середовища;

Перший спосіб небажаний як з екологічної точки зору (зростає металоємність приладу, а значить і його вартість), теж і з точки зору дизайну інтер'єру приміщень. Тому пошуки йдуть у другому напрямку – інтенсифікації тепловіддачі [2].

АНАЛІЗ ПОПЕРЕДНІХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Фактично в дійсний час на ринку опалювальних приладів переважають або сталеві штамповані опалювальні прилади, або секційні алюмінієві. За останні десятиріччя конструкції їх майже не змінюються. Єдина зміна в конструкції штампованих сталевих радіаторів – це поява приладів з ускладненим рухом теплоносія – спочатку теплоносій проходить вздовж поверхні приладу, що повернута до внутрішнього простору приміщення, а потім охолонувши, він проходить вздовж поверхні, поверненої до огороження [3].

Алюмінієві секційні прилади багатьох виробників мають майже однакову конс-

трукцію. Це пояснюється тим фактом, що за теплотехнічними показниками оребрені секції, виготовлені методом литва, досягли верхньої межі ефективності і особливості технології литва не дозволяють проводити подальшу інтенсифікацію теплопередачі [4]. В роботі [4] показано, що ефективність з'являючого ребра опалювального приладу падає зі зростанням його довжини і є оптимальна довжина, після якої подальше подовження ребра не має сенсу. Тому опалювальні алюмінієві секційні прилади майже всіх виробників мають дуже близькі за геометричними розмірами ребер конструкції приладів і останні також характеризуються дуже близькими теплотехнічними показниками. Тільки зміна технології виготовлення секцій на екструзію відкриває можливості підвищення теплопередачі.

Розроблення нових конструкцій алюмінієвих секційних опалювальних приладів виготовлених за технологією екструзії відкриває можливості підвищення енергоефективності систем опалення. Однак для їх просування на ринок необхідно провести роботи з їх оптимізації конструкції, для чого треба мати дані з тепловіддачі нових конструкцій, які відсутні в довідковій і науково-технічній літературі [5-16].

Задачею дослідження є експериментальне визначення коефіцієнту тепловіддачі запропонованих конструкцій з метою отримання даних з тепловіддачі для подальшої розрахункової оптимізації секційних алюмінієвих опалювальних приладів.

Форма секцій, що виготовлені методом екструзії, представлено на рис.1(а). Конструкція таких секцій відрізняється від секцій, виготовлених методом литва (рис1.б) тим, що складене ребро останніх має одну пряму пластину, до якої перпендикулярно прикріплені одна кінцева пластина великої площі, яка звернута в опалювальне приміщення та декілька менших, розташованих між крайніми пластинами, та з'єднаних каналом з теплоносієм, а в екструдованій конструкції крайня пластина з'єднана з каналом з теплоносієм трьома ребрами – одним коротким посередині і двома довгими складної форми по кінцям. До того, між

крайніми ребрами розташовані ще два проміжних ребра, з'єднаних з каналом в якому тече теплоносії. Фактично теплообмін між опалювальним приладом та опалюваним приміщенням має складний характер і містить дві складові – променеву та конвективну. Сумарний теплообмін можна описати рівнянням (2) [5]. Випромінюють теплоту в приміщення тільки зовнішні складні ребра.

$$Q_o = Q_n + Q_k \quad (2)$$

де Q_o – теплова потужність загальна, Вт;

Q_n – теплова потужність променева, Вт;

Q_k – теплова потужність конвективна, Вт;

Ці ребра також нагрівають повітря конвективною теплопередачею. Внутрішні ребра не випромінюють в приміщення, вони нагрівають повітря виключно конвективною теплопередачею.

Гігієністи доводять, що для людини краще отримувати теплоту у променевому вигляді [6] і в цьому плані екструдована секція, представлена на рис. 1а має переваги над конструкцією, виготовленою методом литва (рис. 1б), бо зовнішнє ребро може бути довшим на 30-40%.

Кількісна оцінка променевої складової описується класичним рівнянням Стефана-Больцмана (3) [7]

$$Q_n = \xi(T_1^4/100 - T_2^4/100) \quad (3)$$

де: Q_n – теплова потужність, що випромінюється з поверхні, Вт;

ξ – ступінь чорноти системи;

T_1 – температура випромінюючої поверхні, К;

T_2 – температура навколишнього середовища, К.

Конвективну тепловіддачу крайніх пластин з повітрям в приміщенні можна описати, як вільну конвекцію вздовж вертикальної пластини за рівнянням (4) [8] для обох порівнюваних конструкцій секцій.

$$Nu = A \cdot Gr^m Pr^n \quad (4)$$

де Nu – критеріальне число Нусельта;

Gr – критеріальне число Грассгофа;

Pr – критеріальне число Прандтля;

A – коефіцієнт пропорційності приймається згідно [8]

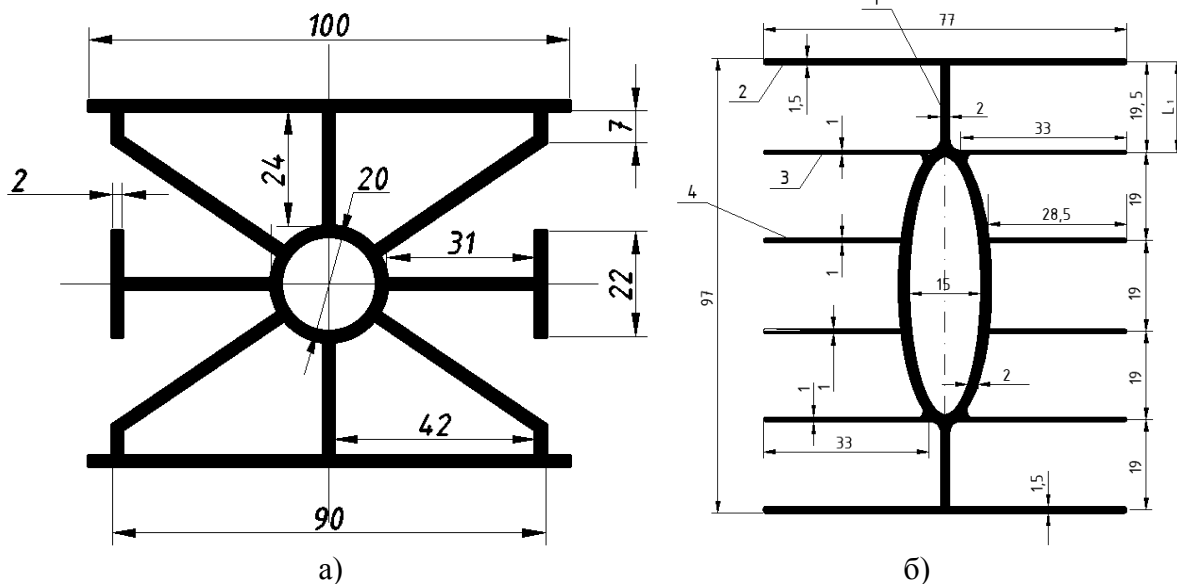


Рис.1. Конструкція секцій, виготовлених методом екструзії (а) та методом литва (б).

Fig.1. The design of the sections made by extrusion method (a) and casting method (б).

Однак процес теплообміну повітря з проміжними ребрами буде відрізнятися. Якщо для секцій, виготовлених методом литва, тепловіддача від внутрішніх ребер в першому наближенні може бути описана рівнянням (4), то для внутрішніх поверхонь екструдованих секцій такий опис буде некоректним. Це пояснюється тим, що внутрішні ребра не паралельні і тому відстані між ними не однакові по довжині. Проміжні ребра знаходяться не так далеко одне від одного і застосування для опису теплообміну в такій системі рівняння (4) в традиційному вигляді може вносити похибку, бо граничні шари нагрітого повітря між ребрами можуть впливати один на один. У відомій довідниковій літературі теплообмін в таких відкритих зверху і знизу (прохідних) системах з невеликою відстанню між гріючими пластинами не описаний у вигляді, що дав би змогу провести розрахунковий кількісний аналіз в розглядуваному випадку. В [9,10,11] приведена формула для двох паралельних пластин з однаковою температурою, але пластини мають вигляд квадратів, тобто довжина і висота їх однакові. Для опалювальних приладів висота ребра на порядок більше за довжину. Крім того, вони утворюють незамкнений простір в протилежність від розглядуваного випадку, коли простір між пластинами відкритий тільки зверху та знизу. Там же розглянуто інша конструкція, що задовольняє нас по співвідношенню геометричних розмірів, але пластини мають різну температуру і простір між ними не замкнений з усіх сторін. В [15] розглянута задача, аналогічна задачі з вертикальними пластинами, що мають різну температуру і з відкритим з усіх сторін розмірами між ними.

ОСНОВНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ

Розглядаючи наведені в джерелах інформації [9,10] графічні зображення руху рідини між пластинами можна зробити висновок, що граничний шар, який формується по висоті вздовж пластини з більшою температурою розвивається швидше за гра-

ничний шар вздовж менш нагрітої пластини і пригнічує останній. У випадку, що розглядається, така картина руху повітря виглядає сумнівною через приблизно однако-ву температуру пластин (ребер опалювальних приладів).

Крім того є такі області, де відстані між ребрами такі малі, що до них вже важко застосувати рівняння (2), через що доводиться виконувати експериментальні дослідження, результати яких представлені в цій статті.

Для проведення досліджень були виготовлені спеціальні експериментальні секції опалювальних приладів, в яких нагрівання здійснюється за допомогою електронагріву. Електронагрів організовується за рахунок того, що в канал для теплоносія вмонтовується спеціально виготовлений трубчастий електронагрівач (ТЕН). Це дає змогу моделювати теплогідрравлічні характеристики теплообміну в каналах поміж ребрами і на зовнішніх ребрах при різних режимах роботи дослідної секції опалювального приладу. До трубчастих електронагрівачів підключається електротрансформатор РНО-250-0,5Д. Дослідні секції мають висоту 500мм.

Потужність, яку ТЕН виділяв в експериментах, вимірювалась за допомогою амперметра та вольтметра включених до вимірювальної схеми відповідно рис.2(б). Амперметр використовувався типу Э – 59 (0/2,5/5А) (2), класом точності 0,5 з дзеркальною шкалою. Вольтметр використовувався типу АСТВ (0/150/300В) (4) також з дзеркальною шкалою і класом точності 0,5, що відповідає рекомендаціям [21,22].

Потужність теплоти, що виділяється в секції визначається в секції визначається за законом Джоуля-Ленца [23]:

$$Q=UI \quad (5)$$

де: I – виміряне значення сили електричного струму, А;

U – виміряне значення падіння напруги, В.

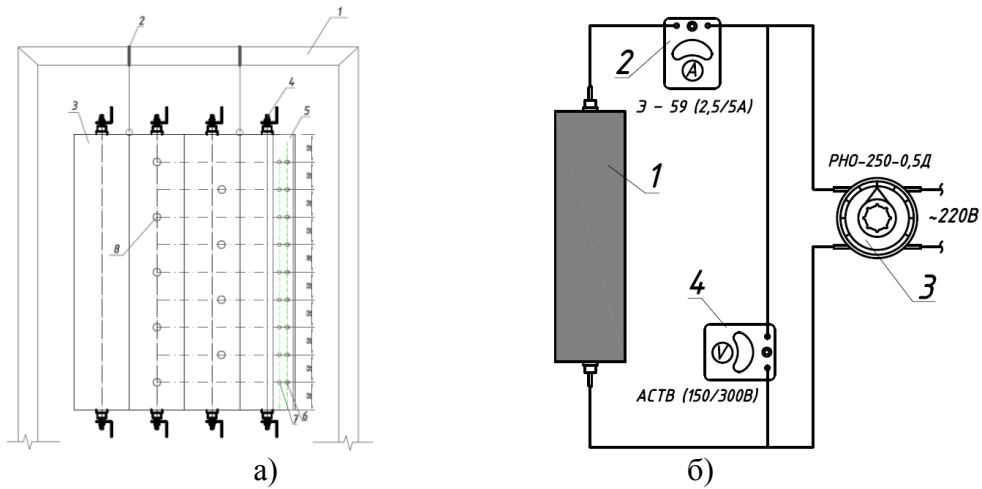


Рис.2. Схема дослідного стенду: а – загальний вигляд досліджуваних секцій (1. Рамка; 2. Кріплення; 3. Звичайна секція дослідного приладу; 4. ТЕН; 5. Обрізана секція радіатора, пристосована до вимірів; 6. Отвір для виміру температури на внутрішньому ребрі; 7. Отвір для виміру температури на внутрішній стороні зовнішнього ребра; 8. Отвір для виміру швидкостей та температур конвективного потоку); б – електрична схема стенду (1. Дослідна секція; 2. Амперметр; 3. РНО; 4. Вольтметр)

Fig.2. Scheme of the test stand: a - general view of the studied sections (1. Frame; 2. Fasteners; 3. Ordinary section of the test device; 4. TЕНs; 5. Truncated section of the radiator adapted to measurements; 6. Hole for measuring the temperature at the internal rib; 7. Hole for measuring the temperature on the inner side of the outer edge; 8. Hole for measuring the speeds and temperatures of the convection flow;); б - Electrical circuitry of the stand (1. Test section; 2. Ammeter; 3. Voltage regulator; 4. Voltmeter);

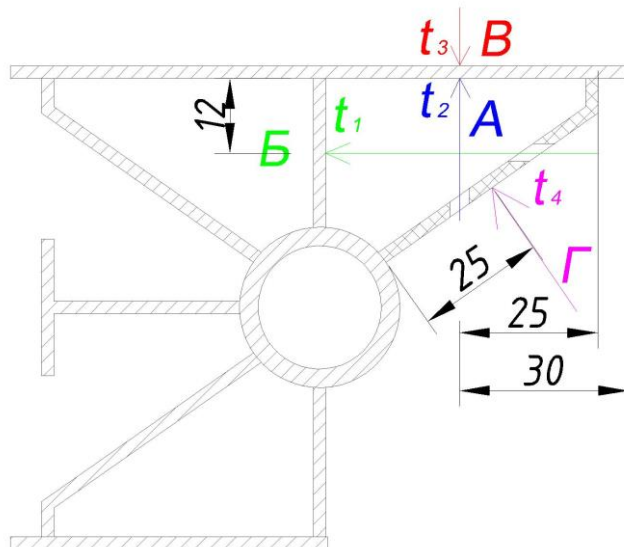


Рис.3. Переріз дослідної секції (А-внутрішня поверхня лицьового ребра; Б-центральне ребро; В-зовнішня поверхня лицьового ребра; Г-бічне ребро).

Fig.3. Section of the experimental section (A-internal surface of the facial rib, Б-central rib, В-external surface of the facial rib, Г-lateral rib).

Вважаємо, що все тепло, яке виділяється в середині дослідної секції, розповсюджується в навколишнє середовище через саму секцію і передається через її поверхні. Кількість тепла, що передається в навколишнє середовище через різні поверхні секції, буде неоднакова через різні умови теплообміну цих поверхонь з навколишнім середовищем.

Для проведення дослідів щодо розповсюдження тепла по ребрах нової секції приладу виготовлено спеціальну дослідну секцію (рис.3). Для можливості безконтактного вимірювання температури на внутрішніх теплообмінних поверхнях експериментальної секції, на грані А було просвердллено ряд отворів під кутом 90° до граней Б і В з кроком 50мм. Вимірювання проводились пірометром «Німбус». Зважаючи на малі

розміри міжреберного простору, розміщення в ньому якихось датчиків призвело б до значних похибок в проведенні експерименту, бо датчики створювали б гальмівні ефекти для руху повітря в каналах. Тому температура на ребрах вимірювалась безконтактним методом.

Розподілення температури на внутрішніх поверхнях каналу неправильної форми вимірювалося для чотирьох різних теплових потужностей секцій – 70, 150, 215, 250 Вт. Криві розподілення температури по ребрам прилада показано на рис.4. Результати дослідів показали, що розподіл температури по висоті нерівномірний для всіх ребер – як зовнішні лицьового ребра, так і на поверхнях внутрішніх ребер в середині міжреберного простору.

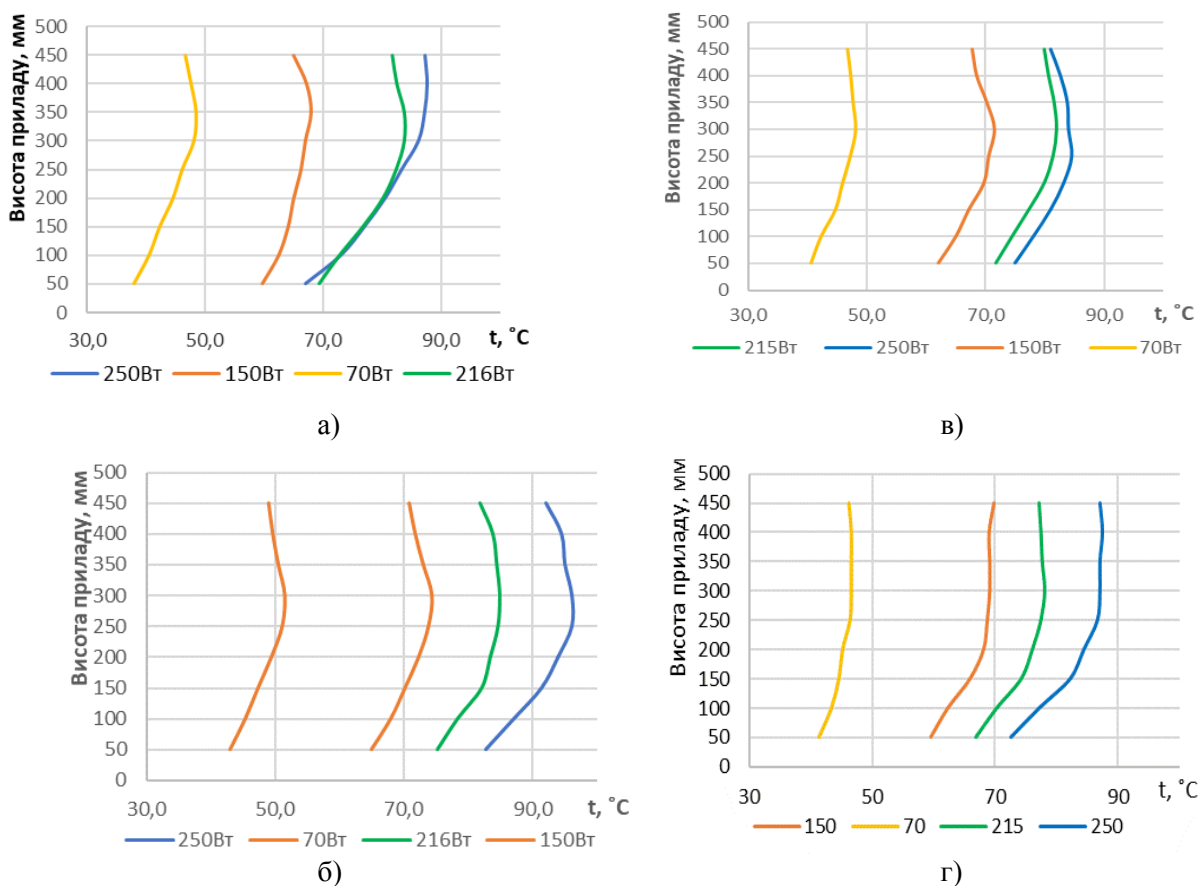


Рис.4. Розподілення температури по ребрам запропонованого опалювального приладу: а-внутрішня поверхня лицьового ребра; б-центральне ребро; в-зовнішня поверхня лицьового ребра; г-бічне ребро.

Fig.4. Distribution of temperature along the ribs of the proposed heating device: а-internal surface of the facial rib; б-central rib; в-external surface of the facial rib; г-side rib.

Розподіл температур по висоті для всіх ребер має однаковий характер – спочатку зростання знизу-вверх до максимуму, а потім зменшення температури. Це означає, що в міжреберному просторі процеси теплообміну не відрізняються від класичного вигляду для природної конвекції [17-20] – спочатку зростання товщини ламінарного граничного шару до критичної товщини і після її досягнення перехід до турбулентного пограничного шару. Але абсолютні значення температури на різних ребрах різні. На всіх ребрах крім центрального найвища температура не досягає 90°C . Загальним також є крім наявності максимуму температури, зменшення висоти, при якій він досягається зі збільшенням теплового потоку від ТЕНа в центральному каналі. Якщо, приймаючи до уваги форму кривої зміни температури ребер по висоті, прийняти, що теплообмін в міжреберному просторі можна прийняти як природну конвекцію у великому об'ємі, то тоді можна прийняти, що температура повітря в центрі міжреберного простору буде дорівнювати температурі зовнішнього повітря. Приймавши таке припущення і маючи відомі значення теплового потоку від центрального каналу з ТЕНом та температури ребер згідно наведеного вище закона Ньютона-Ріхмана в першому наближенні можна обчислити коефіцієнт теплообміну для кожного ребра та каналу

загалом (рис.5). Отримані розрахункові дані показують, що коефіцієнт тепловіддачі в міжреберному просторі менші ніж на зовнішній поверхні лицьового ребра, де теплообмін можна вважати класичною вільною конвекцією. Можливим поясненням може бути вплив на тепловіддачу гальмівної дії один на один граничних шарів вздовж різних поверхонь ребер в міжреберному просторі. Врахувавши після того частку теплоти, що передається радіаційним теплообміном, можна в решті решт обчислити і коефіцієнт конвективної тепловіддачі. Ясна річ, що він отримується з великим наближенням.

ВИСНОВКИ І ПЕРСПЕКТИВИ ПОДАЛЬШИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Дані експерименту показали, що температура поверхонь різних ребер відрізняється, що говорить про рідну інтенсивність тепловіддачі від них. Крім того, експерименти показали, що найбільш інтенсивна тепловіддача має місце від зовнішньої поверхні лицьового ребра. Зміна температури ребер по їх висоті, зафіксована в досліді і поведінка максимуму температури в залежності від потужності теплового потоку від ТЕНа показує, що теплообмін в міжреберному просторі може бути описаний законами вільної конвекції, тобто

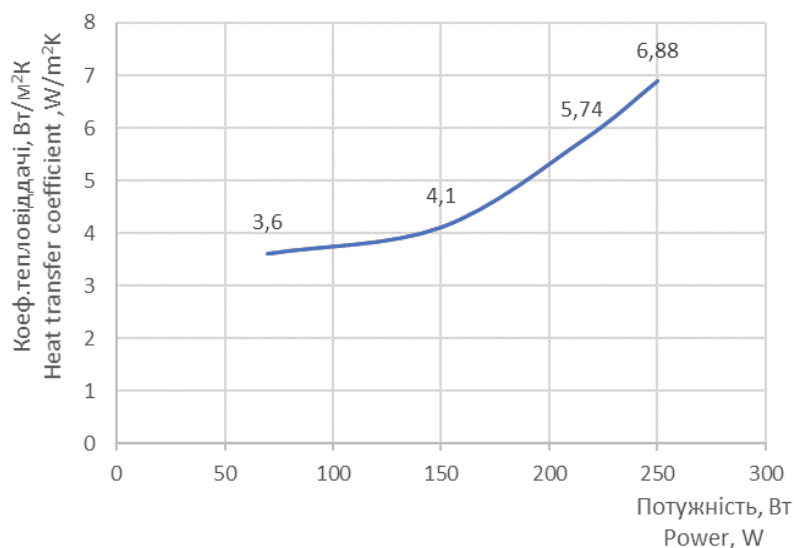


Рис.5. Осереднений коефіцієнт тепловіддачі(перше наближення) в середині каналу дослідної секції.

Fig.5. Heat transfer coefficient (first approximation) in the middle of the channel of the experimental section.

рівнянням типу (3), але коефіцієнт пропорційності A для цього рівняння, судячи з усього необхідно отримувати з додаткових експериментальних досліджень. Для визначення коефіцієнту A необхідно провести поглиблені дослідження теплообміну і аеродинаміки в міжреберному просторі, які мають включати в себе вимірювання швидкості повітря в міжреберному просторі та його температуру.

ЛІТЕРАТУРА

1. **Хрусталеv Б.М.**, Тепло- и массоперенос: учебное пособие. Ч1. Б.М.Хрусталеv [и др.]. Под общей редакцией Несенчука А.П. Минск : БНТУ, 2007. 606с.
2. **Малкін Е.С., Гламаздин П.М.** Нові тенденції підвищення ефективності опалювальних приладів. Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Науково-технічний збірник. Випуск 1. К. : КНУБА, 2001. 128 с.
3. **Ральчук І., Рудницький А., Осмак В.** Опалювальні прилади в Україні. М+Т. 2000. №5. С. 24-31.
4. **Гламаздин П.М., Швець Л.П.** Особливості сучасних алюмінієвих приладів. Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. Випуск 1. К.КНУБА, 2001, с.74-80.
5. **Incopera, Frank P.** Fundamentals of heat and mass transfer. [et al.]. 6th ed. JOHN WILEY & SONS, Hoboken, 2007. 1070 p.
6. **Day A.R., Ratcliffe M.S., Shepherd K.J.** Heating systems, Plant and Control. Blackwell: Science Ltd, 2003. 316 p.
7. **Kern D.** Process heat transfer [Text]. London; Mexico; New Delhi; Panama; Paris; Singapore; Sydney; Tokyo: The McGraw Hill Companies, 1983. 878 p.
8. **James G., Knudsen Ph., Hoyt C., Hottel S., Adel F., Phillip C., Kent S.** Heat and Mass transfer [Text]. The McGraw Hill Company, 1999. 80p.
9. **Лыков А.В.** Тепломассообмен. Справочник. М. : Энергия, 1972. 560с.
10. **Кутателадзе С.С., Борщанский В.М.** Справочник по теплопередаче. М. : Госэнергоиздат, 1958. 383 с.
11. **Уонг Х.** Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. Пер. с англ. Справочник. М.Атомиздат, 1979. 216с.

12. **Михеев М.А., Михеева И.М.** Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. М., «Энергия», 1977. 344с.
13. **Ройзен Л.И. и Дулькин И.Н.** Тепловой расчет оребренных поверхностей. Под ред. В.Г.Фастовского, М., «Энергия», 1977, 256 с.
14. **Корбут В.П.** Природна турбулентна конвекція між вертикальними тепловіддавальними поверхнями. К : Наукова думка, 1996. 215с.
15. **Керн Д. и Краус А.** Развитие поверхности теплообмена. Пер. с англ. М., «Энергия», 1977. 464 с.
16. **Каст В.** Конвективный тепло- и массоперенос. Пер. с нем. Под ред. И.Н. Дулькина. М. : Энергия, 1980. 49 с.
17. **Churchill S.W., Ozol H.A.** Correlation for laminar free convection. J.Heat Transfer, vol.95, pp. 540-541, 1973.
18. **Sparrow E.M. Gregg J.L.** Laminar free convection from a vertical plate with uniform surface heat flux. Trans.Asm. vol.78 pp. 435-440, 1956.
19. **Sparrow E.M., Trow F.K. and Kurtl E.K.** Stability of laminar free convection flow on vertical plate, Phys fluids, vol.8 pp1559-1561, 1965.
20. **Som S.K.** Introduction to heat transfer. S.K.Som. New Delhi : PHI Learning Private Limited, 2008. 368p.
21. **Зайдель А.Н.** Элементарные оценки ошибок измерений. Изд. 2-е испр. и доп. Л., «Наука», Ленинградское отд., 1967.
22. **Бошняк Л.Л.** Измерения при теплотехнических исследованиях. Ленинград. : Машиностроение, 1974. 447 с.
23. **Борисов Ю.М., Липатов Д.Н., Зорин Ю.Н.** Электротехника. 3-е изд., стереотипное. СПб : БХВ-Петербург, 2012. 592с.

REFERENCES

1. **Hrustalev B.M.**, Тепло- i massopere-nos: uchebnoe posobie. Ch1. *Minsk: BNTU, 2007 . P.606.*
2. **Malkin E.S., Glamazdin P.M.** Novi tendentsiyi pidvischennya effektivnosti opalyuvalnih priladiv. *Ventilyatsiya, osviltlen-nya tateplogazopostachannya. naukovo-tehnichniy zbirnik. vipusk 1. K.: KNUBA, 2001. P.128 .*
3. **Ralchuk I., Rudnitskiy A., Osmak V.** Opalyuvalni priladi v ukrayini. *M+T. 2000. №5. P. 24-31.*
4. **Glamazdin P.M., Shvets I.P.** Osoblivosti suchasnihih alyuminievihi priladiv. *Ventilyatsiya, osviltlennya ta ieplogazopo-stachannya:*

- naukovo-tehnichniy zbirnik. Vipusk1. K.KNUBA, 2001, P.74-80.*
5. **Incropera, Frank P.** Fundamentals of heat and mass transfer.. 6th ed.. *JOHN WILEY & SONS, Hoboken, 2007.* 1070p.
 6. **Day A.R.** Heating systems, Plant and Control. *Blackwell: Science Ltd, 2003.* 316p.
 7. **Kern D.** Process heat transfer [Text]/D.Kern/ - London; Mexico; New Delhi; Panama; Paris; Singapore; Sydney; Tokyo: *The McGraw Hill Companies, 1983.* 878p.
 8. **James G.** Heat and Masstransfer. *The Mc Grow Hill Company, 1999-80p.*
 9. **Lyikov A.V.** Teplomassoobmen. Spravo-chnik. *M.:Energiya, 1972.* 560p.
 10. **Kutateladze S.S., Borschanskiy V.M.** Spravochnik po teploperedache. *M. : Gosenergoizdat, 1958.* 383p.
 11. **Uong X.** Osnovnyie formulyi i dan-nyie po teploobmenu dlya inzhenerov. Per. s angl.Spravochnik.. *M.Atomizdat, 1979.* 216 p.
 12. **Miheev M.A., Miheeva I.M.** Osnovy teploperedachi. Izd. 2-e, stereotip. *M., «Energiya», 1977.* 344p.
 13. **Royzen L.I. i Dulkan I.N.** Teplovoy raschet orebrennyih poverhnostey. Pod red. V.G.Fastovskogo. *M. «Energiya», 1977,* 256 p.
 14. **Korbut V.P.** Prirodna turbulentna konvektsiya mlzh vertikalnimi teplovId-davalnimi pover-nyami. *K: Naukova dumka, 1996.* 215 p.
 15. **Kern D. i Kraus A.** Razvityie pove-rhnosti teploobmena. Per. s angl. *M., «Energiya», 1977.* 464 p.
 16. **Kast V.** Konvektivnyiy teplo- i ma-ssoperenos. Per. s nem. Pod red. I.N. Dulkina. *M.: Energ-ya, 1980.* 49 s.
 17. **Churchill S.W., Ozol H.A.** Correlation for laminar free convection. *J.Heat Transfer, vol.95.1973,* pp540-541.
 18. **Sparrow E.M. Gregg J.L.** Laminar free convectio from a vertical plate with uniform surface heat flux. *Trans.Asm. vol.78. 1956.* pp. 435-440.
 19. **Sparrow E.M., Trow F.K. and Kurtl E.K.** Stability of laminar free convection flow on vertical plate, *Phys fluids, vol.8, 1965,* pp.1559-1561.
 20. **Som S.K.** Introduction to heat transfer. S.K.Som. – *New Delhi: PHI Learning Private Limited, 2008.* 368 p.
 21. **Zaydel A.N.** Elementarnyie otsenki oshibok izmereniy. Izd. 2-e ispr. i dop. *L., «Nauka», Leningradskoe otd., 1967.*
 22. **Boshnyak L.L.** Izmereniya pri teplo-tehnicheskikh issledovaniyah. *Leningrad.: Mashinostroenie, 1974.* 447 s.
 23. **Borisov Yu.M.** Elektrotehnika/ 3-e izd., steriotipnoe. *SPb : BHV-Peterburg, 2012.* 592s.

Experimental research of heat transfer of heating devices from extruded aluminum sections

Glamazdin Pavlo, Pasichnyk Pavlo

Summary. The efficiency of aluminum heating devices presented in the global heat supply market has been steady for several decades. This is due to the fact that the shape of the section of such a device is not possible for significant changes - it is due to the method of manufacturing aluminum heating devices, namely, casting. The technology has exhausted the possibility of further improvement of the thermo-technical characteristics of the devices, but the material itself - aluminum-alloy alloys - gives a wide space to find new forms of sharpening and optimization of its sizes. Attempts to use other technologies for the manufacture of sections of heating devices, namely, pressing through filters of heat-transferring surfaces, showed the broad possibilities of this method for increasing the efficiency of the sharpening of aluminum devices. New technological approaches to the creation of new designs of aluminum devices require their previous modeling and research. However, the data on the heat transfer of the necessary structures in the literature does not exist. Therefore, the article presents an new section design and an analytical and experimental study of the heat transfer of the device, namely the study of free convection in the channels formed by the proposed fineness of the device.

Studies have shown that the temperature distribution on the ribs of the device in height is similar. The temperature of the ribs reaches its maximum at a mark of 250 mm to 350 mm, then it decreases. One can conclude that in this range the thickness of the boundary layer becomes maximum, after which its failure occurs. To avoid this, it is necessary to shorten the sections or to adapt a turbulizer in this range. Subsequent studies should be aimed at studying the velocities in the channel to precisely determine the criterion equations of convective heat transfer for the channels formed in the proposed section of the heating device.

Keywords: heating devices; heat transfer; convective heat exchange; free convection.