

УДК 536.24

## ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА С КОМПАКТНЫМ РАЗМЕЩЕНИЕМ ПУЧКОВ ТРУБ

**Троханяк Виктор Иванович**

ассистент

Национальный университет биоресурсов и природоиспользования  
Украины, Киев (Украина)

**Богдан Юрий Александрович**

старший преподаватель

Киевская государственная академия водного транспорта  
им. гетмана Петра Конашевича-Сагайдачного, Киев (Украина)

*author@apriori-journal.ru*

**Аннотация.** Проведено моделирование процессов переноса массы и теплоты в каналах кожухотрубного теплообменника для различных конструкций пучков труб с компактным их размещением, используя специальное программное обеспечение. Проведен расчет теплогидравлической эффективности для пучков труб различной геометрии и выполнена их сравнительная оценка.

**Ключевые слова:** теплообменник; пучок труб; математическое моделирование; теплогидравлическая эффективность; фактор аналогии Рейнольдса.

# THERMAL-HYDRAULIC EFFICIENCY OF SHELL-AND-TUBE HEAT EXCHANGER WITH THE COMPACT ARRANGEMENT OF THE TUBE BUNDLE

**Trohanyak Viktor Ivanovich**

assistant

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine  
Kyiv (Ukraine)

**Bohdan Yurii Aleksandrovych**

senior lecturer

Kyiv State Maritime Academy named after Hetman  
Petro Konashevych-Sagaydachnii, Kyiv (Ukraine)

**Abstract.** A simulation of heat and mass transfer in the channels of shell-and-tube heat exchanger for a variety designs of tube bundles with a compact arrangement using the special software, are made. Calculations of thermal-hydraulic efficiency for tube bundles of different geometry are made and them comparative analysis are realized.

**Key words:** heat exchanger; tube bundle; mathematical modeling; thermal-hydraulic efficiency; factor Reynolds analogy.

Анализ последних исследований. При разработке новых типов конструкций теплообменных аппаратов (ТА) важную роль играют такие факторы, как их массогабаритные характеристики, эффективность теплопереноса через поверхность, что разделяет теплоносители, потери давления в трактах для каждого из теплоносителей и другие параметры, которые характеризуют теплообменный аппарат [1]. Кроме указанных факторов для энергетической оценки ТА используют, например, такой параметр, как теплогидравлическая эффективность [2; 3], что характе-

ризирует тепловую производительность теплообменника отнесенную к единице мощности, необходимой для прокачки теплоносителей в трактах теплообменника. Другим важным инструментом анализа для определения эффективности разработанной конструкции ТА есть детальное математическое моделирование происходящих в нем процессов переноса массы и энергии. Такое моделирование дает возможность определить, как эффективность теплообмена на поверхности ТА, так и провести оценку гидравлических потерь, что определяют мощность насосов, необходимых для прокачки теплоносителей.

Наиболее распространенными конструкциями ТА, которые наиболее широко используются в разных отраслях народного хозяйства, являются рекуперативные теплообменники. По своим конструктивным отличиям эти теплообменники разделяются на кожухотрубные и пластинчатые. Каждая из этих конструкций имеет свои преимущества и недостатки, при этом выбор конструкции, зависит от гидравлических и температурных условий работы ТА.

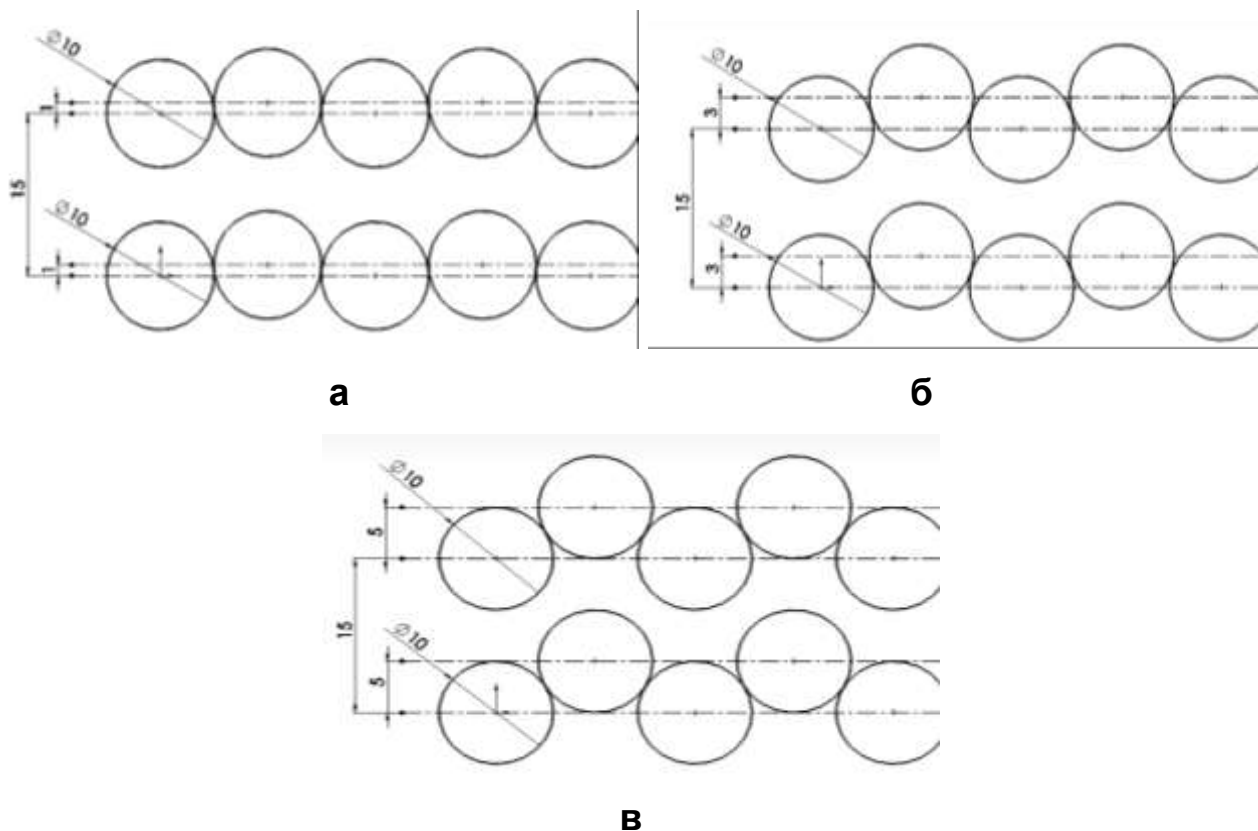
В работе рассматриваются теплообменники кожухотрубного типа новой конструкции, которая отличается от традиционных, базирующихся на использовании пучков труб с шахматным или коридорным их размещением. В разработанной новой конструкции кожухотрубного теплообменника используется максимально компактное размещение труб, что дает возможность существенно улучшить их массогабаритные показатели по сравнению с известными конструкциями.

Цель исследований – разработка новой конструкции кожухотрубного теплообменника с компактным размещением пучков труб, оценка их тепловой эффективности и проведение численного моделирования процессов тепло- и массопереноса в каналах теплообменника.

Постановка задач исследования. Для достижения поставленной цели необходимо выполнить компьютерное моделирование процессов тепломассопереноса в пучках труб различной геометрии, определить их

теплогидравлическую эффективность, рассчитать фактор аналогии Рейнольдса и осуществить сравнительную оценку исследуемых трубных пучков.

Материалы исследований. Рассмотрим кожухотрубный теплообменник с кожухом прямоугольного сечения при поперечном обтекании пучков труб. Геометрия размещения труб с диаметром  $d = 10$  мм показана на рис. 1, что отличается от традиционных шахматных и коридорных пучков их компактным размещением. Соседние трубки в таких тесных пучках могут быть смещены одна относительно другой на некоторое расстояние, при этом рассмотрено пять типов конструкции пучка, со смещением труб в поперечном направлении от 1 до 5 мм. Три типа конструкции показано на рис. 1, которые соответственно имеют величину смещения труб на 1, 3 и 5 мм относительно оси продольного ряда без смещения.



**Рис. 1. Расположение компактного пучка труб (вид сверху):**  
а – смещение труб на 1 мм, б – смещение труб на 3 мм,  
в – смещение труб на 5 мм

Проведено математическое моделирование процессов тепло- и массопереноса в каналах, выполнена оценка теплогидравлической эффективности пучков труб различной конструкции, рассматриваемых в работе.

Все расчеты выполнены при значении числа Рейнольдса  $18,6 \cdot 10^3$ . В качестве теплоносителей выбраны отработанные газы двигателя внутреннего сгорания с температурой  $470 \text{ }^\circ\text{C}$  на входе в ТА, которые протекают в межтрубных каналах, и холодная вода, движущаяся внутри труб с температурой на входе в ТА равной  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Подобные условия имеют место, например, в многоходовых ТА – утилизаторах теплоты отработанных газов, когенерационных установок. Схема движения теплоносителей имеет перекрестный характер.

**Результаты исследований.** Чтобы оценить эффективность теплообменной поверхности с энергетической точки зрения используют отношение переданного количества теплоты  $Q$  через поверхность теплообмена до величины мощности  $N$  насоса, которая необходима для прокачки теплоносителя через тракты теплообменника [2]:

$$E = Q / N \quad (1)$$

Параметр  $E$  еще называют теплогидравлической эффективностью поверхности.

Количество теплоты, которое отбирается от горячего или передается холодному теплоносителю можно определить по формуле

$$Q = c_p G \Delta T \quad (2)$$

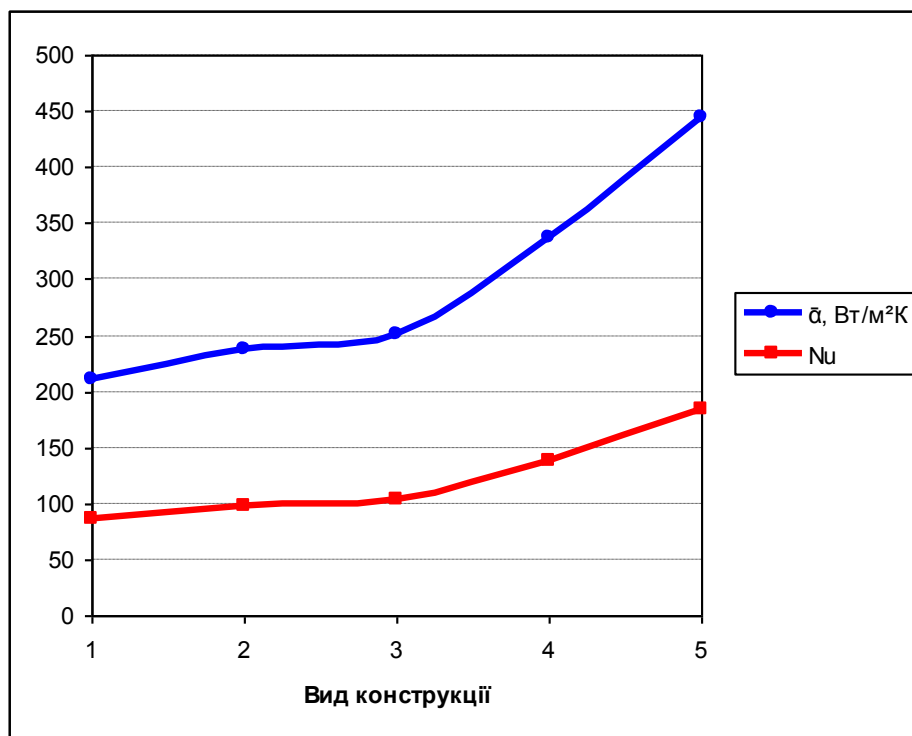
где  $\Delta T = T_{\text{вх}} - T_{\text{вых}}$  – перепад температур теплоносителя в тракте теплообменника;  $T_{\text{вх}}$ ,  $T_{\text{вых}}$  – соответственно температуры теплоносителя на входе и выходе из тракта,  $^\circ\text{C}$ ;  $G$  – массовый расход теплоносителя, кг/с;  $c_p$  – теплоемкость теплоносителя, кДж/(кг  $\cdot$   $^\circ\text{C}$ ).

Мощность, необходимая для прокачки теплоносителя:

$$N = \Delta p \cdot G / \rho \quad (3)$$

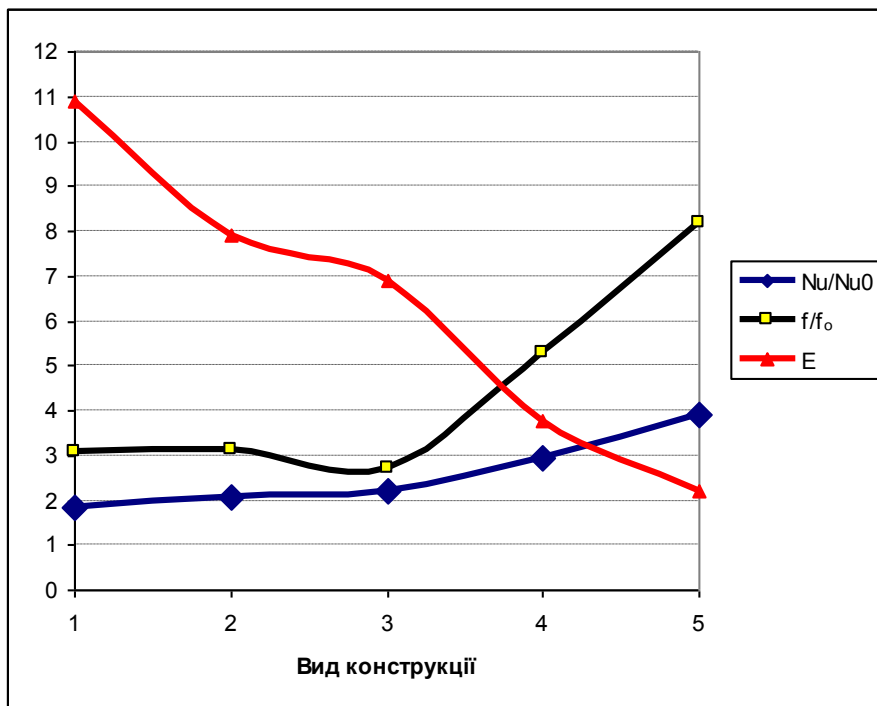
где  $\Delta p$  – перепад давления на входе и выходе из канала, кПа;  $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>.

На рис. 2 изображено изменение числа Нуссельта и коэффициента теплоотдачи в зависимости от типа конструкции, причем по оси абсцисс отложены величины смещения соседних труб равные соответственно 1, 2, 3, 4 и 5 мм, а по оси ординат усредненные значения коэффициента теплообмена  $\bar{\alpha}$  и числа Нуссельта по  $Nu = \bar{\alpha}d/v$  поверхности пучка труб, где  $v$  – коэффициент кинематической вязкости теплоносителя. В результате анализа полученных зависимостей можно сделать вывод, что наиболее эффективной по интенсивности теплообмена на поверхности пучка труб является конструкция со смещением труб 5 мм.



**Рис. 2. Зависимость числа Нуссельта и коэффициента теплоотдачи в зависимости от изменения конструкции пучка труб**

На рис. 3 приведены зависимости числа Нуссельта  $Nu/Nu_0$ , коэффициента гидравлического сопротивления в межтрубном канале  $f/f_0$ , отнесенных к соответствующим значениям этих величин в гладком канале (обозначенных индексом «0»), и теплогидравлической эффективности  $E$  от геометрии канала (см. формулу (1)).



**Рис. 3. Теплогидравлическая эффективность, относительные величины чисел Нуссельта и коэффициентов трения для различных типов конструкций пучка труб**

Как видно из рис. 3, значения чисел Нуссельта и коэффициентов трения на поверхности стенки трубок возрастает при увеличении величины смещения между соседними трубами, но при этом рост гидравлического сопротивления является большим. В исследуемых каналах достигается увеличение коэффициента теплообмена на поверхности пучка труб по сравнению с гладким каналом пучка почти в 4 раза. В то же время, как видно из рис. 3, теплогидравлическая эффективность в таких каналах вследствие роста гидравлических сопротивлений падает с увеличением величины смещения между соседними трубами.

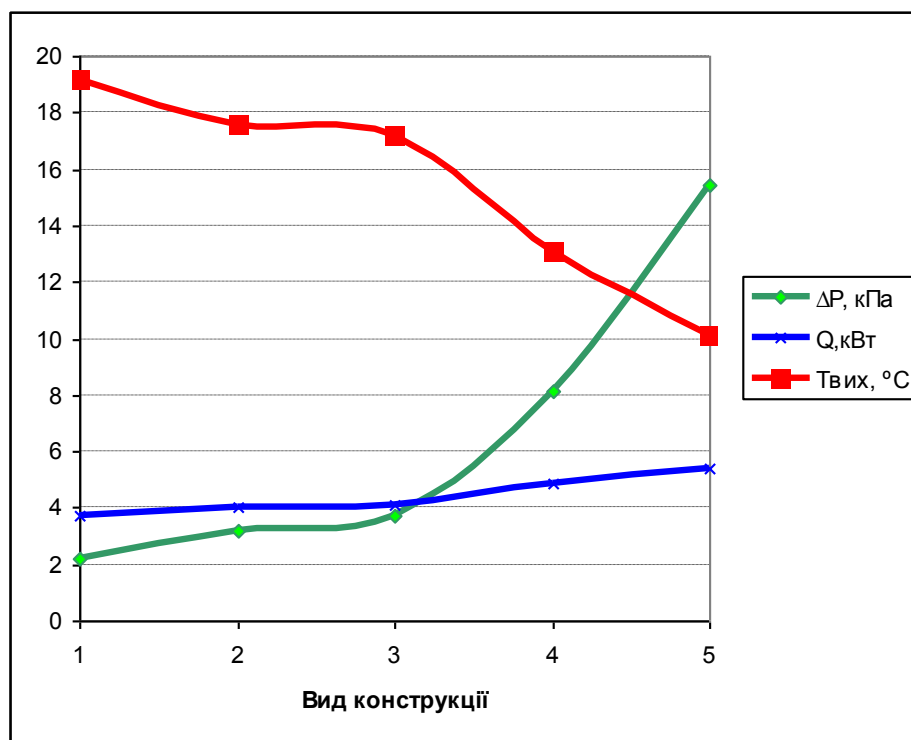
На рис. 4 приведены графики, показывающие изменение температуры охлаждаемого теплоносителя на выходе из канала, потерь давления и величины суммарного количества теплоты, передаваемой через теплообменную поверхность, с изменением геометрии пучка. Как следует из полученных зависимостей, температура охлаждаемого теплоносителя на выходе из теплообменника для последней геометрии суще-

ственно снижается, суммарная теплота, которая передается от горячего теплоносителя к холодному, растет, а перепад давлений увеличивается до 7 раз (см. рис. 4). При этом увеличение давления составляет всего 0,157 атм, не приводит к существенному увеличению мощности насосов или вентиляторов, используемых для прокачки теплоносителя.

Для сравнения значений энергетической эффективности различных типов теплообменных поверхностей кроме теплогидравлической эффективности используется так называемый фактор аналогии Рейнольдса (ФАР), который представлен в форме [4]:

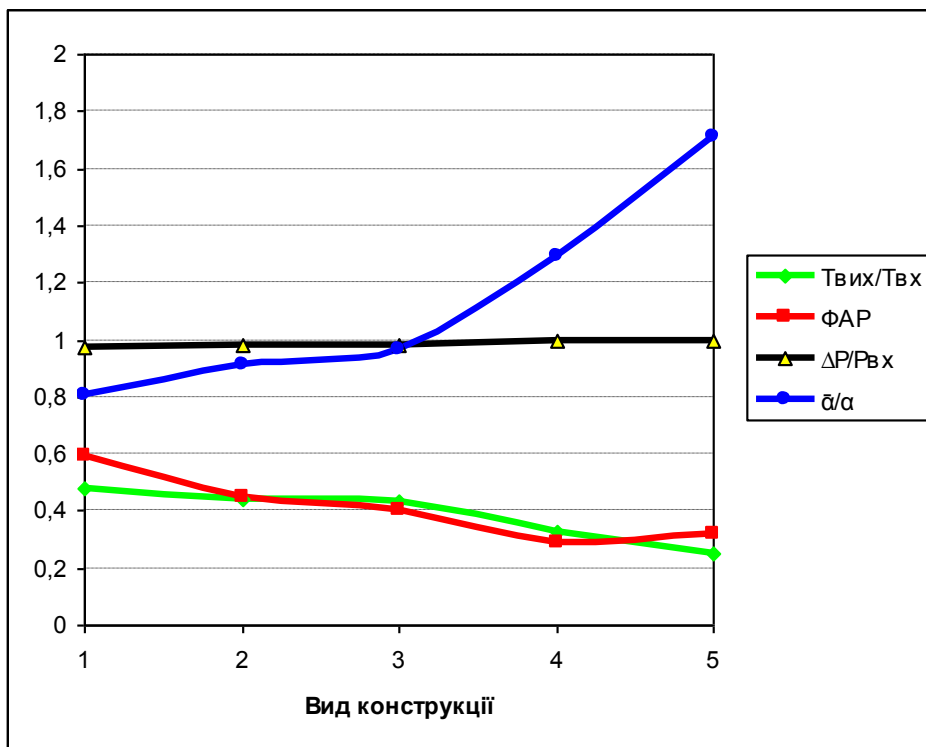
$$\Phi AP = \frac{\overline{Nu} / \overline{Nu}_0}{\overline{f} / \overline{f}_0} \quad (4)$$

Указанный параметр дает возможность сравнить теплогидравлическую эффективность исследуемой поверхности с некоторой эталонной поверхностью. Как эталонную поверхность выбрано плоский гладкий канал (обозначается индексом «0»), причем значение числа Нуссельта



**Рис. 4. Зависимость падения давления  $\Delta p$ , общего количества отведенной теплоты  $Q$  и температуры теплоносителя на выходе из теплообменника  $T_{\text{вых}}$  от изменения геометрии пучка труб**





**Рис. 5. Фактор аналогии Рейнольдса и безразмерные значения выходной температуры, потерь давления и коэффициента теплообмена на поверхности каналов различной геометрии с компактным размещением труб**

$\overline{Nu}_0$  и коэффициента гидравлического сопротивления  $\overline{f}_0$  для плоского канала рассчитываются для стабилизированного турбулентного течения по известным формулам [2; 4] при тех же значениях числа Рейнольдса, и для исследуемого канала.

Расчетные значения ФАР, безразмерные значения температуры на выходе из канала, потери давления и коэффициенты теплообмена на поверхности для каналов с компактной геометрию трубных пучков приведены на рис. 5.

Анализ полученных зависимостей показывает, что с точки зрения интенсификации процессов теплопереноса на поверхности пучков, лучшие характеристики имеет конструкция со смещением труб 5 мм (см. рис. 1, в). Усредненные значения коэффициента теплоотдачи для этой поверхности в 2,1 раза превышают соответствующие значения  $\bar{\alpha}$  для конструкции со смещением труб на 1 мм. При этом достигается суще-

ственное снижение температуры охлаждаемого теплоносителя на выходе из канала. Гидравлические потери с увеличением величины смещения между соседними трубами растут, но в абсолютном значении существенного падения общего давления не наблюдается и это не приводит к значительному повышению мощности насоса, который используется для прокачки теплоносителя. Поскольку темпы роста гидравлических сопротивлений превышают темпы роста коэффициентов теплообмена, то для геометрии канала с большим смещением труб параметр ФАР несколько снижается.

Сравнительная оценка полученных значений теплогидравлической эффективности и фактора аналогии Рейнольдса дает возможность сделать обоснованные выводы о выборе оптимальной конструкции пучков труб при разработке теплообменников различного назначения.

### **Выводы**

Проведен сравнительный анализ теплогидравлической эффективности для каналов различной конструкции и показано, что предложенные конструкции эффективны по сравнению с известными конструкциями при существенном уменьшении массогабаритных показателей теплообменной поверхности.

Определены эффективные поверхности теплообмена и показана перспективность применения предлагаемых конструкций пучков труб при конструировании теплообменников различного назначения.

## Список использованных источников

1. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с.
2. Горобець В.Г. Теплогідролічна ефективність поверхонь з інтенсифікаторами теплообміну та ребренням // Науковий вісник НУБіП України. 2010. № 148. С. 46-56.
3. Кирпичев М.В. О наиболее выгоднейшей форме поверхности нагрева // Изв. ЭНИН им. Г.М. Кржижановского. 1944. Т. 12. С. 40-45.
4. Халатов А.А. Аналогия переноса теплоты и количества движения в каналах с поверхностями генераторами вихрей / А.А. Халатов, В.Н. Онищенко, И.И. Борисов // Доклады НАН Украины. К., 2007. № 6. С. 70-75.