

КОМПЬЮТЕРНОЕ ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЛОКАЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕНА НА ПОВЕРХНОСТИ КОМПАКТНЫХ ПОПЕРЕЧНО ОБТЕКАЕМЫХ ГЛАДКОТРУБНЫХ ПУЧКОВ

Горобець В. Г., д.т.н., с.н.с., заведующий кафедрой теплоэнергетики Национального университета биоресурсов и природопользования Украины (г. Киев), E-mail: gorobetsv@ukr.net;

Богдан Ю. А., старший преподаватель кафедры судовых энергетических установок, вспомогательных механизмов судов и их эксплуатации Киевской государственной академии водного транспорта имени гетьмана Петра Конашевича-Сагайдачного, E-mail: bogdan_yura@mail.ru;

Троханяк В. И., ассистент кафедры теплоэнергетики Национального университета биоресурсов и природопользования Украины (г. Киев), E-mail: v1kt0r_t@ukr.net

В статье представлены результаты математического моделирования процессов теплопереноса для гладкотрубных пучков, которые получили широкое распространение в судовой энергетике, во многих теплообменных аппаратах. При этом важную роль в изучении физического механизма теплоотдачи компактных пучков при поперечном их обтекании представляют исследования локальной теплоотдачи по периметру отдельных трубок. В работе выполнено компьютерное моделирование процессов гидродинамики и теплообмена в каналах поперечно обтекаемого компактного гладкотрубного пучка с соприкасающимися в продольных рядах соседними трубками малого диаметра с помощью прикладного программного обеспечения ANSYS Fluent. Получены зависимости локального распределения коэффициентов теплоотдачи по окружности трубок 1–4-го поперечных рядов первой секции пучка для каждого из пяти рассматриваемых режимов. Проведен сравнительный анализ полученных результатов с результатами известных экспериментальных исследований для гладкотрубных пучков с коридорной и шахматной компоновкой. Определено, что максимальное значение относительного коэффициента теплоотдачи трубок 2–4-го рядов α_m/α_{cp} на участках присоединенного течения (при $Re = 6044$) превышает на 0,46 (29 %) максимальное значение α_m/α_{cp} для трубок 3–7-го рядов коридорного и на 0,30 (15 %) трубок шахматного пучков (при $Re = 14000$). Причем у исследуемого пучка максимумов α_m/α_{cp} больше вдвое, что обуславливает интенсификацию процессов теплообмена.

Ключевые слова: компактный гладкотрубный пучок, компьютерное численное моделирование, процессы гидродинамики и теплообмена, локальный коэффициент теплоотдачи.

Введение. Пучки труб являются распространенной теплообменной поверхностью, которая широко применяются в судовой энергетике во многих теплообменных аппаратах (ТА), таких как, парогенераторы, водогрейные котлы, утилизаторы теплоты отработанных газов, охладители наддувочного воздуха, охладители циркуляционной воды зарубашечного пространства, охладители циркуляционного масла двигателей внутреннего сгорания и многих других ТА. Пучок представляет собой конструкцию, составленную из параллельных цилиндрических трубок продольно или поперечно омываемых потоком теплоносителя, обычно их выполняют в коридорной или шахматной компоновке. Широкое применение пучков требует дальнейшего повышения их эффективности, что целесообразно на современном этапе развития науки осуществлять при помощи моделирования процессов гидродинамики и теплопереноса, протекающих в них с помощью специального программного обеспечения (программные пакеты CFX, Flowvision, StarCD, OpenFOAM, ANSYS Fluent и др.).

Анализ последних исследований и публикаций. В современных кожухотрубных теплообменниках широкое распространение получили высококомпактные пучки из поперечно-омываемых труб с развитой поверхностью [1, 2]. Наряду с применением указанных пучков, которые отличаются значительным развитием поверхности и сложностью рельефа, также широко применяются (и в ряде случаев являются единственно приемлемыми) традиционные гладкотрубные пучки. Особенно актуальной

задачей является разработка методов интенсификации конвективного теплообмена в поперечно обтекаемых пучках гладких цилиндрических трубок с коридорной и шахматной компоновкой, которые работают в условиях высокотемпературных загрязненных газовых потоков, когда нерационально и неэффективно использование оребрения или пристенных интенсификаторов теплоотдачи.

Исследованиями теплоаэродинамических характеристик трубчатых конвективных поверхностей теплообмена занимались такие ученые как В. М. Антуфьев, Г. С. Белецкий, Э. Д. Гримсон, М. А. Михеев, Н. В. Зозуля, Н. В. Кузнецов, Г. А. Михайлов, В. П. Исаченко, В. М. Кэйс, А. Л. Лондон, А. А. Жукаускас и др.

Совершенствование трубных 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.

Одной из важных характеристик трубного пучка является его газодинамическое сопротивление. С этой точки зрения особый интерес вызывают гладкотрубные пучки коридорной компоновки, которые обладают минимальным аэродинамическим сопротивлением. Однако помимо снижения газодинамического сопротивления пучков необходимо также решать задачи повышения эффективности теплопередачи, интенсификации теплообмена, повышения компактности ТА, снижения загрязняющих отложений (сажи) в межтрубном пространстве пучка, повышения надежности конструкции и др.

Из многочисленных исследований проведенных учеными в Центральном котлотурбинном институте им. И.И. Ползунова (Россия), Институте физико-технических проблем энергетики (Литва), Институте технической теплофизики (Украина) можно отметить, что наименьшим газодинамическим сопротивлением среди элементов ТА кожухотрубной конструкции при поперечном обтекании обладают гладкотрубные пучки коридорной компоновки. При поперечном обтекании коридорных пучков течение жидкости по своему характеру более приближается к течению в прямолинейном канале, а распределение скоростей в наименьшем сечении следующего ряда значительно зависят от соотношения шагов. Сжатый коридорный пучок трубок с продольным относительным шагом равным единице (трубки в ряду по ходу греющего теплоносителя соприкасаются) представляет собой предельный случай коридорной компоновки [3, 4]. При этом между рядами труб образуются продольные каналы (рис. 1.), следовательно, коридорный пучок с относительным продольным шагом равным единице можно считать системой продольных «гофрированных» каналов, в которых основной поток теплоносителя движется между продольными рядами труб.

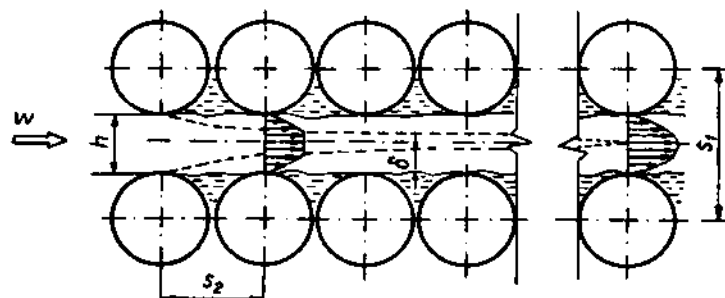


Рисунок 1 – Схема течения в сжатом коридорном пучке [3]

Обширные исследования конвективного теплообмена для различной геометрии поперечно обтекаемых пучков гладких труб цилиндрической формы с коридорным их расположением проводились в Институте физико-технических проблем энергетики (Литва) под руководством А. А. Жукаускаса [3–6]. В этих исследованиях изучены закономерности условий теплоотдачи и гидродинамики потока по глубине пучка, влияние на процессы теплоотдачи и гидродинамики изменения продольного и поперечного

относительных шагов и диаметра труб. Найдено, что местная теплоотдача стабилизируется начиная с 3-го или 4-го ряда и наблюдается возрастание турбулентности потока при сжатии пучка или увеличении скорости потока в минимальном проходном сечении пучка. Кроме того проводились исследования гидравлической эффективности трубных пучков, их устойчивости к воздействию вибраций, колебаний давления и загрязнению потока.

Исследованиями тесных поперечно обтекаемых пучков гладких труб цилиндрической формы с коридорным их расположением занимался С. Айба [7, 8]. В. А. Пронин [9], проводил исследования теплоаэродинамических процессов при поперечном обтекании гладких цилиндрических трубных пучков нетрадиционной компоновки с извилистой и конфузorno-диффузорной компоновкой, которые обладают пониженным аэродинамическим сопротивлением по сравнению с традиционными коридорными или шахматными компоновками.

Анализ проведенных исследований показывает, что для повышения эффективности гладкотрубных пучков с коридорной компоновкой, которые обладают минимальным аэродинамическим сопротивлением особенного внимания, заслуживают предельно сжатые пучки с соприкасающимися в продольных рядах соседними трубками малого диаметра. Влияние геометрии таких пучков на их эффективность, компактность и массогабаритные показатели приведены в статье [10]. При этом важную роль в изучении физического механизма теплоотдачи компактных пучков при поперечном их обтекании представляют исследования локальной теплоотдачи по периметру отдельных трубок, что выполнено в данной работе.

Цель работы. Целью работы является проведение математического моделирования процессов тепло- и массопереноса и определение локальных коэффициентов теплоотдачи для компактного гладкотрубного пучка с соприкасающимися в продольных рядах соседними трубками малого диаметра, а также сравнение полученных результатов с результатами известных экспериментальных исследований для гладкотрубных пучков с коридорной и шахматной компоновкой.

Постановка задачи. Выполнить компьютерное моделирование процессов гидродинамики и теплообмена, происходящих в каналах исследуемого компактного гладкотрубного с соприкасающимися в продольных рядах соседними трубками малого диаметра для получения локальных коэффициентов теплоотдачи по окружности трубок 1–4-го рядов первой секции пучка. Для второй секции пучка полученные данные будут иметь подобный характер распределений. Геометрия исследуемого канала пучков труб отображена на (рис. 2), диаметр трубки $d = 10$ мм, поперечный шаг $S_1 = 15$ мм, продольный шаг $S_2 = 10$ мм, количество труб в пучках составляет 378 штук (высотой $h = 1$ м), пучки разделены между собой технологическим зазором, как показано на рис. 2.

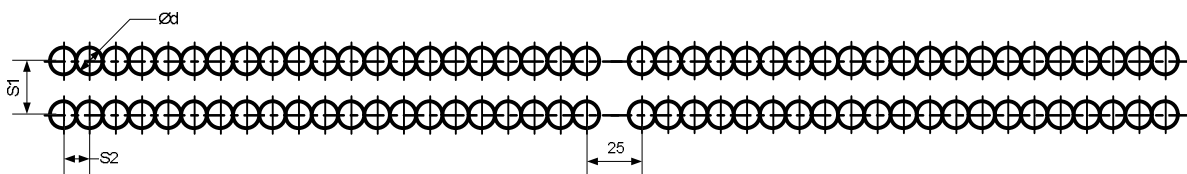


Рисунок 2 – Геометрия канала компактного пучка труб малого диаметра

Основной материал и анализ результатов исследования. Разработана математическая модель процессов тепло- и массопереноса для рассматриваемого пучка труб базируется на системе уравнений Навье-Стокса [11–13], уравнении переноса энергии для конвективных течений и стандартной $k - \varepsilon$ модель турбулентности [13, 14]. Решение системы дифференциальных уравнений в математическом смысле достаточно сложно и для ее решения использованы современные методы вычислительной математики и персональный компьютер. Компьютерное моделирование гидродинамических процессов и процессов переноса теплоты в исследуемых трубных пучках выполнено с привлечением методов вычислительной гидродинамики (англ. Computational fluid

dynamics, CFD) и специального программного обеспечения (CFX, Flowvision, StarCD, OpenFOAM, ANSYS Fluent и др.).

Численные расчеты в исследуемых пучках труб ($a \times b = 1,5 \times 1,0$ где $a = S_1/d$, $b = S_2/d$ относительный поперечный и продольный шаг соответственно) проведены для пяти режимов течения при различных числах Рейнольдса и Прандтля, используя программный пакет ANSYS Fluent. В качестве теплоносителя выбраны дымовые (отработанные) газы с температурой от 70 до 140 °С. Значение числа Рейнольдса ($Re = Vd/\nu$, где V – скорость потока, м/с; d – диаметр трубки, м; ν – кинематическая вязкость, м²/с) варьировались в пределах от 3128 до 6044, а числа Прандтля Pr от 0,704 до 0,692. Результаты расчетов в виде аппроксимирующих зависимостей для локальных распределений коэффициента теплоотдачи по окружности трубы 1–4-го поперечных рядов первого пучка для каждого из пяти установленных режимов приведены на рис. 3–7.

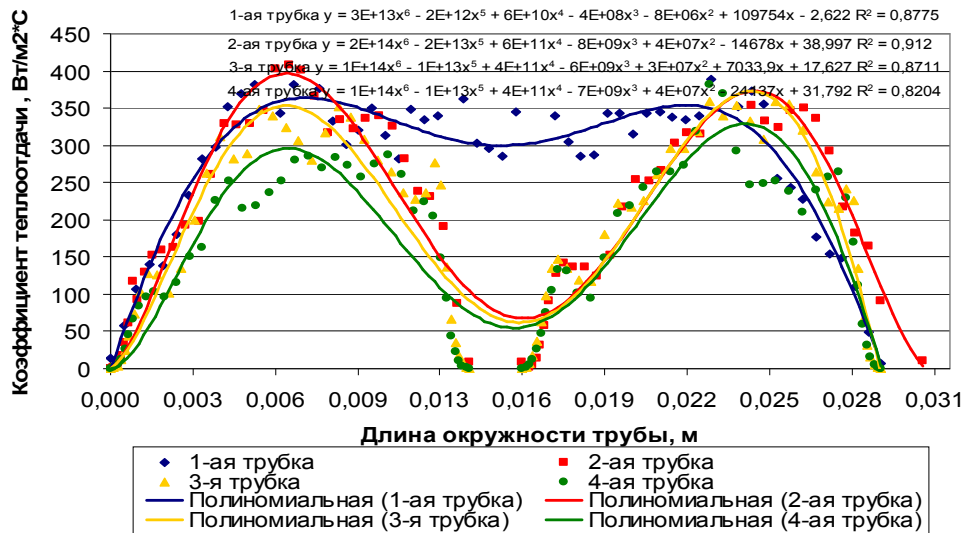


Рисунок 3 – Аппроксимирующие полиномиальные функции распределения локального коэффициента теплоотдачи α_m на поверхности первых четырех трубок продольного ряда исследуемого пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 3128$; $Pr = 0,704$

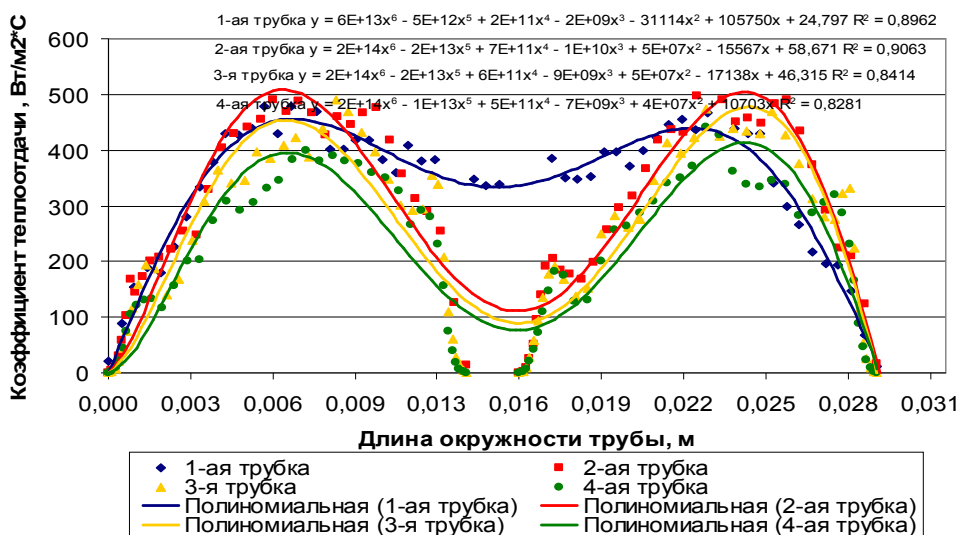


Рисунок 4 – Аппроксимирующие полиномиальные функции распределения локального коэффициента теплоотдачи α_m на поверхности первых четырех трубок продольного ряда исследуемого пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 4061$; $Pr = 0,702$

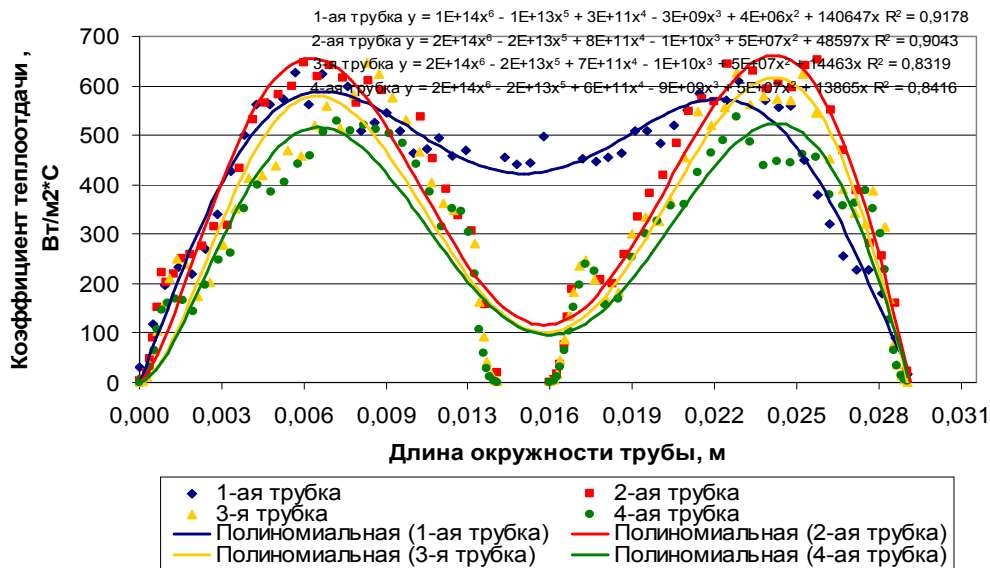


Рисунок 5 – Аппроксимирующие полиномиальные функции распределения локального коэффициента теплоотдачи α_m на поверхности первых четырех трубок продольного ряда исследуемого пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 4809$; $Pr = 0,699$

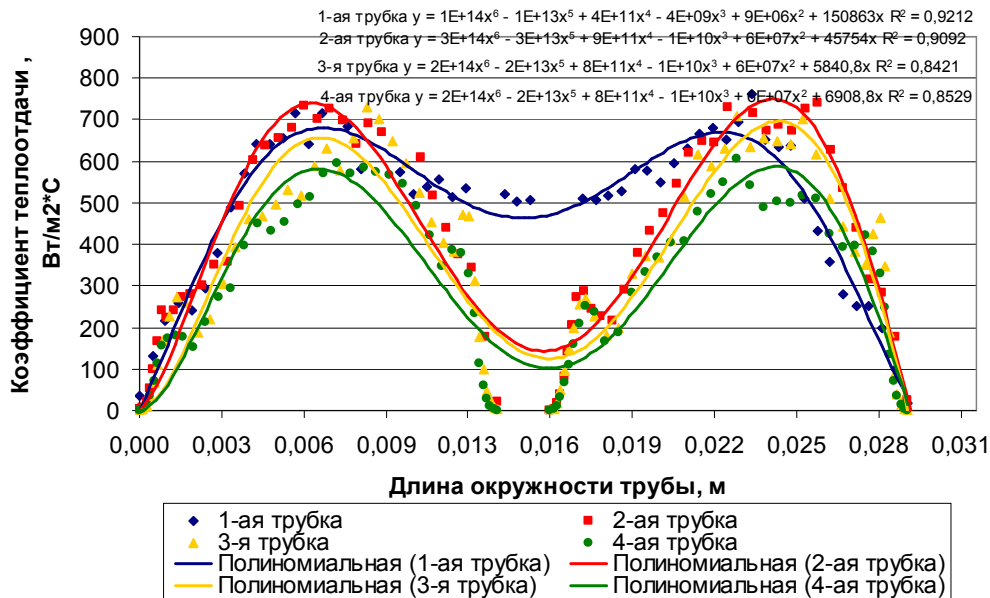


Рисунок 6 – Аппроксимирующие полиномиальные функции распределения локального коэффициента теплоотдачи α_m на поверхности первых четырех трубок продольного ряда исследуемого пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 5213$ $Pr = 0,697$

Анализ полученных распределений локального коэффициента теплоотдачи α_m на поверхности первых четырех трубок продольного ряда исследуемого пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$ показывает, что локальные максимумы коэффициента теплоотдачи наблюдаются в областях присоединения потока к поверхности труб (рис. 8). В областях отрывных течений локальные значения α_m существенно меньше, что обусловлено небольшими значениями скорости потока в отрывных зонах и наличием застойных зон гидродинамического течения (рис. 8).

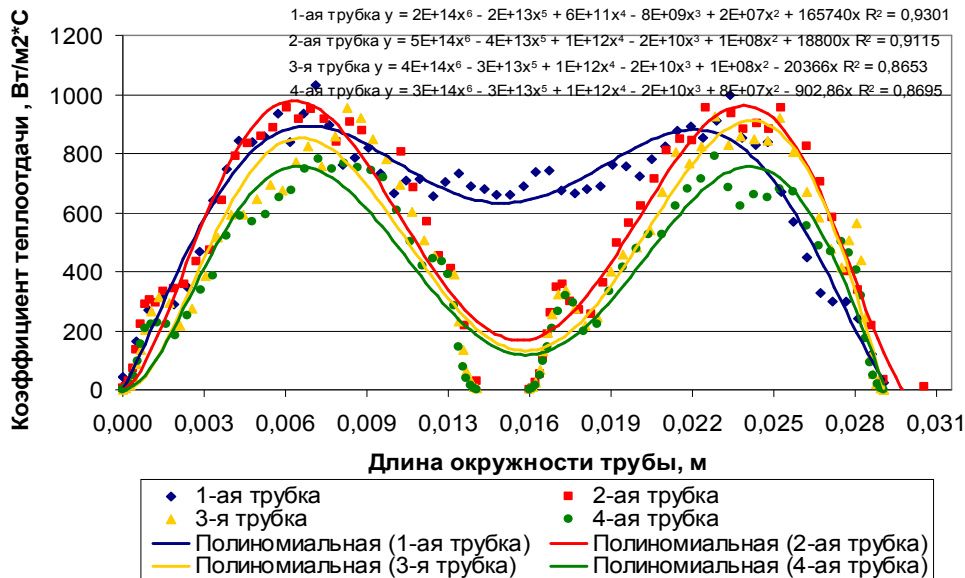


Рисунок 7 – Аппроксимирующие полиномиальные функции распределения локального коэффициента теплоотдачи α_m на поверхности первых четырех трубок продольного ряда исследуемого пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 6044$; $Pr = 0,692$

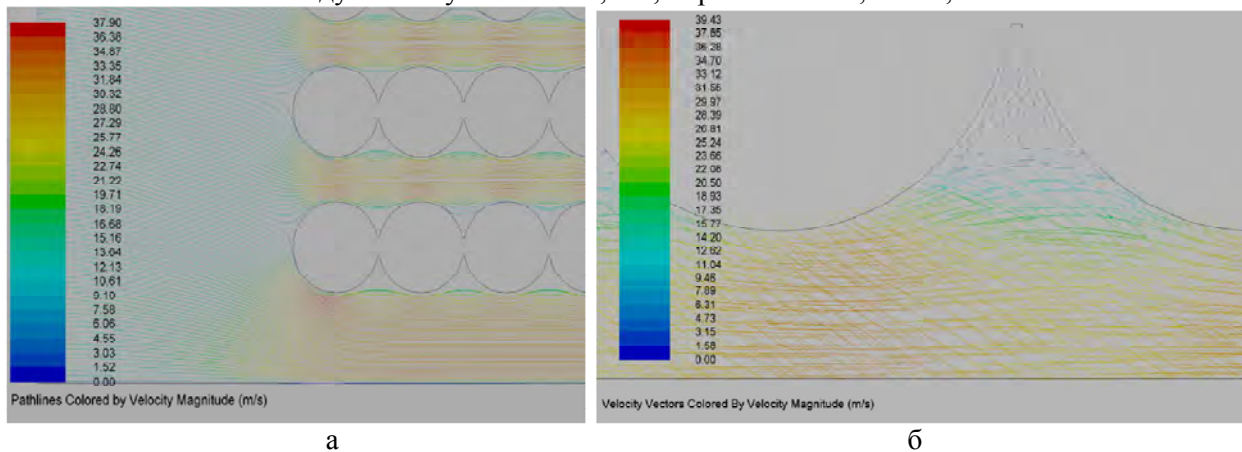


Рисунок 8 – Схемы течения потока теплоносителя в исследуемых пучках:

- а) линии тока, отображающие значения скоростей теплоносителя в каналах пучков труб, м/с;
 б) вектор скорости в области соприкосновения трубок, м/с

Сравнительные графики аппроксимирующих полиномиальных функций распределения относительного коэффициента теплоотдачи α_m/α_{cp} на поверхности первых четырех трубок продольного ряда исследуемого пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$ для одного из режимов при $Re = 6044$; $Pr = 0,692$ с аппроксимирующими полиномиальными функциями распределения относительного коэффициента теплоотдачи α_m/α_{cp} на поверхности трубок 3–7-го рядов для пучков коридорной и шахматной компоновки при различных числах Рейнольдса приведены на рис. 9, 10.

Интенсификация теплообмена в разработанной конструкции пучка достигается путем использования труб малого диаметра, что обеспечивает небольшие участки формирования пограничного слоя для присоединенных течений и малые размеры отрывных зон. Небольшая протяженность зон пограничного слоя в области присоединения внешнего потока дает возможность существенно увеличить как локальные значения коэффициента теплоотдачи, так и локальные тепловые потоки, отводимые с поверхности труб при сравнительно небольших отрывных зонах с ухудшенной теплоотдачей. Количество локальных максимумов и амплитуда коэффициента теплоотдачи по поверхности трубного пучка с компактной компоновкой существенно больше по сравнению с коридорными пучками с известными компоновками. В целом это приводит к повышению суммарных значений коэффициента теплоотдачи и отводимых с

поверхности тепловых потоков. При этом аэродинамическое сопротивление для обоих типов пучков остается примерно одинаковым. 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 и на 0,30 (15 %) для 3-7-го рядов труб шахматного пучков (при $Re = 14000$). Причем у исследуемого пучка максимумов α_m/α_{cp} больше вдвое, что в конечном результате повышает интенсивность процесса теплообмена. Полученные распределения обусловлены «гофрированностью» канала, т. е. последовательным чередованием участков сужения и расширения вдоль канала. При этом относительный коэффициент теплоотдачи выше в местах сужения канала и меньше в местах его расширения.

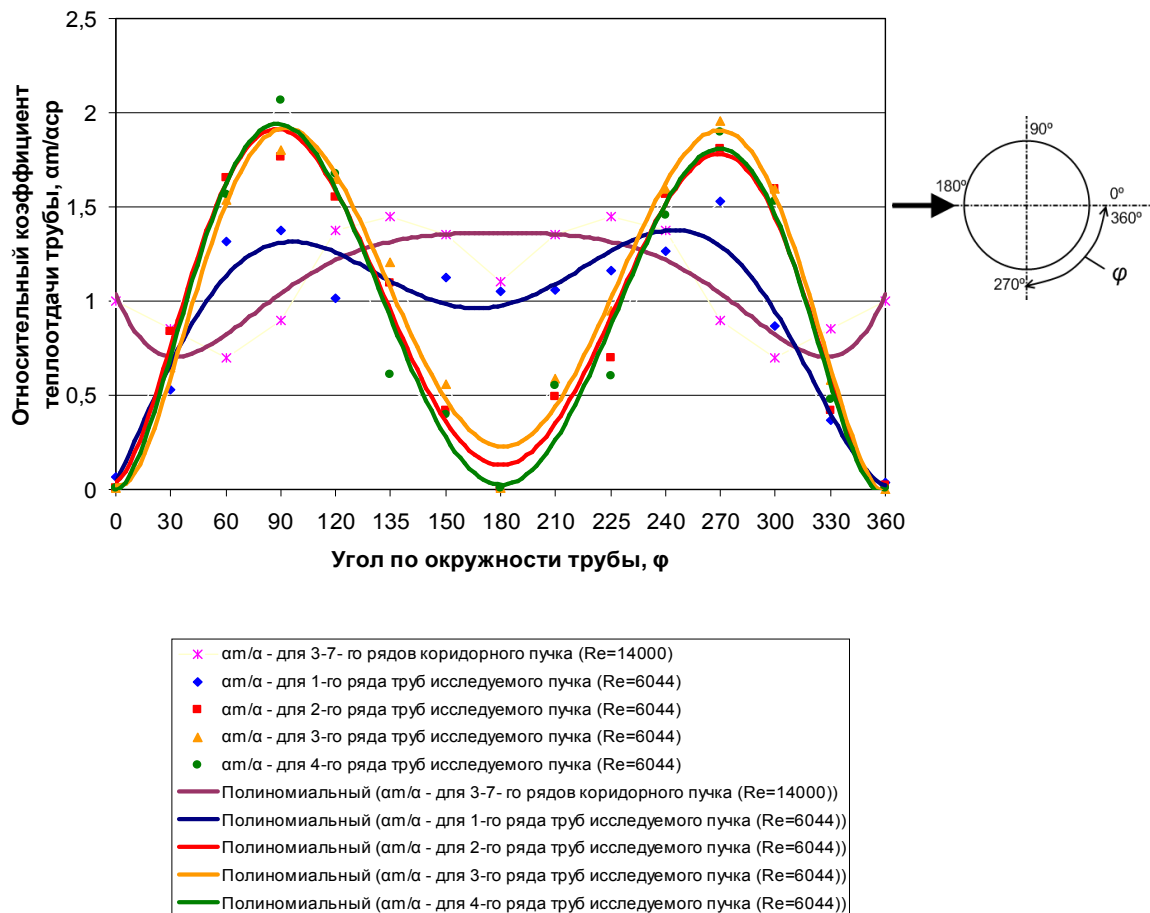


Рисунок 9 – Сравнительный график аппроксимирующих полиномиальных функций распределения относительного коэффициента теплоотдачи α_m/α_{cp} на поверхности первых четырех трубок продольного ряда исследуемого пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 6044$; $Pr = 0,692$ и аппроксимирующей полиномиальной функции распределения относительного коэффициента теплоотдачи α_m/α_{cp} на поверхности труб 3–7-го рядов коридорного пучка при $Re = 14000$ [14]

Условия течения и теплообмена в предложенных компактных пучках труб имеют следующий характер. При поперечном обтекании рядов труб формируются повторяющиеся отрывные области в межтрубном канале. Оторвавшийся от поверхности отдельного цилиндра поток для угла по окружности трубы равном $\varphi = 75^\circ$ и $\varphi = 290^\circ$ присоединяется к поверхности следующего вдоль потока цилиндра для угла по окружности трубы $\varphi = 110^\circ$ и $\varphi = 255^\circ$ см. рис. 8. 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.

Предложенная компоновка пучка, при которой происходит соприкосновение соседних труб существенно уменьшает аэродинамическое сопротивление трубного пучка, поскольку расположенные один за другим цилиндры обтекаются без существенных пульсаций давления и образования крупномасштабных вихрей в отрывных зонах, которые характерны для традиционной коридорной компоновки труб с заданным продольным шагом. Указанный факт подтверждается экспериментальными данными, полученными в работах [4, 15], для двух соприкасающихся труб. Таким образом предложенная компоновка труб в пучке существенно снижает затраты на прокачку теплоносителя и улучшает гидравлические характеристики теплообменников при использовании таких пучков.

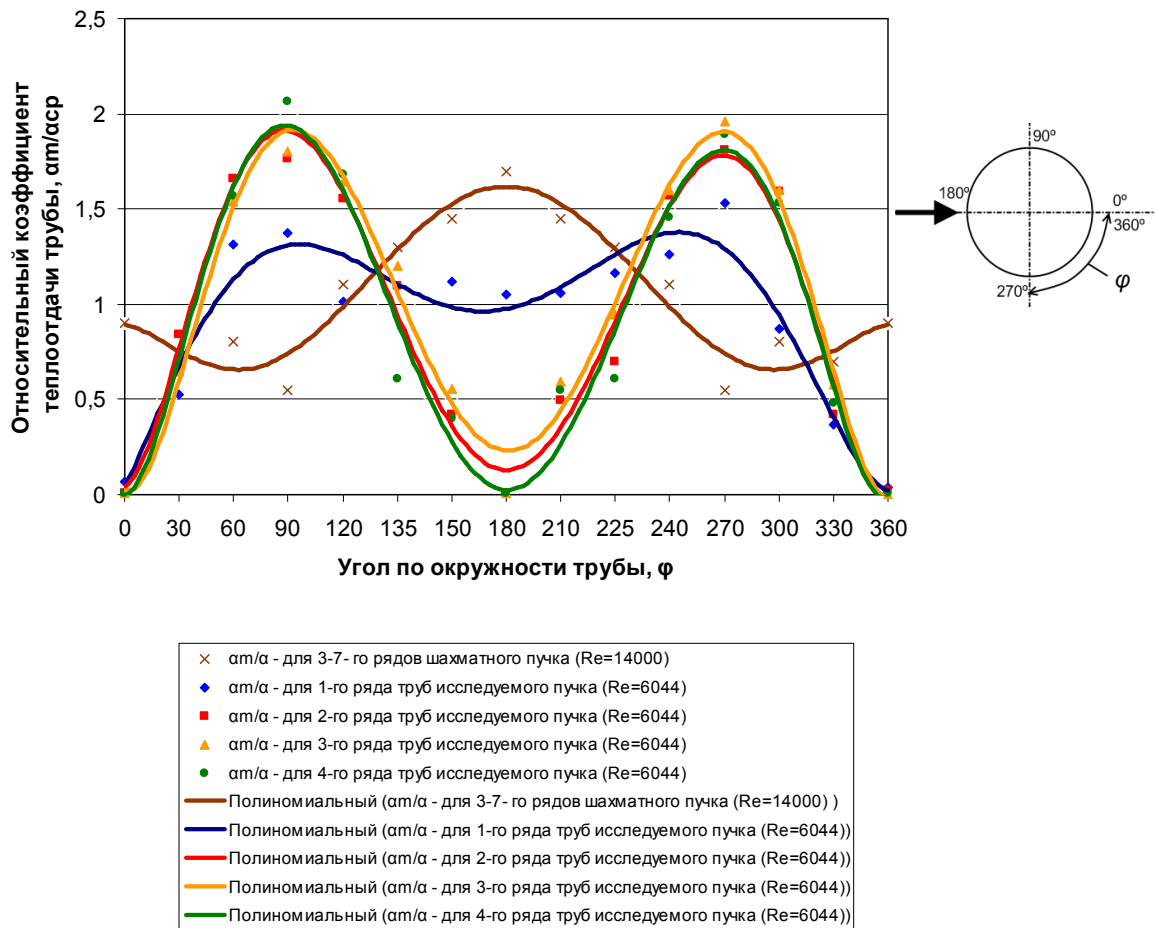


Рисунок 10 – Сравнительный график аппроксимирующих полиномиальных функций распределения относительного коэффициента теплоотдачи α_m/α_{cp} на поверхности первых четырех трубок продольного ряда исследуемого пучка $a \times b = 1,5 \times 1,0$ при $Re = 6044$; $Pr = 0,692$ и аппроксимирующей полиномиальной функции распределения относительного коэффициента теплоотдачи α_m/α_{cp} на поверхности труб 3–7-го рядов шахматного пучка при $Re = 14000$ [14]

Выводы и перспектива дальнейших исследований:

1. Проведено компьютерное моделирование процессов гидродинамики и теплообмена в каналах поперечно обтекаемого компактного гладкотрубного пучка с соприкасающимися в продольных рядах соседними трубками малого диаметра при помощи прикладного программного обеспечения ANSYS Fluent. Получены поля скоростей, температур и давлений в исследуемых пучках, проанализировано условия гидродинамического течения в каналах.

2. Получены зависимости локального распределения коэффициента теплоотдачи по окружности труб 1–4-го поперечных рядов первого пучка для каждого из пяти установленных режимов.

3. Определено, что при использовании труб малого диаметра с компактным их расположением, максимальное значение относительного коэффициента теплоотдачи для 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 и на 0,30 (15 %) для 3–7-го рядов труб шахматного пучков традиционной компоновки (при $Re = 14000$). Для исследуемого пучка количество и амплитуда локальных максимумов α_m/α_{cp} вдвое больше по сравнению с известными коридорными и шахматными пучками, что обеспечивает существенную интенсификацию процесса теплообмена для теплообменников новых конструкций, а также улучшает их массогабаритные показатели.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Горобец В. Г. Теплообмен при обтекании неизотермических развитых поверхностей / В. Г. Горобец. – К. : НУБиП Украины, 2010. – 297 с.
2. Письменный Е. Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребрённых труб / Е. Н. Письменный. – К. : Альтерпрес, 2004. – 244 с.
3. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости / Жукаускас А., Макарявичюс В., Шланчяускас А. – Вильнюс : Минтис, 1968 г. – 192 с.
4. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках / А. А. Жукаускас. – М. : Наука, 1982. – 472 с.
5. Zukauskas A. Problem of heat transfer augmentation for tube banks in cross flow / A. Zukauskas // Heat Exchangers. – New York, 1982. – P. 1–21
6. Жукаускас А. А. Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков труб / А. Жукаускас, Р. Улинскас – Вильнюс : Мокслас, 1986. – 204 с.
7. 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. – 1980. – Vol. 21. – P. 311–319
8. Aiba S. Heat transfer around a tube in in-line tube banks near a plane wall / S. Aiba // J. of Heat Transfer. – 1990. – Vol. 112. – P. 933–938
9. Пронин В. А. Компоновки трубных пучков и синтез конвективных поверхностей теплообмена с повышенной энергоэффективностью : автореферат диссертации на соискание степени доктора техн. наук: 01.04.14 / В. А. Пронин; Московский энергетический институт. – М., 2008. – 40 с.
10. Горобец В. Г. Влияние геометрии компактного поперечного обтекаемого гладкотрубного пучка на его показатели / [В. Г. Горобец, В. В. Панин, Ю. О. Богдан, В. И. Троханяк] // Водный транспорт. – 2015. – Вып. № 1 (22). – С. 6–13.
11. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М. : Дрофа, 2003. – 840 с.
12. ANSYS FLUENT Theory Guide. Release 14. ANSYS, Inc. Southpointe 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, 2011. – 826 p.
13. Lewis R. W. Fundamentals of the Finite Element Method for Heat and Fluid Flow / R. W. Lewis, P. Nithiarasu, K. N. Seetharamu. – The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex Po19 8SQ, England: John Wiley & Sons Ltd., 2004. – 356 p.
14. Кулинченко В. Р. Справочник по теплообменным расчетам / В. Р. Кулинченко. – К. : Техніка, 1990. – 165 с.
15. Белов И. А. Теплоотдача и сопротивление пакета труб / И. А. Белов, Н. А. Кудрявцев. – Л. : Энергоатомиздат, 1987. – 223 с.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Gorobec V. G. (2010) *Теплообмен при обтекании неизотермических развитых поверхностей*. К. : NUBiP Ukrainih.
2. Pismenniy E. N. (2004). *Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребрённых труб*. К. : Aljterpres.

3. Zhukauskas A., Makaryavichyus V. & Shlanchyauskas A. (1968). *Teplootdacha puchkov trub v poperechnom potoke zhidkosti*. Vilnyus : Mintis.
4. Zhukauskas A. A. (1982). *Konvektivniy perenos v teploobmennikakh*. M. : Nauka.
5. Zukauskas A. (1982). Problem of heat transfer augmentation for tube banks in cross flow. *Heat Exchangers*. New York, 1–21.
6. Zhukauskas A., Ulinskas R. (1986). *Teplootdacha poperechno obtekaemihkh puchkov trub*. Vilnyus : Mokslas.
7. Aiba S., Ota T. & Tsuchida M. (1980). Heat transfer of tubes closely spaced in an in-line bank. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 21, 311–319
8. Aiba S. (1990). Heat transfer around a tube in in-line tube banks near a plane wall. *J. of Heat Transfer*, 112, 933–938
9. Pronin V. A. (2008). Komponentki trubnihkh puchkov i sintez konvektivnihkh poverkhnostey teploobmena s povishhennoy ehnergoehffektivnostiyu. *Extended abstract of candidate's thesis*. M., Moskovskiy ehnergeticheskij institut.
10. Gorobec V. G., Panin V. V., Bogdan Yu. O. & Trokhanyak V. I. (2015). Vliyanie geometrii kompaktnogo poperechnogo obtekaemogo gladkotrubnogo puchka na ego pokazateli *Vodniy transport*, 1 (22), 6–13.
11. Loyjcyanskiy L. G. (2003). *Mekhanika zhidkosti i gaza*. M. : Drofa.
12. ANSYS FLUENT Theory Guide. (2011) *Release 14*. ANSYS, Inc. Southpointe 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317.
13. Lewis R. W., Nithiarasu P. & Seetharamu K. N. (2004). Fundamentals of the Finite Element Method for Heat and Fluid Flow. *The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex Po19 8SQ, England: John Wiley & Sons Ltd*.
14. Kulichenko V. R. (1990). *Spravochnik po teploobmennim raschetam*. K. : Tekhnika.
15. Belov I. A. & Kudryavcev N. A. (1987). *Teplootdacha i soprotivlenie paketa trub*. L. : Ehnergoatomizdat.

Горобець В. Г., Богдан Ю. О., Троханяк В. І. КОМП'ЮТЕРНЕ ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЛОКАЛЬНОГО ТЕПЛООБМІНУ НА ПОВЕРХНІ КОМПАКТНИХ ГЛАДКОТРУБНИХ ПУЧКІВ ІЗ ПОПЕРЕЧНИМ ОБТІКАННЯМ

У статті представлені результати математичного моделювання процесів теплопереносу для гладкотрубних пучків, котрі отримали широке розповсюдження у судновій енергетиці, у багатьох теплообмінних апаратах. При цьому важливу роль у вивченні фізичного механізму тепловіддачі компактних пучків при поперечному їх обтіканні представляють дослідження локальної тепловіддачі по периметру окремих трубок. У роботі виконано комп'ютерне моделювання процесів гідродинаміки та теплообміну у каналах поперечно обтічного компактного гладкотрубного пучка при відсутності зазору між сусідніми трубками малого діаметру в повздовжніх рядах за допомогою прикладного програмного забезпечення ANSYS Fluent. Отримані залежності локального розподілу коефіцієнтів тепловіддачі по периметру трубок 1–4-го поперечних рядів першої секції пучку для кожного з п'яти розглянутих режимів. Проведений порівняльний аналіз отриманих результатів із результатами відомих експериментальних досліджень для гладкотрубних пучків з коридорною і шаховою компоновкою. Визначено, що максимальне значення відносного коефіцієнту тепловіддачі трубок 2–4-го рядів α_m/α_{cp} на ділянках приєднаної течії (при $Re = 6044$) перевищує на 0,46 (29 %) максимальне значення α_m/α_{cp} для трубок 3–7-го рядів коридорного і на 0,30 (15 %) трубок шахових пучків (при $Re = 14000$). Причому у досліджуваного пучка максимумів α_m/α_{cp} більше вдвічі, що зумовлює інтенсифікацію процесів теплообміну.

Ключові слова: компактний гладкотрубний пучок, комп'ютерне чисельне моделювання, процеси гідродинаміки і теплообміну, локальний коефіцієнт тепловіддачі.

Gorobets V.G., Bohdan Yu.O., Trohanyak V.I. COMPUTER NUMERICAL MODELING OF LOCAL HEAT TRANSFER ON THE SURFACE OF COMPACT CROSS FLOWED SMOOTH TUBE BANKS

In this article presents results of mathematics modeling of processes of heat transfer for smooth tube banks, which get a broad distribution in ship energetics, in many heat exchangers. At this the main role in learning physical mechanism of heat transfer of compact cross flowed tube banks presents investigations of local heat transfer on perimeter of separated tubes. In this paper, the computer numerical simulations of the process of hydrodynamic and heat transfer in the channels of compact cross flowed smooth tube banks without clearance between neighbor tubes in longitudinal rows, with the help of applied software ANSYS Fluent are realized. The dependence of the local distribution of heat transfer coefficient for the tubes circumference from the first to fourth transverse rows of the first section of tube bank for each of the five considered operating modes are obtained. Comparative analysis of obtained results with the results of known experimental investigation for smooth tube banks of inline and staggered arrangements are realized. The maximum values of specific coefficient of heat transfer for tubes from second to fourth transverse rows α_m/α_{cp} on segments of additional flow (at $Re = 6044$) high by 0,46 (29 %) maximum value α_m/α_{cp} for tubes from third to seventh transverse rows of inline tubes banks and high by 0,30 (15 %) of tubes from third to seventh transverse rows of staggered tubes banks (at $Re = 14000$) are defined. At that in investigated bank maximum α_m/α_{cp} twice above, which intensify of heat transfer process.

Keywords: compact smooth tube bank, computer numerical modeling, process of hydrodynamics and heat transfer, local heat transfer coefficient.

© Горобець В. Г., Богдан Ю. О., Троханяк В. І.

Статтю прийнято
до редакції 06.04.16