УДК: 536.24:533.6.011

ТЕПЛОБІМІН ПОДИНОКОЇ ПЛОСКООВАЛЬНОЇ ТРУБИ З НЕПОВНИМ
ОРЕБРЕННЯМ В УМОВАХ ВІЛЬНОЇ КОНВЕКЦІЇВознюк М.М., Кондратюк В.А., канд. техн. наук, Письменний Є.М., доктор техн. наук,
Терех О.М., канд. техн. наук.Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського",
пр. Перемоги, 37, Київ, 03056, Україна<https://doi.org/10.31472/ttpe.3.2020.3>

Представлено результати експериментального дослідження та комп'ютерного моделювання закономірностей теплообміну поодинокі плоскоовальної труби з неповним оребрением при варіюванні її геометричних характеристик в умовах вільної конвекції.

Представлены результаты экспериментального исследования и компьютерного моделирования закономерностей теплообмена одиночной плоскоовальной трубы с неполным оребрением при варьировании ее геометрических характеристик в условиях свободной конвекции.

The results of experimental study and computer modeling of heat transfer of a single flat-oval tube with incomplete finning when varying its geometric characteristics under conditions of free convection are presented.

Бібліографія 14, рис. 6, табл. 3.

Ключові слова: енергозбереження, теплообмін, вільна конвекція, плоскоовальна труба, оребрения.

d_1 – поперечний розмір плоскоовальної труби;
 d_2 – поздовжній розмір плоскоовальної труби;
 H_1 – площа поверхні одного погонного метру труби;
 Ψ – коефіцієнт оребрения;
 $\delta_{ст}$ – товщина стінки труби;
 δ_p – товщина ребра;
 l_p – довжина ребра;
 h_p – висота ребра;
 t – крок ребер;
 l_o – загальна довжина досліджуваної ділянки труби;
 q – густина теплового потоку;
 Q – потужність труби-калориметра;

E_p – коефіцієнт ефективності ребра;
 АПО – апарат повітряного охолодження;

Критерії:

Gr – число Грасгофа;
 Nu – число Нусельта;
 Pr – число Прандтля;
 Ra – число Релея;

Нижні індекси:

ср – середній.

Актуальність роботи. На сучасному етапі науково-технічного прогресу в умовах швидко зростаючого дефіциту водних ресурсів, особливо гострого в промислових районах України, перехід від водяних систем охолодження технологічного обладнання до повітряних стає нагальною потребою для енергетики та більшості галузей народного господарства. При повітряному охолодженні для відводу теплоти в навколишнє середовище застосовуються рекуперативні апарати повітряного охолодження (АПО) у яких рух повітря через поверхню теплообміну забезпечується за допомогою високопродуктивних осьових вентиляторів, при цьому потужність їх привідних двигунів може досягати 35...75 кВт [1].

Пошук оптимальної конструкції оребренных труб для використання в якості поверхонь теплообміну

для АПО є важливою задачею, оскільки зменшення аеродинамічного опору таких теплообмінних апаратів, а також їх масо-габаритних показників призведе до суттєвого зниження капітальних витрат на впровадження апаратів повітряного охолодження, дозволить використовувати вентилятори з меншою потужністю двигунів, а також призведе і до зменшення експлуатаційних витрат тепло і електрогенеруючих підприємств. У якості нової поверхні теплообміну пропонується використати розроблені в КПІ ім. Ігоря Сікорського плоскоовальні труби з неповним оребрением [2-3].

Як зазначають автори роботи [4], одним з технічних рішень для енергозбереження при експлуатації АПО є переведення їх роботи протягом деякого періоду року в безвентиляторний режим з відключенням всіх вентиляторів. Відведення теплоти від робочого тіла при

такому режимі роботи здійснюється в умовах вільної конвекції або природної тяги. Дослідження переводу АПО на відведення теплового потоку природною конвекцією [5, 6] підтвердили енергетичну і економічну доцільність такого рішення – витрати електроенергії на привід вентиляторів АПО зменшились в середньому на 37% в рік.

Дослідженню вільноконвективного теплообміну на поодиноких горизонтальних оребрених поверхнях нагріву (як правило з насадним шайбовим, або накатним спіральним оребренням) присвячена достатня кількість робіт [7-11], в яких основна увага приділена дослідженню впливу на теплообмін геометричних параметрів теплообмінних поверхонь.

Мета і постановка завдань досліджень. Методика проведення експериментального дослідження теплообміну плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах вільної конвекції та результати цих досліджень наведені у роботі [12]. Проте у вищенаведеній роботі було виконано експериментальне дослідження теплообміну поодинокі плоскоовальної труби в умовах вільної конвекції зі сталими геометричними характеристиками, що пов'язане з існуючими обмеженнями, накладеними технологією виготовлення даних труб. Для дослідження впливу геометричних характеристик плоскоовальної труби з неповним оребренням на закономірності процесів теплообміну було виконане CFD моделювання ряду плоскоовальних труб з неповним оребренням, геометричні характеристики яких наведено на рис. 1.

З метою зменшення кількості досліджуваних геометричних параметрів та з огляду на можливість технологічного виготовлення оребрених труб було прийняте рішення про варіювання лише двох найбільш впливових на теплообмін характеристик оребрення – висоти ребра h_p та кроку між ребрами t . Значення цих величин, коефіцієнту оребрення та повної поверхні одного метра оребреної труби наведено у табл.1.

Обчислювальна практика свідчить, що основні особливості вільної конвекції правильно відображає система рівнянь вільноконвективного теплообміну названа, як наближення Буссінеска. При використанні цього підходу вважають, що фізичні параметри середовища постійні, густина залежить тільки від температури і цю залежність необхідно враховувати тільки у виразі для сили тяжіння:

$$\bar{\rho} \left(\frac{\partial u_i}{\partial \tau} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = -\beta \bar{\rho} F_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0 \quad (2)$$

Рис. 1. Геометричні характеристики плоскоовальних труб з неповним оребренням.

Таблиця 1. Геометричні характеристики плоскоовальних труб з неповним оребренням

№ досліджуваної труби	Крок ребер t , мм	Висота ребра h_p , мм	Загальна довжина досліджуваної ділянки труби, l_o , мм	Площа повної поверхні одного метра оребреної труби, H_n , м ² /м	Коефіцієнт оребрення, ψ
1	2	20	4	2,11	27,4
2	2	25	4	2,62	34,0
3	2	30	4	3,12	40,6
4	4	20	8	1,09	14,2
5	4	25	8	1,35	17,5
6	4	30	8	1,60	20,8
7	6	20	12	0,75	9,8
8	6	25	12	0,92	11,9
9	6	30	12	1,09	14,1
10	8	20	16	0,59	7,6
11	8	25	16	0,71	9,2
12	8	30	16	0,84	10,9

$$\bar{\rho} C_p \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} + u_j \frac{\partial \vartheta}{\partial x_j} + u_j \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \beta T \frac{F_j}{C_p} \right) \right) = \Delta Q_v + \quad (3)$$

$$\beta T \frac{\partial p}{\partial \tau} + \beta T u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \vartheta}{\partial x_j} \right) + \frac{\mu}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)^2.$$

Наближення Буссінеска не накладає обмежень на зміну теплофізичних характеристик і впливу роботи стиснення і дисипації енергії на течію і теплообмін.

При моделюванні такого типу задач, навіть при допомозі сучасних високоефективних обчислювальних програм виникають складнощі, які пов'язані з обмеженнями на кількість кінцевих елементів і час розрахунку задачі, що безпосередньо залежать від потужності комп'ютеру, тому чисельні розрахунки проведені для її елементу.

Числова модель базується на повній тривимірній моделі елемента плоскоовальної труби з неповним оребренням. Поставлена задача є зовнішньою, розрахунки проводились в стаціонарній постановці. Гідродинамічна картина течії рідини в напіввідкритих каналах прямокутної форми, що утворені ребрами і несучою трубою є однаковою в усіх міжреберних каналах вздовж труби. З урахуванням вищенаведеного, для мо-

делювання було вибрано середнє по ширині труби ребро, що обмежене однотипними ребрами, які вибрані в якості охоронних.

В якості граничних умов задавалися температура зовнішнього середовища і густина теплового потоку на внутрішній поверхні плоскоовальної труби. Згадані величини співпадають з вихідними даними фізичного експерименту. Геометричні параметри оточуючого середовища прийняті у відповідності до експерименту [12] та складають 2000 x 2000 мм, труба розташовувалася на відстані 400 мм від нижньої основи.

Обробка результатів числового моделювання проводилася аналогічно експерименту та описана у роботі [12]. Приклад тривимірної розрахункової сітки показаний на рис. 2.

Побудова розрахункової моделі ґрунтувалася на розробці геометричної моделі розрахункової області, дискретизації розрахункової області у відповідності з уявленнями про вплив характеристик сітки кінцевих елементів на стійкість та збіжність рішення, завданні граничних умов. Розрахункова область покривалася рівномірною прямокутною сіткою.

Результати досліджень. З метою верифікації розрахункової моделі було виконане числове моделювання теплообміну труби, геометричні характеристики якої відповідають проведеному експерименту [12] (труба №4, табл. 1). На рис. 3 приведений розподіл

значень температур у середньому перетині за координатами X-Y оребреної труби, що відповідає потужності труби-калориметра $Q = 75$ Вт.

Порівняння значень розподілу температур виконува-

лося за точками 1-8 (рис. 3), у яких було встановлено термопари під час експериментальних досліджень [12]. Значення температур за результатами експерименту та CFD моделювання наведено у табл. 2.

Рис. 2. Приклад тривимірної розрахункової сітки.

Рис. 3. Розподіл значень температур у середньому перетині за координатами X-Y оребреної труби, що відповідає потужності труби-калориметра $Q = 75$ Вт: 1 – 8 – номери термопар.

Як свідчать дані табл. 2, максимальна абсолютна похибка CFD моделювання становить 1,35 °C, а відносна – 2,19%, що свідчить про достатню точність розробленої моделі.

Дослідження теплообміну поодиноких плоскоовальних труб з неповним поперечним орбренням, проводились в області змін чисел Релея $Ra = Gr_{d_i} \cdot Pr = 5 \cdot 10^3 \dots 5,1 \cdot 10^4$. Результати цих

досліджень свідчать, що дослідні дані достатньо добре узагальнюються степеневою залежністю виду

$$\overline{Nu} = C_q \cdot (Gr_{d_i} \cdot Pr)^m \cdot \psi^{-1} \quad (4)$$

Результати дослідження середньої тепловіддачі поодиноких плоскоовальних труб з неповним орбренням приведені на рис 4.

Таблиця 2. Верифікація температур за результатами експерименту та CFD моделювання при потужності труби-калориметра $Q = 75$ Вт.

№ термо-пари	Значення температури за результатами експерименту, °C	Значення температури за результатами CFD моделювання, °C	Абсолютна похибка CFD моделювання, °C	Відносна похибка CFD моделювання, %
1	63,48	64,67	1,19	1,84
2	62,84	63,85	1,01	1,58
3	63,01	63,72	0,71	1,11
4	60,85	62,12	1,27	2,04
5	58,58	59,53	0,95	1,60
6	60,37	61,78	1,35	2,19
7	60,23	61,54	1,31	2,13
8	59,01	60,04	1,03	1,72

Рис. 4. Результати дослідження середньої тепловіддачі поодиноких плоскоовальних труб з неповним орбренням: 1–12 – номери досліджуваних труб відповідно табл. 1; 13 – результати експериментального дослідження.

При розгляді отриманих даних було виявлено, що зі збільшенням кроку між ребрами t спостерігається збільшення інтенсивності тепловіддачі. При цьому значення зростання спостерігається при збільшенні кроку з 2 до 4 мм, та з 4 до 6 мм. При збільшенні кроку ребер з 6 до 8 мм тенденція зростання інтенсивності тепловіддачі значно зменшується. Це свідчить про те, що подальше збільшення кроку оребрення не призведе до зростання інтенсивності тепловіддачі. Крім того, суттєве зменшення площі теплообмінної поверхні, що відбувається при цьому, призведе до зменшення загального теплового потоку, що передається оребреною трубою.

При цьому, збільшення висоти ребер призводить до менш вираженого зменшення інтенсивності тепловіддачі. Враховуючи достатньо високі коефіцієнти ефективності сталевих ребер в досліджуваних випадках ($E_p = 0,91...0,99$) можна зробити висновок про допустимість використання ребер з висотою h_p до 30 мм. Подальше збільшення висоти ребра не є доцільним з точки зору матеріалоемності теплообмінної поверхні та обмежується технологією виготовлення плоскоовальних труб з неповним оребренням.

При математичній обробці експериментальних даних була виявлена закономірність зміни коефіцієнта Cq та значення показника степені m в залежності (4) від геометричних параметрів оребреної труби. У якості безрозмірного геометричного параметру, що характеризує геометрію оребреної труби, у багатьох роботах для узагальнення експериментальних даних з теплообміну оребрених труб традиційно використовується коефіцієнт оребрення труби ψ . Проте, регресійний аналіз даних свідчить про те, що у випадку, що розглядається, показник степені m в формулі (4) значною мірою залежить від співвідношення кроку між ребрами t до поперечного розміру труби d_1 , та слабо залежить від зміни висоти ребра h_p (Рис. 5). Отже після проведеного аналізу було прийняте рішення про використання у якості узагальнюючого параметру для узагальнення експериментальних даних з теплообміну комплексу t/d_1 .

Закономірності зміни значення показника степені m та коефіцієнта Cq в залежності (4) від комплексу t/d_1 представлені на рис. 5-6.

Рис. 5. Залежність показника степені m в формулі (4) від комплексу t/d_1 :
1 – показник степені m для $h_p=20$ мм; 2 – показник степені m для $h_p=25$ мм;
3 – показник степені m для $h_p=30$ мм; 4 – апроксимуюча крива.

Рис. 6. Залежність коефіцієнта Cq в формулі (4) від комплексу t/d_l :
 1 – коефіцієнт Cq для $h_p=20\text{мм}$; 2 – коефіцієнт Cq для $h_p=25\text{мм}$;
 3 – коефіцієнт Cq для $h_p=30\text{мм}$; 4 – апроксимуюча крива.

Таблиця 3. Значення величин показника степені m і коефіцієнту Cq , в формулі (4)

№ досліджуваної труби	Значення комплексу t/d_l	Значення m	Значення C_q
1	0,133	0,534	0,057
2	0,133	0,546	0,055
3	0,133	0,572	0,046
4	0,267	0,43	0,413
5	0,267	0,421	0,528
6	0,267	0,418	0,6
7	0,4	0,373	0,882
8	0,4	0,393	0,813
9	0,4	0,378	1,032
10	0,533	0,359	1,105
11	0,533	0,351	1,056
12	0,533	0,337	1,036

Значення показника степені m і коефіцієнту Cq у формулі (4) наведені в таблиці 3.

Варто відмітити, що при великих значеннях кроку між ребрами t показник степені m наближається до значень, характерних для вільноконвективного теплообміну нероблених гладких труб (показник степені $\sim 0,25$ [13]), а при малих – до значень, характерних для течії в системі каналів (показник степені $\sim 0,6...0,7$ [14]). Це свідчить

про зміну режиму вільноконвективної течії в залежності від зміни геометричних параметрів плоскоовальної труби з неповним обрешиванням, що необхідно враховувати в подальших дослідженнях теплообміну та аеродинамічного опору пакетів даних труб.

Отримана залежність показника степені m в формулі (4) від комплексу t/d_l має нелінійний характер і з точністю $R^2=0,972$ описується рівнянням:

$$m = 0,334 + \frac{45,9}{1 + \exp\left(\frac{t/d_1 - 0,071}{0,158}\right)} \quad (5)$$

Отримана залежність Cq в формулі (4) від комплексу t/d_1 має нелінійний характер і з точністю $R^2=0,975$ описується рівнянням:

$$C_q = \frac{1,386}{1 + \exp\left(\frac{0,244 - t/d_1}{0,091}\right)} - 0,264 \quad (6)$$

Остаточно, з врахуванням (5), (6), узагальнююча залежність для розрахунку інтенсивності теплообміну поодинокій плоскоовальній труб з неповним оребренням в умовах вільної конвекції має вигляд:

$$\overline{\text{Nu}} = \left[\frac{1,386}{1 + \exp\left(\frac{0,244 - t/d_1}{0,091}\right)} - 0,264 \right] \cdot \left(\text{Gr}_{d_1} \cdot \text{Pr} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot \psi^{-1} \quad (7)$$

$$\cdot \left(\text{Gr}_{d_1} \cdot \text{Pr} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot \psi^{-1}$$

Залежність справедлива за умов $h_p = 20 \dots 30 \text{ мм}$; $t = 2 \dots 8 \text{ мм}$, в діапазоні чисел Релея $\text{Ra} = \text{Gr}_{d_1} \cdot \text{Pr} = 5 \cdot 10^3 \dots 5,1 \cdot 10^4$ похибка узагальнюючого рівняння не перевищує $\pm 17 \%$.

Висновки. Результати CFD моделювання теплообміну поодинокій плоскоовальній труби з неповним оребренням в умовах вільної конвекції задовільно узгоджуються з експериментальними даними. Це свідчить про можливість використання розробленої моделі для розрахунку широкого ряду плоскоовальних труб з неповним оребренням при зміні їх геометричних характеристик, що дозволяє провести вибір оптимальних геометричних характеристик даних труб без грошових витрат на зміну та адаптацію технології їх виготовлення.

Виконані експериментальні та чисельні дослідження дозволили отримати розрахункові залежності, що з достатньою точністю описують інтенсивність тепловіддачі поодиноких плоскоовальних труб з неповним оребренням в широкому діапазоні зміни їх основних геометричних характеристик. Крім того, виконані дослідження свідчать про високий потенціал застосування даних труб в конструкціях АПО та про доцільність організації їх серійного виробництва, що дозволить створити вітчизняну базу для виробництва високоефективних АПО та відмовитись від імпорту зарубіжного коштовного обладнання.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кунтыш В.Б. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения (Справочник) // А.П. Бессонный, Г.А. Дрейцер, В.Б. Кунтыш, и др.; Под общ. ред. В.Б. Кунтыша., А.Н. Бессонного. – СПб.: Недра, 1996. – 512 с.
2. Pis'mennyi E. N. Study and application of heat-transfer surfaces assembled from partially finned flat-oval tubes. Applied Thermal Engineering. 2016. Vol. 106. P. 1075 – 1087
3. Письменный Е.Н. Новые эффективные поверхности теплообмена для решения задач энерго- и ресурсосбережения // Пром. теплотехника – 2007. – №5. – С. 7-16.
4. Кунтыш В.Б. Инженерный метод теплового расчета аппарата воздушного охлаждения в режиме свободно-конвективного теплообмена / В. Б. Кунтыш, А. Б. Сухоцкий, А. В. Самородов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2013. – № 12. – С. 3-6.
5. Камалетдинов И.М. Расчет свободноконвективного теплообмена в аппаратах воздушного охлаждения (АВО) газа с учетом влияния ветра на их работу // Изв. Вузов. Нефть и газ. – 2001. – №5. С. 71-74
6. Самородов А.В. Совершенствование методики теплового расчета и проектирования аппаратов воздушно-го охлаждения с шахматными оребренными пучками: Автореф. дис. ... канд. техн. Наук. СПбГТУ. – 1999. 24 с.
7. Позднякова А.В. Совершенствование характеристик и разработка методики расчета промежуточных калориферов лесосушильных камер / А. В. Позднякова. Диссертация... канд. техн. наук. Архангельск. – 2003. – 153 с.
8. Tsuibouchi T. Natural convection heat transfer from horizontal finned circular cylinder / T. Tsuibouchi, H. Masuda // Repts Res. Inst. Sci. Tohoku Univ. High Much. – Rep. 3. – 1973, – V. B25 s. – p. 143-173.

9. *Hahne E.* Natural convection heat transfer of finned tubes in air / E. Hahne, D. Zhu // *Int. J. Heat and Mass Transfer.* – 1994. – V. 37, p. 59-63.
10. *Nicol A.* Free convection heat transfer from helically-finned tubes / A. Nicol, G. Babić // *Can. J. Chem. Eng.* – 1967. – V. 45, – №6. – p. 382-383.
11. *Володин В.И.* Численный анализ процессов и расчетное проектирование воздушных теплообменников / В.И. Володин, А.А. Михалевич // Препринт ИПЭ-6. – Минск: ИПЭ АНБ. – 1995. – С. 32-60.
12. *Вознюк М.М.* Теплообмін плоскоовальних труб з неповним обрешеченням в умовах вільної конвекції та при-родної тяги / Вознюк М.М., Терех О.М., Руденко О.І., Рева С.А., Баранюк О.В. // *ScienceRise.* - 2016 №2/2 (19). – с. 10-14.
13. *Михеева И. М.* Теплопередача и тепловое моделирование / И. М. Михеева – М.: Изд-во АН СССР, 1959. – С. 226-238.
14. *Мартыненко О.Г.* Свободно-конвективный теплообмен: Справочник /О.Г. Мартыненко, Ю.А. Соколов - МН.: Наука и техника, 1982 -400 с

HEAT EXCHANGE OF A SINGLE FLAT-OVAL TUBE WITH INCOMPLETE FINNING IN CONDITIONS OF FREE CONVECTION

Vozniuk M.M., Kondratiuk V.A., Pismenny E. N., Terekh A.M.

National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", pr. Peremohy, 37, Kyiv, 03056, Ukraine

<https://doi.org/10.31472/ttpe.3.2020.3>

The article discusses the relevance of using of recuperative air-coolers for removing heat from the working fluid. It is shown that in order to save electricity on drive of the fans of air-cooled devices, it is advisable to transfer them to a fanless mode for a certain time of the year, while energy savings can be up to 37% per year. To increase the efficiency of air coolers, it is proposed to use flat-oval tubes with incomplete finning as their heat exchange surface. A technique for computer modeling of heat transfer of a single flat-oval tube with incomplete finning under free convection conditions is presented. Varying geometric parameters of a finned tube are substantiated when simulating its heat transfer under free convection conditions. The paper presents the results of computer simulation of the intensity of heat transfer of a single flat-oval tube with incomplete finning. It is shown that the results of CFD modeling of heat transfer of a single flat oval tube with incomplete finning are satisfactorily consistent with experimental data. The analysis of the change in the exponent with the Rayleigh number depending on the geometric characteristics of the finned tube is presented. The studies carried out made it possible to obtain calculated dependences, which, with sufficient accuracy for engineering calculations, describe the intensity of heat transfer of a single flat-oval tube with incomplete finning in a wide range of changes in its basic geometric characteristics. The developed model for calculating the heat transfer of a wide range of flat-oval pipes with incomplete finning makes it possible to select the optimal geometric characteristics of these tubes without expenses for changing and adapting the technology of their production.

References 14, tables 3, figures 6.

Key words: energy saving, heat exchange, free convection, flat-oval tube, finning.

1. Kuntyshev, V. B. [Fundamentals of calculation and design of air-cooled heat exchangers (Hand Book)] / A. P. Bessonyi, G. A. Dreitsler, V. B. Kuntyshev, et al. / Under the total edition V.B. Kuntyshev., A.N. Bessonyi. – SPb.: Nedra [Nedra]. 1996. 512 p. (Rus.)

2. Pis'mennyi E. N. Study and application of heat-transfer surfaces assembled from partially finned flat-oval tubes. Applied Thermal Engineering. 2016. Vol. 106. P. 1075 – 1087

3. Pis'mennyi, E. N. [New efficient heat transfer surfaces for solving problems of energy and resource saving] // Promyshlennaya teploekhnika [Industrial Heat Engineering]. 2007. №5. P. 7-16. (Rus.)

4. Kuntyshev, V. B. [Engineering method of thermal calculation of an air cooler in the free convective heat transfer mode] / V. B. Kuntyshev, A. B. Suhockiy, A. V. Samorodov // Himicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye [Chemical and oil and gas engineering]. 2013. № 12. P. 3-6. (Rus.)

5. Kamaletdinov I.M. [Calculation of free convective heat transfer in air coolers (AC) taking into account the effect of wind on their operation] // Izvestiya Vuzov. Neft i gaz [Proceedings of Higher Educational Institutions. Oil and gas]. 2001. №5. P. 71-74. (Rus.)

6. Samorodov A.V. [Improvement of the method of thermal calculation and design of air-cooled devices with staggered finned beams]: Abstract of dissertation ... candidate of technical sciences. Nauka SPbGTU [Science of Saint-Petersburg State Institute of Technology]. 1999. 24p. (Rus.)

7. Pozdniakova A.V. [Improvement of characteristics and development of methods for calculating intermediate air heaters for timber drying chambers] / A. V. Pozdniakova. Dissertation ... candidate of technical sciences. Arhangel'sk. 2003. 153 p. (Rus.)

8. Tsuibouchi T. Natural convection heat transfer from horizontal finned circular cylinder / T. Tsuibouchi, H. Masuda // Repts Res. Inst. Sci. Tohoku Univ. High Much. Rep. 3. 1973. V. B25s. p. 143-173.

9. Hahne E. Natural convection heat transfer of finned tubes in air / E. Hahne, D. Zhu // Int. J. Heat and Mass Transfer. 1994. V. 37, p. 59-63.

10. Nicol A. Free convection heat transfer from helically-finned tubes / A. Nicol, G. Babiy // Can. J. Chem. Eng. – 1967. V. 45. №6. p. 382-383.

11. Volodin V.I. [Numerical analysis of processes and computational design of air heat exchangers] / V.I. Volodin, A.A. Michalevich // Preprint of Institute of Energy Problems-6. IPE ANB [Institute of Energy Problems of Belarus Academy of Science]. 1995. P. 32-60. (Rus.)

12. Vozniuk M.M. [Heat transfer of flat-oval tubes with incomplete finning under conditions of free convection and natural draft] / Vozniuk M.M., Terekh O.M., Rudenko O.I., Reva S.A., Baraniuk O.V. // [ScienceRise]. 2016 №2/2 (19). P. 10-14. (Ukr.)

13. Miheeva I. M. [Heat transfer and thermal modeling] / I. M. Miheeva – Moscow: Izdatelstvo AN SSSR [USSR Academy of Sciences Publishing House]. 1959. P. 226-238. (Rus.)

14. Martynenko O.G. [Free convective heat transfer]: Handbook / O.G. Martynenko, Iu.A. Sokovishyn MN Nauka i tekhnika [Science and technology]. 1982. 400 p. (Rus.)

Отримано 31.08.2020

Received 31.08.2020