

УДК 621.43.068:536.24

**КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ
ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРОДИНАМИКИ В КАНАЛАХ
КОМПАКТНЫХ КОЖУХОТРУБНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ**

В. Г. Горобец, доктор технических наук, доцент

Национальный университет биоресурсов и природоиспользования Украины

Ю. О. Богдан, кандидат технических наук

Херсонская государственная морская академия

e-mail: gorobetsv@ukr.net

Аннотация. *В данной статье проведено численное компьютерное моделирование и экспериментальное исследование тепловых и гидродинамических характеристик сжатых пучков круглых труб малого диаметра в теплообменных аппаратах новой конструкции. Выполнен сравнительный анализ полученных результатов с результатами известных экспериментальных исследований для гладкотрубных пучков труб коридорной компоновки. Проведено сравнение результатов численного моделирования и экспериментальных данных для сжатых пучков круглых труб и получено их удовлетворительное совпадение. Проведено также сравнение полученных результатов с известными экспериментальными данными для пучков круглых труб с традиционной коридорной компоновкой. Показано, что использование в теплообменниках сжатых пучков труб малого диаметра приводит к существенному увеличению тепловой эффективности теплообменников, уменьшению габаритов и массы при незначительных отличиях в суммарном аэродинамическом сопротивлении.*

Ключевые слова: *теплообмен, гидродинамика, пучок труб, численное компьютерное моделирование, эксперимент*

Актуальность. Одним из важнейших направлений энерго- и ресурсосбережения на современном этапе развития техники является разработка более совершенного теплообменного оборудования, входящего в состав энергетических установок. Вместе с тем теплообменные аппараты современных энергетических установок должны отвечать все более ужесточающимся требованиям к новым конструкциям: по надежности работы, минимальному

гидравлическому сопротивлению, удобству эксплуатации, компактности, уменьшению массогабаритных показателей и повышению долговечности. Представляет интерес разработка новых усовершенствованных конструкций теплообменников, которые обладают улучшенными энергетическими, массогабаритными и ценовыми характеристиками по сравнению с имеющимися аналогами.

Теплообменный аппарат (ТА) является одним из наиболее распространенных устройств, используемых во всех типах энергетических установок и двигателей. Обзор различных типов ТА и способов улучшения теплообмена в целом, в том числе тех, которые используются для двигателей приведен в статье [1].

Выбор теплообменного аппарата (элемента ТА) осуществлялся исходя из конкретных условий эксплуатации, которые определяют его конструкцию, тепловые и динамические характеристики, технико-экономические и другие показатели [2]. Из множества существующих конструкций ТА (согласно классификации приведенной в источнике [3]), около 80 % их них составляют кожухотрубные ТА [2], что обусловлено в первую очередь возможностью их применения при высоких температурах и давлениях.

Кожухотрубные ТА нашли широкое применение в промышленности, энергетике и транспорте, благодаря простоте конструкций, малому гидравлическому сопротивлению, достаточно высокой эффективности и долговечности. Повышение их эффективности напрямую зависит от геометрии и компоновки основного элемента таких теплообменников – трубного пучка. Известно, что для кожухотрубных теплообменников максимальная теплоотдача в трубных пучках наблюдается при перекрестном токе теплоносителей, т. е. при поперечном обтекании таких пучков. Результаты исследований гидродинамики и теплообмена пучков труб (с трубами традиционного круглого сечения), достаточно широко изложены в монографии [4]. Опубликовано значительное

количество работ, посвященных исследованиям гладкотрубных пучков с применением труб удобообтекаемой формы [5, 6], а также с различной геометрией и компоновкой в пучках [7-10]. В то же время количество работ посвященных исследованиям процессов гидродинамики и тепло- массопереноса в компактных гладкотрубных пучках, в частности, с трубами малого диаметра, которые образуют ряды с минимальными межтрубными интервалами, весьма незначительно.

Совершенствование трубчатых конвективных поверхностей теплообмена связано с поиском компактных схем расположения трубок пучка в поперечном потоке и наиболее энергетически выгодными условиями их обтекания, обеспечивающими высокую интенсивность теплоотдачи в конкретных условиях эксплуатации.

Особый интерес вызывают коридорные пучки гладких труб, учитывая их небольшое газодинамическое сопротивление, которое является важной характеристикой для некоторых типов теплообменных аппаратов, например, для утилизаторов теплоты продуктов сгорания турбин и двигателей внутреннего сгорания. Вместе с тем, наряду со снижением газодинамического сопротивления пучков необходимо также решать задачи повышения эффективности теплопередачи, интенсификации теплообмена, повышения компактности ТА, снижения загрязняющих отложений (сажи) на поверхности трубного пучка, повышения надежности конструкции таких аппаратов и др.

Анализ последних исследований и публикаций. Обширные исследования конвективного теплообмена различных поперечно обтекаемых пучков гладких труб цилиндрической формы с коридорным их расположением провел А. А. Жукаускас и др. [4, 11-13]. В этих исследованиях изучены основные закономерности изменения теплоотдачи и гидродинамики потока, влияние на процессы теплообмена и гидродинамики изменение продольного и поперечного шагов в трубных пучках, изменение диаметра труб и ряда других

факторов. Кроме того проводились исследования теплогидравлической эффективности таких поверхностей, их устойчивости к воздействию вибраций, колебаний давления, а также наличия загрязнений.

Исследованиями тесных поперечно обтекаемых пучков гладких труб цилиндрической формы с коридорным их расположением занимался С. Аиба [14, 15].

В.А. Пронин [8, 9], проводил исследования теплоаэродинамических процессов при поперечном обтекании гладких цилиндрических трубных пучков с различной компоновкой и межтрубными каналами криволинейного и конфузorno-диффузорного типов, которые обладают пониженным аэродинамическим сопротивлением по сравнению с коридорной или шахматной компоновками.

Следует отметить, что в ряде случаев к теплообменникам предъявляются жесткие требования по ограничению гидравлического сопротивления. Например, газодинамическое сопротивление утилизатора теплоты ОГ ДВС лимитировано допустимой (без существенного снижения эффективности работы ДВС) величиной противодавления на выходе из двигателя ОГ (особенно с турбонаддувом, так как величина противодавления в этом случае не должна превышать 5000 кПа) [ссылка]. Поэтому снижение величины противодавления является для таких теплообменников первоочередной задачей. При этом важным фактором, влияющим на газодинамическое сопротивление и теплоотдачу пучков труб, является загрязненность ОГ [16]..

Проведенные исследования показали, что коридорные пучки труб при поперечном их обтекании обладают более низким гидравлическим сопротивлением по сравнению с шахматной их компоновкой, однако имеют меньшие по поверхности коэффициенты теплоотдачи [4]. Одним из путей повышения коэффициента теплоотдачи является использование труб малого диаметра.

Таким образом, научные исследования процессов происходящих в теплообменных аппаратах в данной статье направлены на повышение эффективности таких теплообменников, которое достигается наличием следующих факторов: 1) использованием гладкотрубных пучков малого диаметра при коридорной компоновке; 2) минимизации величины продольного шага между трубами (сжатые пучки имеют относительный продольный шаг равный единице, т.е. трубки в ряду по ходу греющего теплоносителя соприкасаются – предельный случай их размещения); 3) уменьшением величины поперечного шага, что обеспечивает увеличение скорости теплоносителя и коэффициента теплоотдачи на поверхности обтекания.

ТА новой конструкции могут быть использованы для утилизации теплоты ОГ ДВС, на транспорте, в промышленности, энергетике, металлургии, сельском и коммунальном хозяйстве. Исходя из вышесказанного научный интерес представляет изучение основных закономерностей в процессах тепло- и массопереноса в пучках труб малого диаметра при оптимальной форме размещения поверхности нагрева и минимизации размеров застойных зон, для которых характерны низкие локальные значения коэффициентов теплоотдачи и имеет место накопление загрязняющих отложений в этих зонах.

Цель исследования состоит в численном моделировании и экспериментальном исследовании процессов теплообмена и гидродинамики, протекающих в каналах компактных пучков труб малого диаметра при коридорной их компоновке и выполнении сравнительного анализа полученных данных с данными для пучков труб известных компоновок.

Материалы и методы исследования. *Экспериментальные исследования.* Для проведения исследований создана экспериментальная когенерационная установка, которая состоит из поршневого двигателя внутреннего сгорания марки 3Д6 с утилизатором теплоты отработанных газов новой конструкции [17], который установлен на линии газовыпускного тракта (рис. 1). При проведении

экспериментов сбор и обработка данных измеряемых параметров осуществляется с помощью автоматизированного компьютерного комплекса, в основу которого, положено измерительное оборудование и приспособления предприятий «Регмік» и «Овен».

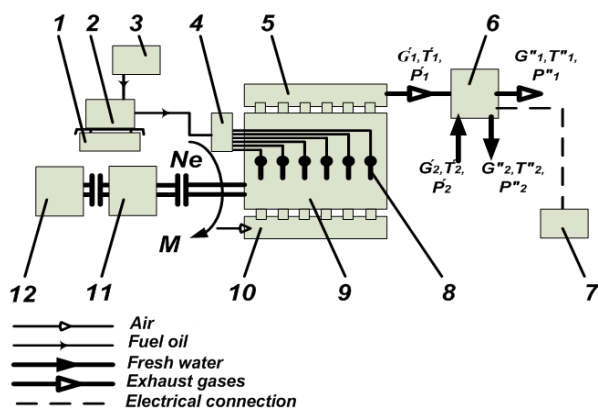


Рис. 1. Принципиальная схема (а) и общий вид экспериментальной установки (б):

1 – электронные весы; 2 – мерная емкость; 3 – топливный бак; 4 – топливный насос высокого давления (ТНВД); 5 – коллектор отработанных газов; 6 – утилизатор теплоты отработанных газов (ОГ); 7 – автоматизированный компьютерный комплекс измерительного оборудования и приспособлений; 8 – форсунки; 9 – поршневой двигатель внутреннего сгорания; 10 – коллектор впускного воздуха; 11 – реверс-редуктор; 12 – нагрузочное устройство «гидравлический тормоз»; G, T, P – расход, температура и давление теплоносителей в утилизаторе теплоты.

Список измерительного оборудования:

- измеритель двухканальный с универсальными входами и RS485 ТРМ200;
- расходомер РМ-1;
- манометры дифференциальные сильфонные показывающий??? ДСП-4Сг-М1 и ДСП-160-М1;
- преобразователь интерфейса АС4 и ПИ (RS485/USB);
- термометр сопротивления ТСМ;
- термопары типа хромель-копель;

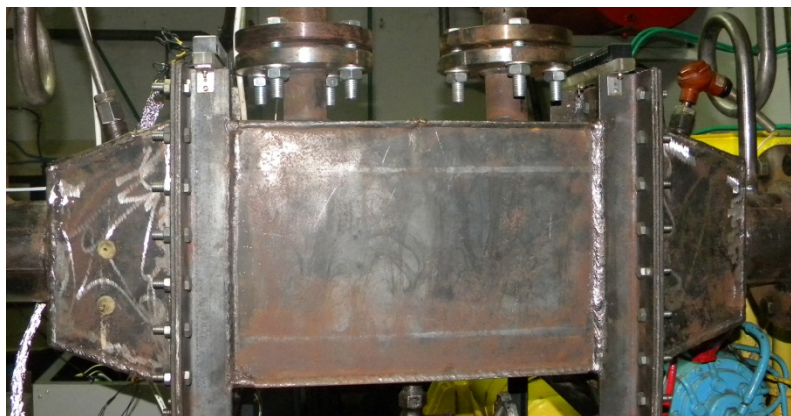
- датчики давления ПД100 (преобразователь избыточного давления микропроцессорный с выходом 4-20 мА);
- манометр 0-600 кПа;
- трубка Пито-Прандтля;
- микроманометр ММН-2400(5) – (1,0);
- измеритель температуры восьмиканальный «РегМік» И8 ТП;
- электронные весы ВТА 60/6 – 7;
- тахометр;
- термометры Дизеля;
- расходомерные диафрагмы;

Поверхность нагрева исследуемого ТА имеет следующие характеристики: диаметр и толщина гладких труб – $d \times \delta = 0,010 \times 0,001$ м; эквивалентный диаметр межтрубного канала – $D_{кан.эkv} = 9,67$ мм; длина труб – $l = 0,150$ м; эквивалентный диаметр кожуха – $D_{кож.эkv} = 0,150$ м; суммарная для двух тепловоспринимающих участков поверхность нагрева – $H = 1,602$ м²

Принципиальная схема и общий вид экспериментальной установки приведены на рис. 1. Общий вид кожухотрубного теплообменного аппарата новой конструкции приведен на рис. 2.



a



b

Рис. 2. Общий вид кожухотрубного теплообменного аппарата новой конструкции:

a – поперечный разрез; *b* – вид с боку со снятой изоляцией

Экспериментальные исследования для разработанного ТА проводились для пяти режимов работы двигателя при частоте вращения коленчатого вала 600, 800, 1000, 1200 и 1500 об/мин. В результате изменения режимов работы двигателя изменялся расход отработанных газов $G_1 = 0,218 \div 0,328$ кг/с, интервал значений чисел Рейнольдса Re при этом варьировался в диапазоне 3000÷6000. Расход воды выбирался постоянным и был равен $G_2 = 0,175$ кг/с.

Численное компьютерное моделирование. Для когенерационной установки на базе двигателя внутреннего сгорания с утилизатором теплоты новой конструкции проведено компьютерное моделирование процессов гидродинамики и теплообмена, протекающих в каналах исследуемых пучков труб с целью получения локальных распределений поля скоростей, температур и давлений, а также для получения зависимостей теплообменных характеристик от динамических и теплофизических параметров теплоносителя, в том числе для получения локальных распределений коэффициентов теплоотдачи по окружности труб 1-4-го рядов первого пучка. Геометрия исследуемого канала с компактным расположением пучков труб малого диаметра приведена на рис. 3, который имеет следующие геометрические характеристики: произведение поперечного и продольного шага труб $S_a \times S_b = 0,15 \times 0,10$ м; диаметр труб $d = 0,010$ м; количество труб в ряду $i = 42$ штуки; пучки труб состоят из $j = 9$ рядов, а общее количество труб в пучках составляет $z = 378$ штук, причем пучки состоят из двух секций, которые разделены между собой технологическим зазором, как показано на рис. 3.

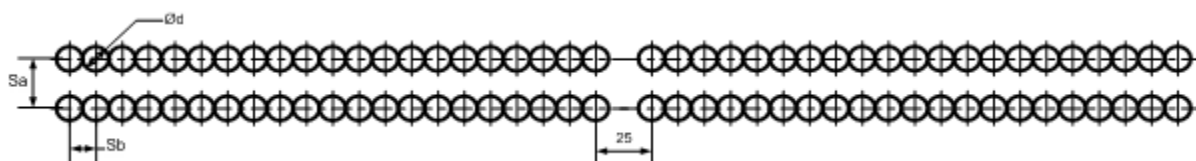


Рис. 3. Геометрия канала с компактным расположением пучка труб малого диаметра

Численное моделирование процессов теплообмена и гидродинамики в исследуемых пучках труб проводилось на основе метода конечных элементов с помощью программного пакета ANSYS Fluent. Математическая модель процессов тепло- и массопереноса, которые протекают в исследуемом аппарате при двухмерной (2D) постановке включает в себя систему уравнений Навье-Стокса, уравнение переноса энергии для конвективных течений [18] и стандартную $k-\varepsilon$ модель турбулентности [19]. Уравнения конвективного переноса массы и энергии имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \rho w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial \rho w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial \rho w_x}{\partial y} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w_x}{\partial y} \right), \\ \frac{\partial \rho w_y}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial \rho w_y}{\partial x} + w_y \frac{\partial \rho w_y}{\partial y} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w_y}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{ef} \frac{\partial w_y}{\partial y} \right) \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho w_x}{\partial x} + \frac{\partial \rho w_y}{\partial y} = 0;$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} = \frac{1}{\rho c_p} \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{ef} \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{1}{\rho c_p} \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_{ef} \frac{\partial t}{\partial y} \right) \quad (2)$$

Для моделирования турбулентного течения используется двухпараметрическая стандартная $k-\varepsilon$ модель, которая состоит из двух дифференциальных уравнений переноса кинетической энергии и скорости диссипации.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho k}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial \rho k}{\partial x} + w_y \frac{\partial \rho k}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_{ef}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_{ef}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + G_k - \rho \varepsilon, \\ \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial x} + w_y \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_{ef}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_{ef}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + c_{\varepsilon 1} G_k \frac{\varepsilon}{k} - c_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \end{aligned} \quad (3)$$

$$\text{where } \mu_{ef} = \mu + \mu_t, \lambda_{ef} = \lambda + \lambda_t, \mu_t = \frac{c_\mu \rho k^2}{\varepsilon}, G_k = \mu + \frac{\partial w_x}{\partial x_i} \left(\frac{\partial w_j}{\partial x_i} + \frac{\partial w_i}{\partial x_j} \right),$$

$$c_\mu = 0.09, c_{\varepsilon 1} = 1.44, c_{\varepsilon 2} = 1.92, \sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1.3.$$

Краевые условия имеют вид

$$w_i(\tau = 0) = 0, w_i(x = 0) = w_{in}, w_i(x_i = x_{CT}) = 0, t|_s = t_w|_s \quad (4)$$

Численные расчеты в исследуемых пучках труб проведены для пяти режимов работы двигателя при частоте вращения коленчатого вала n равным 600, 800, 1000, 1200 и 1500 об/мин. Результаты расчетов для режима работы 1500 об/мин приведены на рис. 4а-с.

Результаты исследований и их обсуждение. Распределение поля скоростей в каналах трубных пучков представлено на рис. 4а. Значение средней скорости ОГ в наиболее узком поперечном сечении канала составляет 37 ± 2 м/с (рис. 4,а).

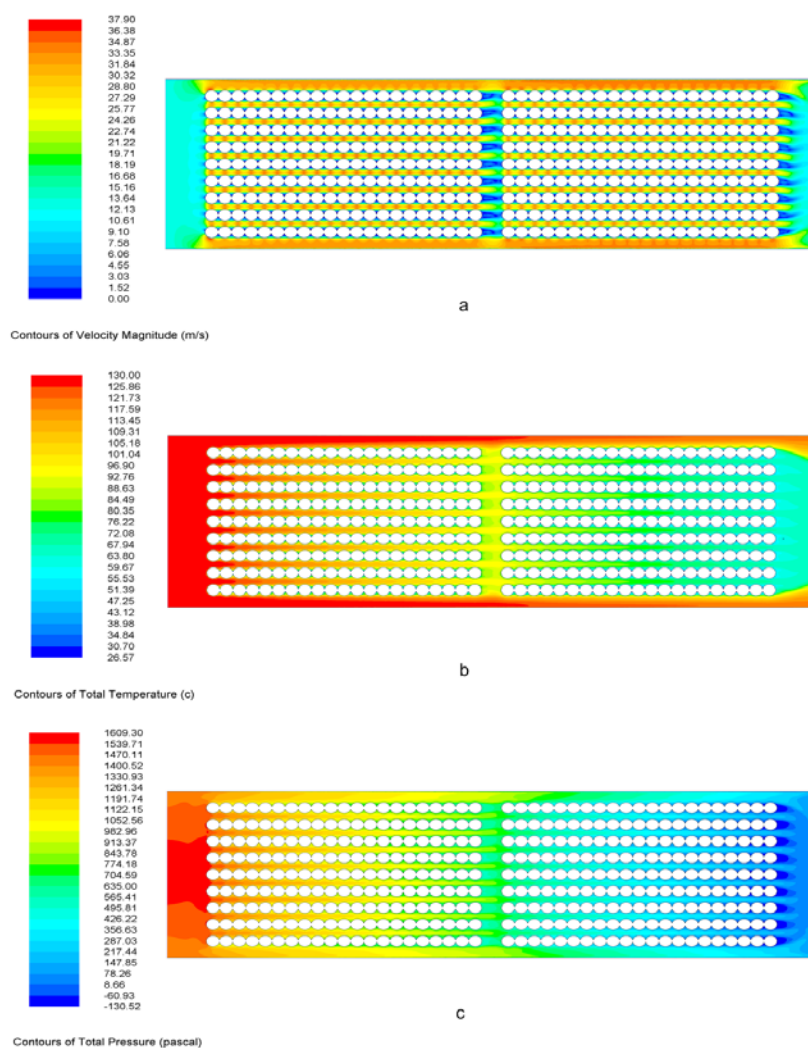


Рис. 4. Поля скоростей и давлений:

a – скорость отработанных газов в каналах пучков труб, м/с; b – изменение температуры в каналах пучков труб, °C; c – перепад давления в каналах пучков

труб, Па

На рис. 4, *b* и 4, *c* показано температурные распределения и изменение давления в потоке ОГ, протекающих по каналам трубных пучков.

Как видно из рис. 4, *b* газы, выходящие из боковых каналов между корпусом и пучками труб, обладают более высокими температурами по сравнению с газами, выходящими из каналов пучка, что указывает на наличие байпасной протечки газов между трубным пучком и корпусом аппарата.

В результате численного моделирования получены локальные распределения коэффициента теплоотдачи по окружности труб 1-4-го поперечных рядов первого пучка для каждого из пяти режимов работы.

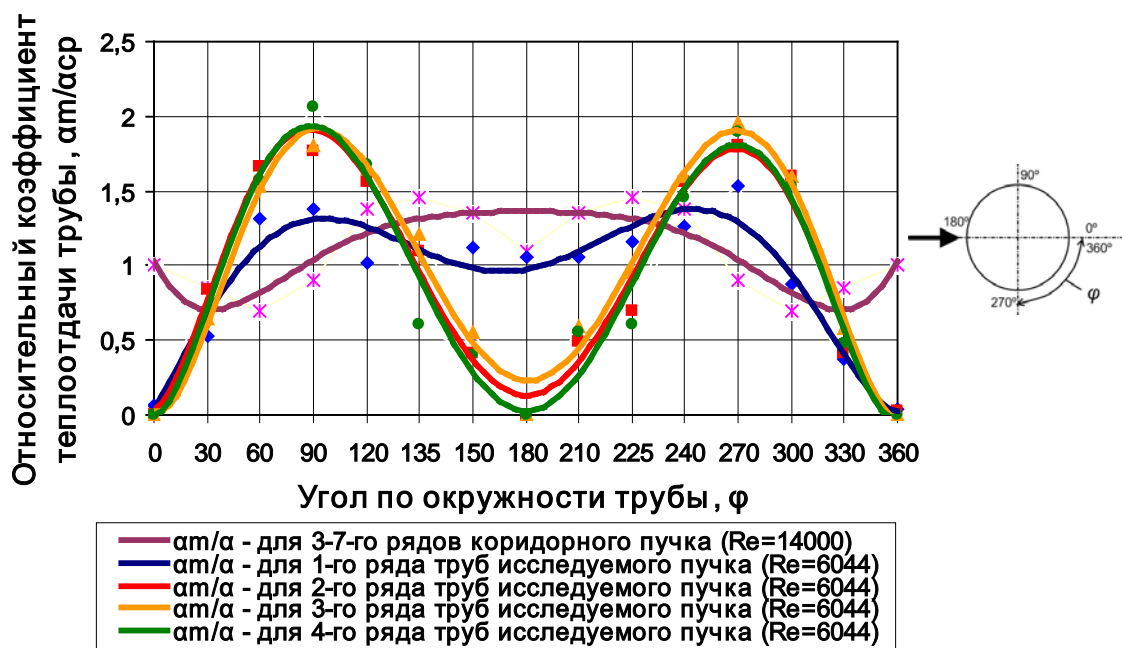


Рис. 5. Распределение локальных коэффициентов теплоотдачи α_m/α_{cp} на поверхности первых четырех труб продольного ряда:

относительный поперечный и продольный шаги трубного пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$; число Рейнольдса $Re = 6044$; $Pr = 0,692$ ($n = 1500$ об/мин).

На графике наведена аппроксимирующая полиномиальная функция распределения относительного коэффициента теплоотдачи α_m/α_{cp} на поверхности труб 3-7-го рядов коридорного пучка при $Re = 14000$ [20].

Проведено сравнение интенсивности теплоотдачи для труб 1-4-го поперечных рядов первой секции пучка для пяти установленных режимов проведено сравнение полученных распределений с результатами известных исследований при коридорном расположении трубных пучков.

На рис. 5 показано распределение локальных значений коэффициента теплоотдачи по периметру для труб 1-4-го ряда в направлении потока (первая секция трубного пучка) в режиме работы двигателя $n = 1500$ об/мин при $Re = 14000$. Результаты расчетов представлены в безразмерной форме α_m/α_{cp} , где α_{cp} – усредненное значение коэффициента теплоотдачи по периметру трубы.

Анализ полученных распределений показывает, что локальные максимумы коэффициента теплоотдачи наблюдаются для труб 1-го ряда вблизи лобовой точки натекания потока, а для труб 2-4 рядов в областях присоединения потока к поверхности труб. В области отрывных течений локальные значения α_m/α_{cp} существенно меньше, что обусловлено небольшими значениями скорости потока в отрывных зонах и наличием застойных зон гидродинамического течения.

Сравнение локальных значений коэффициента теплоотдачи для исследуемого компактного пучка труб малого диаметра и пучка с коридорным расположением труб показывает, что для исследуемого пучка труб величина локальных максимумов коэффициента теплоотдачи и их количество больше по сравнению с коридорной компоновкой трубного пучка, что в конечном итоге приводит к улучшению интегральных теплообменных характеристик пучка.

Интенсификация теплообмена в пучках с компактным расположением труб по сравнению с коридорным пучком достигается влиянием на условия теплообмена нескольких факторов: 1) уменьшением диаметра труб, что приводит к сокращению длины зон формирования пограничного слоя на поверхности труб в области присоединения внешнего потока к их поверхности, что увеличивает суммарный коэффициент теплоотдачи на поверхности; 2) уменьшением поперечного межтрубного расстояния (шага) между соседними

рядами труб, что приводит к увеличению скорости внешнего потока при одинаковом расходе теплоносителя в теплообменных аппаратах известных конструкций; 3) большей турбулизацией внешнего потока в межтрубных каналах, что интенсифицирует теплообмен на обтекаемой поверхности; 4) созданием продольных знакопеременных градиентов давления, что также приводит к интенсификации теплообменных процессов (аналог каналов с переменным сечением или «гофрированных» каналов типа диффузор-конфузор).

Для исследуемых пучков значение коэффициента теплоотдачи α_{cp} на участках присоединенного течения существенно больше значений α_{cp} на участках отрывного течения. При этом максимальное значение относительного коэффициента теплоотдачи 2-4-го рядов труб α_m/α_{cp} на участках присоединенного течения (при $Re = 6044$) превышает на 0,46 (29 %) максимальное значение α_m/α_{cp} для 3-7-го рядов труб коридорного пучка (при $Re = 14000$). Причем у исследуемого пучка максимумов α_m/α больше вдвое, которое обусловлено уменьшением длины формирования пограничного слоя на трубах малого диаметра, что в конечном результате повышает интенсивность процесса теплообмена. Этот фактор конструктивно обеспечивается «гофрированностью» канала, т. е. последовательным чередованием участков сужения и расширения вдоль канала. При этом относительный коэффициент теплоотдачи выше в местах сужения канала, чем в местах его расширения.

Течение и теплообмен в разработанных пучках организуется следующим образом. При поперечном обтекании рядов труб возникают отрывные течения в угловых зонах между соседними трубами. Оторвавшийся от поверхности цилиндра поток, который формируется между точками поверхности при угле по окружности трубы $\varphi = 75^\circ$ и $\varphi = 290^\circ$, присоединяется к поверхности низлежащего цилиндра в точках при угле по окружности трубы $\varphi = 110^\circ$ и $\varphi = 255^\circ$ (см. рис. 4а). Возникшая застойная зона между трубами испытывает периодические воздействия поперечных пульсаций давления. Из этой области

периодически, с определенной частотой, выбрасывается масса теплоносителя, взаимодействие которой с основным потоком приводит к турбулизации течения.

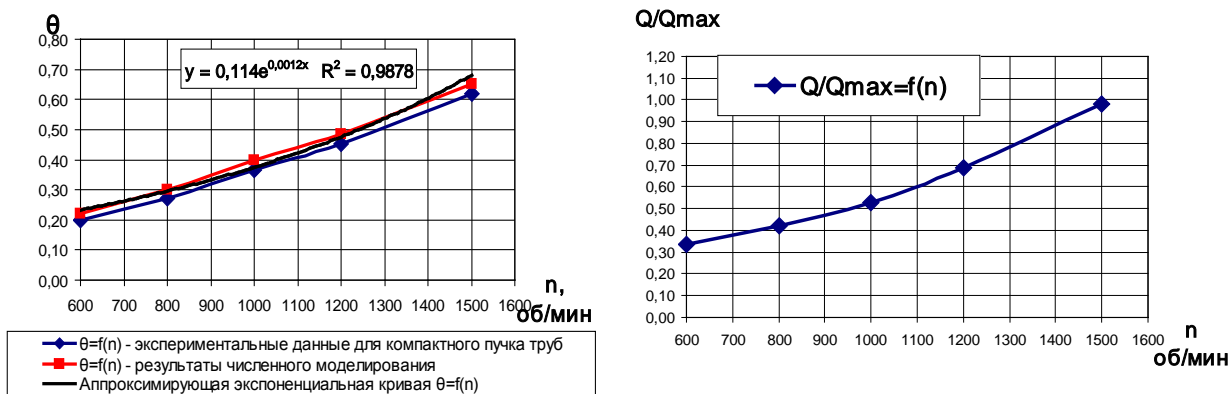
При наличии соприкосновения соседних труб, которое используется в компоновке компактного пучка, как известно на примере двух соприкасающихся труб (тандеме) [4, 21, 22] существенно уменьшает аэродинамическое сопротивление трубного пучка, поскольку расположенные один за другим цилиндры обтекаются без возникновения крупномасштабных вихрей, которые образуются, например, при обтекании труб с коридорным расположением.

Результаты исследований течения и теплообмена в пучках труб ТА новой конструкции оценивались путем сравнения полученных экспериментальных данных с результатами численного моделирования и известными экспериментальными данными, которые получены другими исследователями. Результаты исследований представлены в виде графических зависимостей на рис. 6-8 для чисел Рейнольдса в диапазоне $Re = 3000 \div 6000$ и числа Прандтля $Pr = 0,73$.

На рис. 6 приведены зависимость безразмерной температуры отработанных газов θ (а) и безразмерного количества теплоты Q/Q_{max} (б) от частоты вращения коленчатого вала двигателя n .

На рис. 7, а и 7, б представлены зависимости числа Эйлера и перепада давления отработанных газов от числа Рейнольдса.

На рис. 8, а представлена зависимость усредненного по поверхности коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$ от числа Рейнольдса Re . Как следует из рисунка, возрастание скорости потока отработанных газов в 2 раза приводит к росту $\bar{\alpha}$ в 1,8 раза. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных показывает, что погрешность, полученная при численном моделировании, не превышает 5 %.

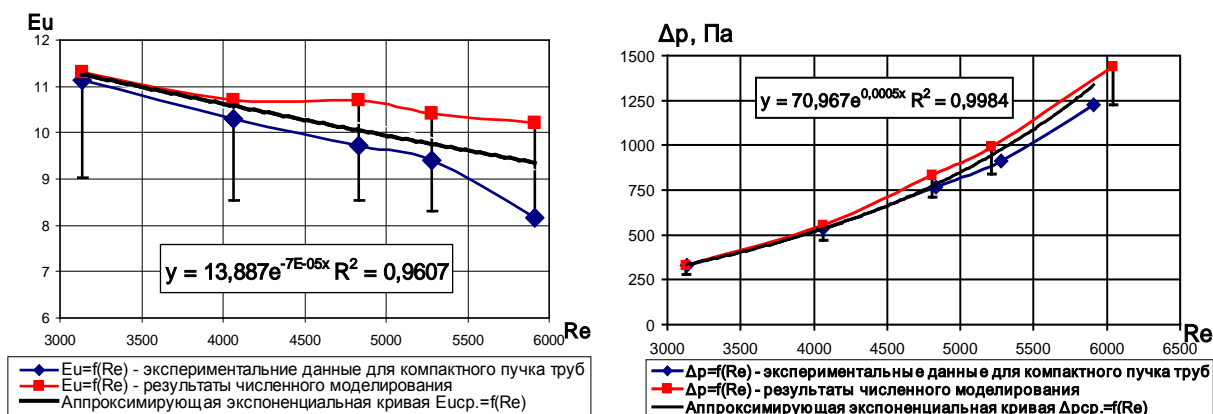


a

b

Рис. 6. Зависимость безразмерной температуры отработанных газов θ (a) и безразмерного количества теплоты Q/Q_{max} (b) от частоты вращения коленчатого вала двигателя n :

◆ – экспериментальные данные для компактного пучка труб;
 ■ – результаты численного моделирования



a

b

Рис. 7. Зависимость числа Эйлера Eu (a) и перепада давления Δp (b) отработанных газов от числа Рейнольдса Re :

◆ – экспериментальные данные для компактного пучка труб;
 ■ – результаты численного моделирования

На рис. 8, *b* приведена экспериментально найденная зависимость усредненного по поверхности числа Нуссельта \bar{Nu} от числа Рейнольдса Re . Как

видно из рисунка, для полученной зависимости в области больших чисел Рейнольдса наблюдается более быстрый рост числа Нуссельта. На рис. 8 приведена также экспериментальная зависимость $\bar{Nu} = f(Re)$, полученная для коридорного пучка труб в работах А.А. Жукаускаса, И.А. Белова и Н.А. Кудрявцева [4, 21]. Сопоставление показывает, что при тех же значениях числа Рейнольдса интенсивность теплообмена для компактного пучка труб малого диаметра почти в 2 раза превышает интенсивность теплообмена на поверхности коридорного пучка труб.

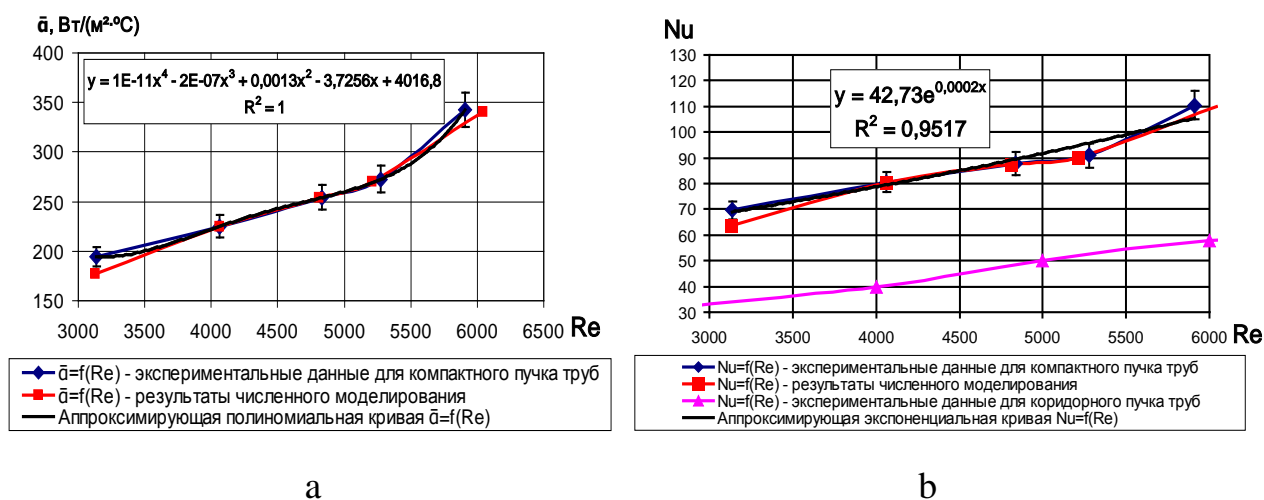


Рис. 8. Зависимость усредненного по поверхности коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$ (а) и среднего числа Нуссельта \bar{Nu} (б) от числа Рейнольдса Re :

- ◆ – экспериментальные данные для компактного пучка труб;
- ▲ – экспериментальные данные для коридорного пучка труб; ■ – результаты численного моделирования

В результате проведенных экспериментальных и численных исследований показано, что предложенная конструкция ТА с компактным пучком труб малого диаметра имеет высокую эффективность, которая существенно превышает тепловую эффективность кожухотрубного теплообменника с традиционной коридорной компоновкой труб. Расчеты показывают, что теплообменные

аппараты новой конструкции имеют габаритные размеры на 50 % и массу на 10 % меньше по сравнению с теплообменными аппаратами известных конструкций.

Выводы и перспективы. 1. Проведено компьютерное моделирование процессов тепло- и массопереноса в каналах при поперечном обтекании предельно сжатых пучков труб малого диаметра при коридорной компоновке и отсутствии зазора между соседними трубами в направлении движения теплоносителя. Получены поля скоростей, температур и давлений в исследуемых каналах, проанализированы условия гидродинамического течения и проведена оценка интенсивности теплопереноса между теплоносителями через стенку, которая их разделяет.

2. Получены экспериментальные данные для процессов тепло- и массопереноса, протекающих в каналах компактного пучка труб малого диаметра, которые представлены в виде зависимостей теплообменных характеристик от динамических и теплофизических параметров теплоносителей.

3. Определено, что для компактных пучков труб максимальное значение относительного коэффициента теплоотдачи на поверхности труб 2-4-го рядов α_m/α на участках присоединенного течения (при $Re = 6044$) превышает на 0,46 (29 %) максимальное значение α_m/α для труб 3-7-го рядов при традиционной коридорной компоновке пучков (при $Re = 14000$). Показано, что у исследуемого пучка количество максимумов α_m/α примерно в 2 раза больше по сравнению с коридорным пучком, что приводит к увеличению суммарного коэффициента теплообмена для пучков новой конфигурации.

4. Проведен сравнительный анализ результатов численного моделирования и экспериментальных данных для каналов с компактным размещением пучков труб малого диаметра найдено их удовлетворительное совпадение. Показано, что разработанная конструкция является более эффективной и имеет улучшенные массогабаритные показатели теплообменной поверхности по сравнению с известными аналогами теплообменников при одинаковой тепловой мощности.

5. Предложена новая конструкция теплообменников с компактным трубным пучком, которая обладает высокой тепловой эффективностью, малым аэродинамическим (1225 Па) и гидравлическим сопротивлением (400 Па), а величина чисел Нуссельта на поверхности исследуемого пучка примерно в 2 раза превышает их значения для пучка с традиционной коридорной компоновкой труб. Предложенная конструкция теплообменных аппаратов имеет габаритные размеры на 50 % и массу на 10 % меньше по сравнению с теплообменными аппаратами известных конструкций.

Список использованных источников

1. Hatami M. A review of different heat exchangers designs for increasing the diesel exhaust waste heat recovery / M. Hatami, D.D. Ganji, M. Gorji-Bandpy // *Renewable and sustainable energy reviews*/. – 2014. – № 37. – p. 168-181

2. Гортышев Ю.Ф. Термогидравлическая эффективность перспективных методов интенсификации теплообмена в каналах теплообменного оборудования / Ю.Ф. Гортышев, И.А. Попов, В.В. Олимпиаев, А.В. Щелчков, С.И. Касков - Казань: Центр инновационных технологий, 2009. - 531 с.

3. Каневец Г.Е. Обобщенные методы расчета теплообменников / Г.Е. Каневец - К.: Наукова думка, 1979. - 352 с.

4. Жукаускас А.А. Конвективный теплообмен в теплообменниках / А.А. Жукаускас - Москва: Наука, 1982. - 472 с.

5. Письменный Е.Н. Конвективный теплообмен перекрестно-промывочных пачек плоских овальных труб / Е.Н. Письменный, В.А. Кондратюк, Ю.В. Жукова, А.М. Терех // *Восточно-Европейский журнал корпоративных технологий*. - 2011. - 2/8 (50). - С. 4-8.

6. Письменный Е.Н. Способы улучшения трубчатых нагревателей, используемых в газотурбинных установках / Е.Н. Письменный // *Теплотехника*. - 2012. - Т. 59, Выпуск 6. - С. 485-490.

7. Анисин А.А. Повышение энергоэффективности гладких пучков труб и профильных каналов для газожидкостных теплообменников для электростанций: реферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности: 05.14.04 / А.А. Анисин; Петербургский политехнический университет им. Петра Великого. - Санкт-Петербург: 2009. - 42 с.

8. Пронин В.А. Гидродинамика и теплоперенос в трубчатых каналах гладких пучков труб линейного диффузора / В.А. Пронин, А.В. Дозорцев, В.Е. Тюрин // *Труды четвертой Всероссийской конференции теплообмена: в 8-ми томах*. Т. 6. Дисперсные потоки и пористые среды. Интенсификация теплообмена. - Москва, 2006. - С. 285-288.

9. Пронин В.А. Устройства пучков труб и синтез конвективных тепловых поверхностей с повышенной энергоэффективностью: реферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности: 01.04.14 / В.А. Пронин; Московский энергетический институт. - М.: 2008. - 40 с.

10 Goel M.K., Gupta S.N. Effect of tube bank configuration and geometry on heat transfer coefficient for the flow of Newtonian and power law non-Newtonian fluids flowing across tube banks / M.K. Goel, S.N. Gupta // International Journal of Science, Engineering and Technology Research (IJSETR), Vol. 3, Issue 4, 2014. – p.1166-1172.

11. Жукаускас А.А. Гидродинамика и вибрация обтекаемых пучков труб / А.А. Жукаускас, Р.В. Улинскас, В.И. Катинас - Вильнюс: Моклас, 1984. - 310 с.

12. Zukauskas A. Problem of heat transfer augmentation for tube banks in cross flow / A. Zukauskas // Heat Exchangers. – New York, 1982. – p. 1-21

13. Жукаускас А.А. Теплопередача пучков труб при поперечном обтекании / А.А. Жукаускас, Р.В. Улинскас - Вильнюс: Моклас, 1986. - 204 с.

14. Aiba S. Heat transfer of tubes closely spaced in an in-line bank / S. Aiba, T. Ota, M. Tsuchida // Int. J. of Heat and Mass Transfer, vol. 21, 1980. – p. 311-319.

15. Aiba S. Heat transfer around a tube in in-line tube banks near a plane wall /S. Aiba // J. of Heat Transfer, vol. 112, 1990. – p. 933-938.

16. Gorobets V.G. Influence of nonisothermicity on the heat transfer from a bank of finned tubes in the presence of coating on the outside surface // V.G. Gorobets // Heat Transfer Research, vol. 37, N 2, 2006. – p. 93-102.

17. Патент UA 104559, F28D 7/00 (2014.01). Теплообменник / Горобец В.Г., Богдан Ю.О.; Заявник - Горобец В.Г., Богдан Ю.О. - № 201303816; заявл. 27.03.2013; опубл. 10.02.2014, Бюллетень №3, 2014 год. - 2 п: іл.

18. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг - Москва: Наука, 1974. - 712 с.

19. ANSYS FLUENT Theory Guide. Release 14. ANSYS, Inc. Southpointe 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, 2011. – 826 p.

20. Кулинченко В.Р. Справочник по расчету теплопередачи / В.Р. Кулинченко - К.: Техника, 1990. - 165 с.

21. Белов И.А. Теплоотдача и сопротивление трубных пакетов / И.А. Белов, Н.А. Кудрявцев - Ленинград: Энергоатомиздат, - 1987. - 223 с.

22. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическому сопротивлению / И.Е. Идельчик - М.: Машиностроение, 1992. - 672 с.

References

1. Hatami M. A review of different heat exchangers designs for increasing the diesel exhaust waste heat recovery / M. Hatami, D.D. Ganji, M. Gorji-Bandpy // Renewable and sustainable energy reviews/. – 2014. – № 37. – p. 168-181

2. Gortyishev Yu.F. Termogidravliheskaya effektivnost perspektivnih metodov intensivizatsii teploobmena v kanalah teploobmennogo oborudovaniya

[Thermohydraulic efficiency of perspective methods of heat transfer intensification in the channels of heat-exchange equipment] / Gortyishev Yu.F., Popov I.A., Olimpiev V.V., Schelchkov A.V., Kaskov S.I. – Kazan: Tsentr innovatsionnyih tehnologiy, 2009. – 531 p. (Rus.)

3. Kanevets G.E. Obobshennie metodi rastsheta teploobmennikov [Generalized methods for calculating heat exchangers] / G.E. Kanevets – K.: Naukova dumka, 1979. – 352 p. (Rus.)

4. Zhukauskas A.A. Konvektivniy teploobmen v teploobmennikah [Convective heat transfer in heat exchangers]. – Moscow: Nauka, 1982. – 472 p. (Rus.)

5. Pis'mennyi E.N., Kondratyuk V.A., Zhukova Yu.V., Tereh A.M. Konvektivniy teploobmen perekryostno-jbtekyemih putshkov ploskih ovalnih trub [Convective heat exchange of cross-washing straggle packs of flat-oval tubes] // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2011. – 2/8 (50). – P. 4-8. (Rus.)

6. Pis'mennyi E.N. Sposobi ulutsheniya trubshatih nagrevatyeyey ispolzuyemih v gazoturbinnih ustanovkah [Ways for Improving the Tubular Heaters Used in Gas Turbine Units] // Thermal Engineering. – 2012. – Vol. 59, Issue 6. – P. 485–490.

7. Anisin A.A. .Povisheniye energoeffektivnosti gladkih putshkov trub I profilnih kanalov dlya gazozhidkostnih teploobmennikov dlya elektrostantsii: referat dissertatsii na soiskaniye utshyonoi stepeni doktora tehntsheskih nauk po spetsialnosti 05.14.04 [Increase of energy efficiency of smooth tube bundles and profile channels for gas-liquid heat exchangers for power plants: abstract of thesis for the degree of doctor of technical science on the speciality: 05.14.04] /A.A. Anisin; Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University. – Saint-Petersburg: 2009. – 42 p. (Rus.)

8. Pronin V.A., Dozortsev A.V., Tyirin V.E. Hidrodinamitsheska i teploperenos v trubshatih kanalah gladkih putshkov trub lineynogo diffuzora [Hydrodynamic and heat transfer in tube channels of smooth tube bundles of inline-diffuser type] // Transactions of the fourth Russian National heat exchange conference: In 8th volumes. Vol.6. Dispersed flows and porous mediums. Heat exchange intensification. – Moscow, 2006. – P. 285-288. (Rus.)

9. Pronin V.A. Ustroistva putshkov trub I sintez konvektivnih teplovih poverhnostei s povishennoi energoeffektivnostyu: referat na soiskanie utshenoi stepeni doktora tekntsheskih nauk pospetsialnosti 01.04.14 [Arrangements of tube bundles and synthesis of convective heat surfaces with increased energy efficiency: abstract of thesis for the degree of doctor of technical science on the speciality: 01.04.14] / V.A. Pronin; Moscow Power Engineering Institute. – M.: 2008. – 40 p. (Rus.)

10 Goel M.K., Gupta S.N. Effect of tube bank configuration and geometry on heat transfer coefficient for the flow of Newtonian and power law non-Newtonian fluids flowing across tube banks / M.K. Goel, S.N. Gupta // International Journal of Science, Engineering and Technology Research (IJSETR), Vol. 3, Issue 4, 2014. – p.1166-1172

11. Zhukauskas A.A. *Gidrodinamika i vibratsiya obtyekyemih putshkov trub* [Hydrodynamics and vibration of streamlined tube bundles] / Zhukauskas A.A., Ulinskas R.V., Katinas V.I. – Vilnius: Mokslas, 1984. – 310 p. (Rus.)
12. Zukauskas A. Problem of heat transfer augmentation for tube banks in cross flow / A. Zukauskas // *Heat Exchangers*. – New York, 1982. – p. 1-21
13. Zhukauskas A.A. *Tyeploperedatsha putshkov trub pri poperetshnom obtyekanii* [Heat transfer of cross flow tube bundles] / Zhukauskas A., Ulinskas R. – Vilnius: Mokslas, 1986. – 204 p. (Rus.)
14. Aiba S. Heat transfer of tubes closely spaced in an in-line bank / Aiba S., Ota T., Tsuchida M. // *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, vol. 21, 1980. – p. 311-319
15. Aiba S. Heat transfer around a tube in in-line tube banks near a plane wall /S. Aiba // *J. of Heat Transfer*, vol. 112, 1990. – p. 933-938
16. Gorobets, V.G. Influence of nonisothermicity on the heat transfer from a bank of finned tubes in the presence of coating on the outside surface //Gorobets, V.G.//. *Heat Transfer Research*, vol. 37, N 2, 2006. – p. 93-102
17. Patent UA 104559, F28D 7/00 (2014.01). *Tyeploobmennik* [Heat exchanger] / Horobets' V.H., Bohdan Yu.O.; zayavnyk Horobets' V.H., Bohdan Yu.O. - № a 201303816; zayavl. 27.03.2013; opubl. 10.02.2014, Byul. №3, 2014 year. – 2 p: il.. (Ukr.)
18. Shlihting G. *Teoriya pogranyitshnogo sloya* [Boundary layer theory]. – Moscow: Nauka, 1974. – 712 p. (Rus.)
19. ANSYS FLUENT Theory Guide. Release 14. ANSYS, Inc. Southpointe 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, 2011. – 826 p.
20. Kulinchenko V.R. *Spravotshnik po rastshotu teploperedatshi* [Reference book to heat transfer calculation]. – K.: Tehnika, 1990. – 165 p. (Rus.)
21. Belov I.A., Kudryavtsev N.A. *Teplootdatsha i soprotivlyeniye trubnih paketov* [Heat transfer and resistance of tube packs]. – Leningrad: Energoatomizdat, – 1987. – 223 p. (Rus.)
22. Idel'chik I.E. *Spravotshnik po gidravlitsheskomu soprotivlyeniyu* [Reference book to hydraulic resistance]. – M.: Mashinostroenie, 1992. – 672 p. (Rus.)

**КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ
ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІНУ І ГІДРОДИНАМІКИ В КАНАЛАХ
КОМПАКТНИХ КОЖУХОТРУБНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ**

В. Г. Горобець, Ю. О. Богдан

Анотація. Проведено чисельне комп'ютерне моделювання та експериментальне дослідження теплових і гідродинамічних характеристик стислих пучків круглих труб малого діаметра в теплообмінних апаратах нової конструкції. Виконано порівняльний аналіз отриманих результатів з результатами відомих експериментальних досліджень для гладкотрубних пучків труб при коридорному компонуванні. Проведено порівняння результатів

чисельного моделювання та експериментальних даних для стиснених пучків круглих труб і отримано їх задовільний збіг. Проведено також порівняння отриманих результатів з відомими експериментальними даними для пучків круглих труб з традиційним коридорним компонуванням. Показано, що використання в теплообмінниках стислих пучків труб малого діаметра призводить до істотного збільшення теплової ефективності теплообмінників, зменшення габаритів і маси при незначних відмінностях в сумарному аеродинамічному опорі.

Ключові слова: *теплообмін, гідродинаміка, пучок труб, чисельне комп'ютерне моделювання, експеримент*

COMPUTER MODELING AND EXPERIMENTAL STUDY OF HEAT TRANSFER AND HYDRODYNAMICS IN THE CHANNELS OF COMPACT CASING TUBE HEAT EXCHANGERS

V. Gorobets, Y. Bogdan

Abstract. In this article, the numerical computer modeling and experimental research of heat and hydrodynamics characteristics of compressed round tube bundle for shell-and-tube heat exchangers of new design are presented. Comparative analysis of obtained results with the results of known experimental researches for smooth tube banks of inline arrangements are realized. Comparison of the results of numerical modeling of compressed round tube bundle with results of finished experiment and known experimental data for round tube bundle of convention inline geometry, confirms the adequacy of modeling and almost double the increase in the thermal efficiency of the investigated compressed round tube bundle with a relatively small change in the total aerodynamic resistance.

Key words: *heat exchange, hydrodynamics, tube bundle, numerical modeling, experiment*