

## ТЕПЛООБМІН ПОПЕРЕЧНО-ОМИВАНИХ ШАХОВИХ ПУЧКІВ ПЛОСКООВАЛЬНИХ ОРЕБРЕНИХ ТРУБ ПРИ МАЛИХ ЧИСЛАХ РЕЙНОЛЬДСА

© М. М. Вознюк, О. М. Терех, В. А. Рогачов, О. В. Баранюк

*Проведені експериментальні дослідження теплообміну шахових пучків плоскоовальних труб з неповним поперечним оребренням в діапазоні чисел Рейнольдса  $500 < Re_{d_1} < 20000$ . Запропоновані нові розрахункові залежності для визначення коефіцієнтів тепловіддачі для  $Re_{d_1} < 3000$ , встановлений вплив основних геометричних та режимних параметрів на інтенсивність зовнішньої тепловіддачі. Розрахункові залежності рекомендовано використовувати при розробці нових теплообмінних поверхонь для «сухих» градирень, апаратів повітряного охолодження*

**Ключові слова:** теплообмін, плоскоовальна труба, шаховий пучок, поперечне оребрення

*Experimental investigations of heat transfer of staggered bundles of flat-oval tubes with incomplete transversal finning in the range of Reynolds numbers  $500 < Re_{d_1} < 20000$  are performed. New calculation correlations for determining of heat transfer coefficients for  $Re_{d_1} < 3000$  are suggested, the impact of basic geometric and regime parameters on intensity of external heat transfer are determined. The received calculation depending is possible to use in developing of heat transfer surfaces for “dry” cooling towers and air cooling apparatuses*

**Keywords:** heat transfer, flat-oval tube, staggered bundle, transversal fins

### 1. Вступ

Теплове забруднення річок та природних водойм зараз є настільки істотним, що подальший розвиток потужностей теплового обладнання пов'язаний в основному з водовикористанням на електростанціях, хімічних та металургійних підприємствах з метою збереження та економії водних ресурсів, повинен бути орієнтований на оборотні системи водовикористання. Їх складовою є широко застосовувані «мокрі» градирні, бризкальні басейни і т. і. Проте, і в таких випарувально-охолоджуючих системах, має місце втрати води у вигляді крапельної вологи та випару в досить значних об'ємах. Наслідком цього є необхідність підживлення контуру охолодження та пов'язане з цим накопичення в ньому солей і різних видів забруднення, що вносяться з підживлювальною водою.

На відміну від зазначених «мокрих», в «сухих» градирнях [1] відсутній прямий контакт між водою та повітрям, а насадка замінюється теплообмінником з розвиненою поверхнею. Отже «сухі» градирні можуть застосовуватися у випадках, коли використання градирень випарувального типу неможливе через відсутність великих джерел постачання водою. Така перевага особливо важлива для АЕС, які мають більшу свободу вибору місця їх будівництва. Крім того, «сухі» градирні не мають парового шлейфу над витяжною баштою, в якій рух всмоктуваного з навколишньої середовища повітря забезпечується вимушеною або природною тягою.

Близьким за конструкцією та принципом дії до «сухої» градирні є апарат повітряного охолодження (АПО), який відноситься до системи повітряного охолодження технологічного продукту і який складається з теплообмінних секцій-поверхонь у вигляді пучків оребраних труб та осьового вентилятора, що прокачує повітря крізь них [2]. АПО може працювати в режимі вимушеної конвекції (швидкості обдування

поверхні, як правило, не перевищують 4–5 м/с), а також в режимі природної тяги особливо в осінньо-зимовий період з низькими температурами навколишнього середовища. До теплообмінних поверхонь, що омиваються продуктами згоряння при малих швидкостях, також можна віднести хвостові поверхні нагрівання котлоагрегату, що працює при теплових навантаженнях менше 40 %.

### 2. Постановка проблеми

Пропонована робота спрямована на створення за результатами експериментальних досліджень теплообміну, узагальнених емпіричних співвідношень для розрахунку конвективних коефіцієнтів тепловіддачі шахових пучків плоскоовальних труб з неповним оребренням в області низьких швидкостей омивання їх повітрям. Зазначені поверхні, як показано у [3], мають високу теплоаеродинамічну ефективність порівняно з традиційними оребраними трубами круглого профілю, що за інших рівних умов приводить до поліпшення на 25–30 % масо-габаритних показників теплообмінного обладнання.

### 3. Аналіз літературних джерел

В сучасних теплообмінних пристроях, що мають поверхні з трубчастими пучків, частіше зустрічається турбулентна або близька до неї форма течії теплоносія у них, при цьому зміна характеру зовнішнього омивання позначається і на закономірності тепловіддачі у пучках. Так, поперечно-омивані, як правило, гладкі трубчасті поверхні нагрівання котельних агрегатів взаємодіють з турбулентним потоком. У теперішній час найбільш вивченими є турбулентний ( $Re > 10^5$ ) та змішаний  $Re = (10^3 - 10^5)$  режими [4–6]. За визначальні параметри в числах Рейнольдса та Нуссельта запропонованих авторами критеріальних рівнянь теплообміну приймаються: зовнішній діа-

метр труби та швидкість у найбільш вузькому перетині пучка. Натомість, закономірності теплообміну для ламінарного режиму ( $Re < 3 \cdot 10^3$ ), що відповідає діапазону невеликих швидкостей омивання, досліджені недостатньо, хоча ці режими, як зазначено вище, досить часто можуть зустрічатися при експлуатації теплообмінного обладнання. Для проектування теплообмінних поверхонь, що працюють в області низьких швидкостей омиваючого потоку, необхідне знання теплообмінного процесу та встановлення впливу геометричних та теплових характеристик пучків труб на інтенсивність теплообміну.

Найвні в літературі дані по цьому питанню відносяться зазвичай до змішаного або турбулентного режимів течії при поперечному омиванні поверхонь з оребрених труб різного профілю [5, 7], для цих же режимів на сьогодні всебічно досліджені і зручнооброблені поверхні, зокрема, плоскоовальні труби з неповним оребренням [8–10]. В той же час, роботи, які присвячені вивченню процесів теплообміну у поверхнях з оребрених труб різного профілю при низьких числах Рейнольдса ( $Re < 3 \cdot 10^3$ ), практично відсутні. Тому, вирішення цього завдання є актуальним, так як, зацікавленість до цього режиму омивання теплообмінних секцій, у першу чергу, може бути пов'язано з періодичним (залежно від пори року) використанням енерговитратних машин на прокачування теплоносія.

**3. Методика та об'єкт дослідження**

Експериментальні дослідження теплообміну шахових пучків плоскоовальних труб з неповним поперечним оребренням (рис. 1) виконані в аеродинамічній трубі розіркненого типу прямокутного перетину за методиками, які детально викладені в [11].

Плоскоовальні сталеві труби з оребренням на бічних плоских поверхнях (рис. 2) виготовлялися контактним приварюванням плоских прямокутних ребер товщиною 0,8 мм до несучої плоскоовальної гладкої труби. Досліджувався один типорозмір труби, основні геометричні характеристики якої наведені у табл. 1.

Дослідження конвективного теплообміну виконано для шести шахових пучків, що відрізнялися компоновочними характеристиками труб  $S_1$  (поперечний крок між трубами) та  $S_2$  (поздовжній крок), які представлені у табл. 2. Кількість рядів у пучку вздовж та поперек потоку відповідно складала  $z_2=6$ ,  $z_1=3-4$ .

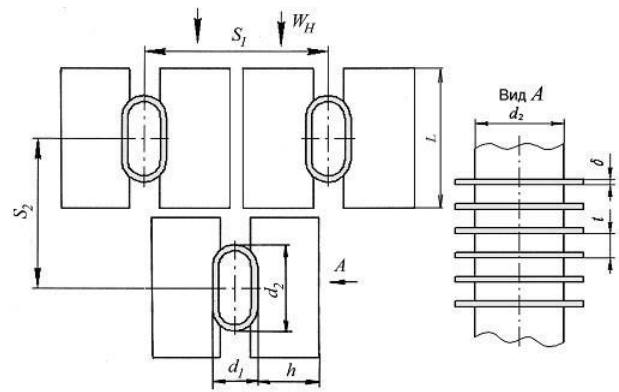


Рис. 1. Шаховий пучок плоскоовальних труб з неповним оребренням

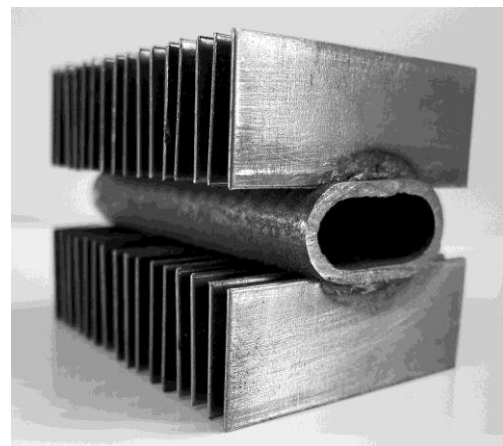


Рис. 2. Плоскоовальна труба з неповним поперечним оребренням

Таблиця 1  
Геометричні характеристики оребреної труби

Найменування величини	Позначення	Значення
Поперечний розмір труби	$d_1$ , мм	15,0
Поздовжній розмір труби	$d_2$ , мм	30,0
Висота ребер	$h$ , мм	19,0
Крок ребер	$t$ , мм	4,0
Відносне видовження профіля	$d_2/d_1$	2,0
Коефіцієнт оребрення	$\psi$	14,24

Таблиця 2  
Геометричні характеристики пучків труб та дослідні постійні  $m$ ,  $C_q$  в формулі (1) для  $500 < Re_{d_1} < 3000$

№ пучка	$S_1$ , мм	$S_2$ , мм	$S_1/S_2$	$m$	$C_q$
1	60,0	100,0	0,600	0,512	0,476
2	60,0	67,0	0,896	0,501	0,512
3	64,5	60,0	1,075	0,490	0,581
4	101,3	80,0	1,266	0,485	0,676
5	86,0	60,0	1,433	0,473	0,715
6	111,3	60,0	1,855	0,461	0,813

**4. Результати досліджень**

Дослідження теплообміну пучків виконані в діапазоні чисел Рейнольдса  $500 < Re_{d_1} < 20000$ , що відповідає швидкостям в живому перерізі пучка (0,5–20) м/с. За визначальний розмір в числах  $Re_{d_1}$  прийнятий поперечний розмір плоскоовальної труби  $d_1$  (рис. 1). Результати цих досліджень подані у логарифмічних координатах у вигляді залежностей  $Nu = f(Re_{d_1})_1$  на рис. 3, 4. Дослідні дані з тепловіддачі достатньо добре узагальнюються ступеневою залежністю виду

$$Nu = C_q \cdot Re_{d_1}^m \quad (1)$$

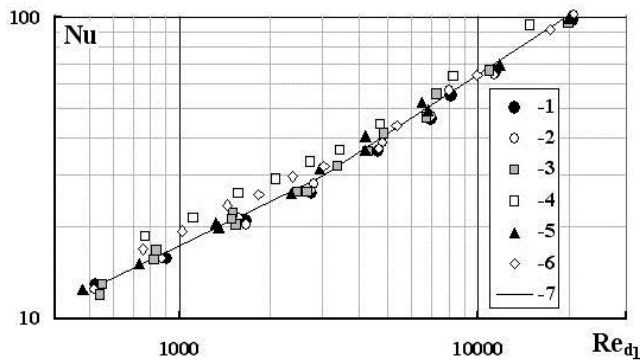


Рис. 3. Залежність чисел Нуссельта від чисел Рейнольдса  $500 < Re_{d_1} < 20000$ : 1 – пакет № 1; 2 – пакет № 2; 3 – пакет № 3; 4 – пакет № 4; 5 – пакет № 5; 6 – пакет № 6; 7 – осереднена крива

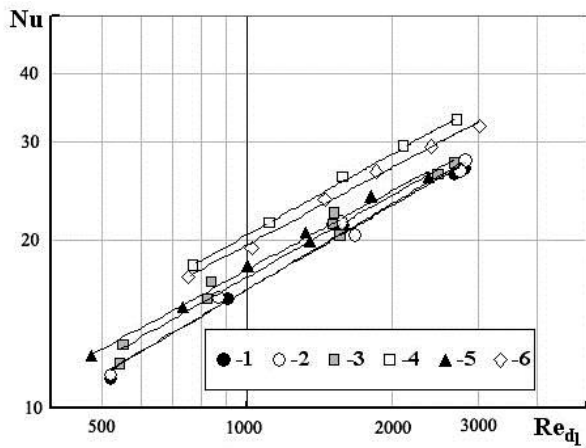


Рис. 4. Залежність чисел Нуссельта від чисел Рейнольдса  $500 < Re_{d_1} < 3000$ : 1 – пакет № 1; 2 – пакет № 2; 3 – пакет № 3; 4 – пакет № 4; 5 – пакет № 5; 6 – пакет № 6

Частина експериментальних даних на рис. 3 з невеликим розсіюванням в області  $3000 < Re_{d_1} < 20000$  групується біля кривої 7. Як видно, в області  $Re_{d_1} < 3000$  спостерігається інша закономірність теплообмінного процесу, який характеризується більш пологим нахилом (меншим  $m$ ) кривої 7, тобто при  $Re_{d_1} \approx 3000$  настає очевидне змінення режиму течії

при омиванні пакетів труб. Крім того, в цій області має місце деяке розшарування даних, тому для її детального аналізу вона окремо представлена на рис. 4. З цього рисунку видно, що пучок № 4 з  $S_1/S_2=1,266$  має найбільшу інтенсивність теплообміну, близький за значенням до нього пучок № 6 з  $S_1/S_2=1,855$ . По мірі зменшення параметра  $S_1/S_2$  тепловіддача у пучках знижується. Значення  $Nu$  для пучків №№ 1–3 у межах експериментальної похибки практично співпадають між собою, перевищення за інтенсивністю теплообміну між найкращими пучками №№ 4, 6 та іншими у розглянутому діапазоні  $Re_{d_1}$  складає 10–15 %.

Вплив параметра розміщення труб у пучку  $S_1/S_2$  для області малих чисел Рейнольдса на коефіцієнти  $m$  (крива 1) та  $C_q$  (крива 2) у ступеневій формулі (1) приведені на рис.5.

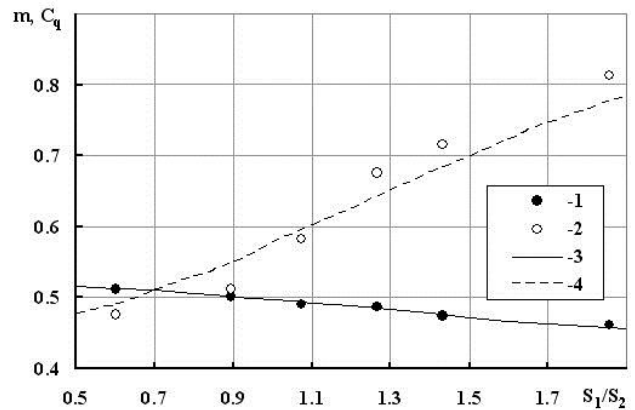


Рис. 5. Залежності показника ступеня  $m$  і коефіцієнта  $C_q$  від параметра розміщення  $S_1/S_2$  при  $500 < Re_{d_1} < 3000$ : 1 – показник  $m$ ; 2 – коефіцієнт  $C_q$ ; 3, 4 – розрахункові криві

Коефіцієнт  $C_q$  суттєво збільшується з ростом  $S_1/S_2$  приблизно в 1,7 рази для пакету № 6 (табл. 2), при цьому показник ступеня  $m$  зменшується більш повільно і для досліджених пучків в середньому складає приблизно 0,49 (табл. 2).

З метою створення узагальнюючих співвідношень для розрахунків показника ступеня  $m$  та коефіцієнта  $C_q$  в більш широкому інтервалі змінення геометричних характеристик труб та пучків, до аналізу додатково залучені експериментальні дані з теплообміну [10], що включали 27 шахових пучків і які були досліджені в діапазонах чисел Рейнольдса  $Re_{d_1}$  від 3000 до 20000, коефіцієнтів оребрення  $\psi$  від 5,3 до 21,5 та відношень кроків між трубами  $S_1/S_2$  від 0,6 до 2,5. Дані [10] були екстрапольовані в область низьких чисел Рейнольдса  $Re_{d_1} < 3000$  з урахуванням зменшення показника ступеня  $m$  і залежності його від параметра  $S_1/S_2$  (рис. 5). За результатами оброблення всіх дослідів побудовані графічні залежності  $m=f(S_1/S_2)$  на рис. 6 та  $C_q=f(S_1/S_2)$  на рис. 7. Поля даних на рисунках, що відповідають розкидам значень по відношенню до усереднених апроксимуючих кривих для показника  $m$  не перевищує  $\pm 2\%$ , а для коефіцієнта  $C_q = \pm(12-15)\%$ .

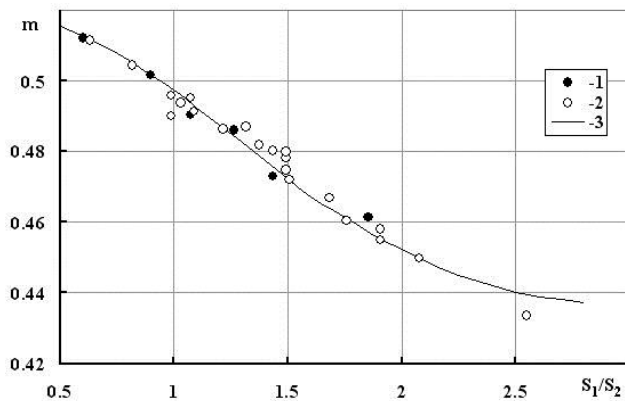


Рис. 6. Залежність показника ступеня  $m$  у формулі (1) від параметра розміщення  $S_1/S_2$  в області  $500 < Re_{d_1} < 3000$ : 1 – досліджені пучки; 2 – екстрапольовані дані [10] в область  $Re_{d_1} < 3000$ ; 3 – розрахункова крива

З урахуванням аналізу даних рис. 6 та рис. 7 співвідношення для розрахунку значень  $m$  та  $C_q$  відповідно набувають вигляд

$$m = 0,05 \cdot \text{th}(1,3 - S_1 / S_2) + 0,48, \quad (2)$$

$$C_q = -0,25 \cdot \text{th}(1,3 - S_1 / S_2) + 0,65. \quad (3)$$

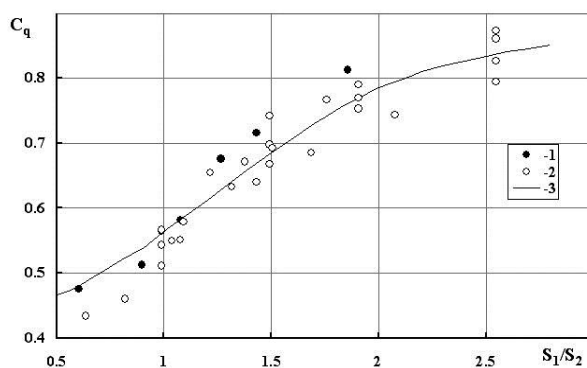


Рис. 7. Залежність коефіцієнта  $C_q$  у формулі (1) від параметра розміщення  $S_1/S_2$  в області  $500 < Re_{d_1} < 3000$ : 1 – досліджені пучки; 2 – екстрапольовані дані [10] в область  $Re_{d_1} < 3000$ ; 3 – розрахункова крива

Таким чином, за результатами експериментальних досліджень отримана нова єдина система узагальнюючих співвідношень (1)–(3), що дозволяє в інтервалі малих чисел Рейнольдса  $500 < Re_{d_1} < 3000$  розраховувати значення коефіцієнтів тепловіддачі для шахових пакетів плоскоовальних труб з неповним оребренням. Похибка розрахункової формули (1) не перевищує  $\pm 12\%$ .

## 5. Висновки

За результатами експериментальних досліджень отримана система рівнянь (1), (2) та (3), що дозволяє розраховувати коефіцієнти теплообміну

шахових пучків поперечно-оребrenних труб плоскоовального профілю в області малих (0,5–3) м/с швидкостей омивання повітряним потоком в широкому інтервалі зміння їх геометричних характеристик ( $\psi=5-21,5$ ;  $S_1/S_2=0,6-2,5$ ).

Запропоновані розрахункові співвідношення можуть бути використані при розробці та розрахунку секцій нових теплообмінних поверхонь «сухих» градирень з вимушеною та природною тягою, апаратів повітряного охолодження, конвективних хвостових поверхонь нагрівання котлоагрегатів, які працюють при малих теплових навантаженнях.

## Література

1. Справочник по теплообменникам в 2-х т., Т.2 / под ред. О. Г. Мартыненко, А. А. Михалевица, В. К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.
2. Крюков, Н. П. Аппараты воздушного охлаждения [Текст] / Н. П. Крюков. – М.: Химия, 1983. – 168 с.
3. Терех, О. М. Теплоаэродинамична ефективність пакетів труб з поперечними ребрами [Текст] / О. М. Терех, О. В. Семеняко, В. А. Рогачов, П. І. Багрий // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – Т. 2, № 8 (56). – С. 31–37. – Режим доступа: <http://journals.uran.ua/eejet/article/view/3773/3529>
4. Стасюлявичюс, Ю. К. Теплоотдача поперечно-обтекаемых пучков ребристых труб [Текст] / Ю. К. Стасюлявичюс, А. Ю. Скринска. – Вильнюс: Минтис, 1974. – 243 с.
5. Кунтыш, В. Б. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения [Текст] / В. Б. Кунтыш, Н. М. Кузнецов. – СПб.: Энергоатомиздат, 1992. – 280 с.
6. Юдин, В. Ф. Теплообмен поперечно оребренных труб [Текст] / В. Ф. Юдин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 189 с.
7. Ангуфьев, В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева [Текст] / В. М. Ангуфьев. – М.-Л.: Энергия, 1966. – 184 с.
8. Pysmennyu, Ye. Experimental investigation of thermo-aerodynamic characteristic of fining flat-oval tube banks [Text] / Ye. Pysmennyu, A. Terekh, P. Bagriy, G. Polupan // 7th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics. – Krakow, Poland, 2009. – P. 116.
9. Pis'mennyi, E. N. Optimization of the ribbing of a new heat exchange surface of flat-oval tubes [Text] / E. N. Pismennyi, P. I. Bagrii, A. M. Terekh, A. V. Semenyako // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2013. – Vol. 86, Issue 5. – P. 1066–1071. doi: 10.1007/s10891-013-0929-5
10. Письменный, Е. М. Узагальнений метод розрахунку конвективного теплообміну поперечно-омиваних шахових пучків труб плоско овалного профілю з неповним оребренням [Текст] / Е. М. Письменный, П. І. Багрий, В. А. Рогачов, О. М. Терех // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2008. – Т. 2, № 3(32). – С. 44–47.
11. Письменный, Е. Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребренных труб [Текст] / Е. Н. Письменный. – Киев: Альтерпрес, 2004. – 244 с.

## References

1. Martynenko, O. H., Mikhalevich, A. A., Shykov, V. K. (Eds.) (1987). Reference book of Heat-exchangers in two volumes, Vol. 2. Moscow, USSR: Energoatomizdat, 352.
2. Kryukov, N. P. (1983). Air cooling apparatuses. Moscow, USSR: Chemistry, 168.
3. Terekh, A. M., Semenyako, A. V., Rogachev, V. A., Baranyuk, A. V., Bagriy, P. I. (2012). Heataerodynamic efficiency of tube bundles with transversal fins. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2/8 (56), 31–37. Available at: <http://journals.uran.ua/eejet/article/view/3773/3529>

4. Stasiulevicius, J., Skrinška, A. (1974). Heat transfer in banks of finned tubes in crossflow. Vilnius, USSR: Mintis, 243.
5. Kuntys, V. B., Kuznetsov, N. M. (1992). Thermal and aerodynamics calculations of finned air-cooled exchanger. S-Petersburg, Russia: Energoatomizdat, 280.
6. Udin, V. F. (1982). Heat transfer of finned tubes in crossflow. Leningrad, USSR: Machinebuilding, 189.
7. Antuf'ev, V. M. (1966). Efficiency of different forms of heating convective surfaces. Moscow, USSR: Energy, 184.
8. Pysmennyi, Ye., Terekh, A., Bagriy P., G. Polupan G. (2009). Experimental investigation of thermo-aerodynamic characteristic of fining flat-oval tube banks. 7-th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics. Krakow, Poland, 116.
9. Pis'mennyi, E. N., Bagrii, P. I., Terekh, A. M., Semenyako, A. V. (2013). Optimization of the ribbing of a new heat exchange surface of flat-oval tubes. Journal of Engineering Physics and Thermophysics, 86 (5), 1066–1071. doi: 10.1007/s10891-013-0929-5
10. Pis'mennyi, E. N., Bagriy, P. I., Rogachev, V. A., Terekh, A. M. (2008). Generalized method of calculation of heat transfer of staggered bundles of flat-oval tube with incomplete fins in cross flow. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2/3 (32), 44–47.
11. Pismennyi, E. N. (2004). Heat transfer and aerodynamics in banks of transversely finned tubes. Kiev, Ukraine: Alterpress, 244.

Рекомендовано до публікації д-р техн. наук Черноусенко О. Ю.  
Дата надходження рукопису 20.04.2015

**Вознюк Максим Михайлович**, аспірант, кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

E-mail: maksimvoznuyk@gmail.com

**Терех Олександр Михайлович**, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

E-mail: teram57@meta.ua

**Рогачов Валерій Андрійович**, кандидат технічних наук, доцент, кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

E-mail: valeriy\_rogachov@ukr.net

**Баранюк Олександр Володимирович**, кандидат технічних наук, старший викладач, кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

E-mail: aleksandrW@i.ua

УДК 65.011.56

DOI: 10.15587/2313-8416.2015.42630

## ВЫБОР ТЕХНОЛОГИИ РАЗРАБОТКИ ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ИНФОРМАЦИОННЫХ СИСТЕМ

© Е. П. Павленко, В. А. Айвазов, И. С. Берюх

*Рассмотрена проблема выбора технологии разработки программного обеспечения. Проведен анализ достоинств и недостатков существующих технологий. Выделены локальные критерии качества, позволяющие оценить эффективность применения технологии разработки программных продуктов с конкретным назначением. Разработана процедура принятия решений по выбору технологии разработки программного обеспечения как последовательность выполняемых этапов*

**Ключевые слова:** программное обеспечение, технология разработки, эксперт, принятие решений, локальный критерий

*The problem of choice of technology of software development is considered. The analysis of dignities and lacks of existent technologies is conducted. Local criteria are selected qualities, allowing to estimate efficiency of application of technology of software development with the concrete setting. Procedure of decision-making is developed on the choice of technology of software development as a sequence of the executable stages*

**Keywords:** software, technology of development, expert, decision-making, local criterion

### 1. Введение

Эффективность и результативность разработки программных проектов не находится на должном уровне. Несмотря на широкое распространение компьютеров и расширение области применения программного обеспечения, остается значительная доля

проектов по разработке программного обеспечения, которые нельзя считать успешными. Наряду с эффективными достижениями имеются и неудачи. К сожалению, до сих пор слишком часто приходится делать вывод, что программирование рискованно, программы ненадежны [1].