

Горобец В.Г., Панин В.В., Богдан Ю.А., Троханяк В.И.

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ КОМПАКТНОГО ПОПЕРЕЧНО ОБТЕКАЕМОГО ГЛАДКОТРУБНОГО ПУЧКА НА ЕГО ПОКАЗАТЕЛИ

В статье предложен компактный пучок труб оптимальной геометрии с низким аэродинамическим сопротивлением и достаточно высокой эффективностью теплопередачи. Исследовано влияние геометрии на тепло- и гидродинамические характеристики компактного поперечно обтекаемого пучка труб с коридорной компоновкой на основе методов численного моделирования с использованием специального программного обеспечения. Найдены поля скоростей, температур и давлений в исследуемых каналах пучков труб. Проведены расчеты теплогидравлической эффективности для трубных пучков различной геометрии и осуществлен их сравнительный анализ.

Ключевые слова: теплообмен, гидродинамика, теплогидравлическая эффективность, пучок труб, численное моделирование.

Актуальность проблемы. Основные тенденции развития современной энергетики в условиях существующей проблемы рационального и эффективного использования топливно-энергетических ресурсов определяются наиболее полным использованием вторичных энергетических ресурсов (ВЭР), повышением эффективности, уменьшением металло- и энергоемкости энергетического оборудования. В связи с этим возрастает потребность в теплообменных аппаратах (ТА) с улучшенными массогабаритными показателями, которые используются для рекуперации и утилизации теплоты. Одним из перспективных путей создания таких ТА является разработка и проектирование компактных гладкотрубных поперечно обтекаемых пучков, что представляет собой актуальную научно-практическую задачу.

Анализ последних исследований и публикаций. Исследованиями процессов гидродинамики и теплообмена при поперечном обтекании гладкотрубных пучков различной геометрии и компоновки посвящены многие монографии и десятки статей (см. обзоры в работах [1-3]). Однако, из всего многообразия исследований гладкотрубных пучков мало изученными остаются процессы тепломассопереноса и гидродинамики в предельно сжатых пучках труб при отсутствии зазора между соседними трубами в направлении течения теплоносителя.

Целью работы является исследование влияния различной геометрии предельно сжатых пучков труб при отсутствии зазора между соседними трубами поперечно обтекаемого гладкотрубного пучка коридорной компоновки на его эффективность, используя методы численного моделирования процессов тепломассопереноса в этих пучках.

Постановка задач исследования. Для достижения поставленной цели необходимо выполнить компьютерное моделирование процессов тепломассопереноса в пучках труб различной геометрии, определить их теплогидравлическую эффективность, найти фактор аналогии Рейнольдса и осуществить сравнительную оценку для различных компоновок труб.

Материалы исследований. Разработка новых конструкций кожухотрубных теплообменных аппаратов представляет собой многофакторную инженерную задачу, которая в определяющей степени зависит от геометрии и компоновки основного элемента ТА – трубного пучка. Новые компоновки пучков труб должны отвечать высоким требованиям, предъявляемым к этим пучкам – при максимальной тепловой эффективности иметь минимальные потери давления.

Предметом исследований являются процессы тепломассопереноса в предельно сжатых пучках труб (трубки соприкасаются в направлении движения теплоносителя), коридорной компоновки при поперечном их обтекании. Геометрия отдельного канала рассматриваемых пучков труб изображена на рис. 1. В одном ряду пучка содержится 42 трубки (высотой $h = 1 \text{ м}$ для всех конструкций), которые разделены между собой технологическим зазором, как показано на рис. 1.

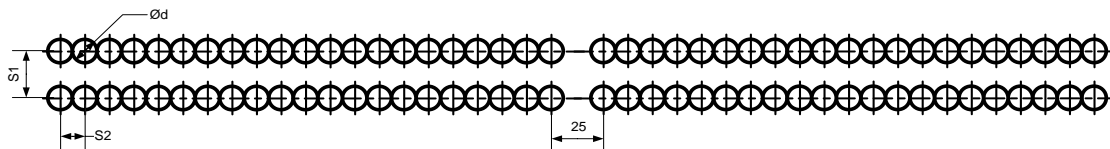


Рис. 1. Геометрия канала пучков труб

На рис. 2 представлена геометрия расположения труб различного диаметра при различных поперечных шагах в трубных пучках. Геометрические характеристики исследуемых пучков представлены в табл. 1.

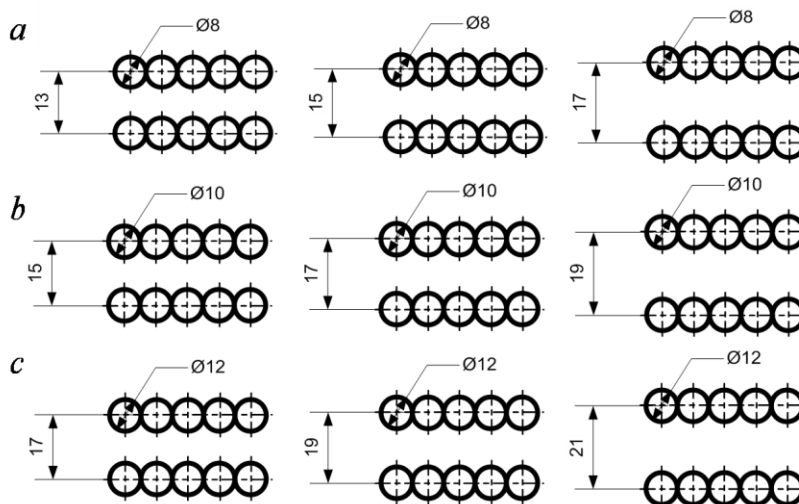


Рис. 2. Геометрия размещения труб в пучках: *a* – диаметр труб 8 мм; *b* – диаметр труб 10 мм; *c* – диаметр труб 12 мм; межтрубное расстояние – 5, 7, 9 мм.

Таблица 1

Геометрические характеристики пучков труб

№ п/п	Шаг поперечный S_1 , мм	Шаг продольный S_2 , мм	Диаметр трубки d , мм	Число трубок в ряду n_i , шт.
1	13	8	8	42
2	15	8	8	42
3	17	8	8	42
4	15	10	10	42
5	17	10	10	42
6	19	10	10	42
7	17	12	12	42
8	19	12	12	42
9	21	12	12	42

Компьютерное моделирование гидродинамических процессов и процессов переноса теплоты в каналах исследуемых пучков труб проводилось с помощью программного пакета

ANSYS Fluent. Математическая модель включает в себя систему уравнений Навье-Стокса, уравнение переноса энергии для конвективных течений и стандартную $k-\varepsilon$ модель турбулентности.

Численные расчеты в исследуемых каналах пучков труб проведены для 9 конструкций (см. табл.1) при значении числа Рейнольдса $Re = 7085$. В качестве теплоносителей приняты отработанные газы (горячий теплоноситель) с температурой на входе $470\text{ }^{\circ}\text{C}$, которые протекают в каналах пучка труб. Температура стенок труб принималась постоянной, однако менялась для каждой секции по мере продвижения теплоносителя (первая секция – $75\text{ }^{\circ}\text{C}$, вторая – $34\text{ }^{\circ}\text{C}$). Подобные условия имеют место, например, в многоходовых ТА – утилизаторах теплоты отработанных газов, когенерационных установок, при схеме движения теплоносителей – перекрестный ток.

Результаты расчетов приведены для одной из рассматриваемых геометрий ($d = 8\text{ мм}$, $S_1 = 13\text{ мм}$) на рис. 3-6. Распределение поля скоростей в каналах трубного пучка представлено на рис. 3, а на рис. 4 показано распределение векторов скорости на небольшом повторяющемся участке канала. Как видно из рис. 4, в верхней точке трубы происходит отрыв пограничного слоя, а в области соприкосновения трубок наблюдаются застойные зоны. Значение средней скорости отработанных газов (ОГ) в наиболее узком поперечном сечении канала составляет $86 \pm 2\text{ м/с}$ (см. рис. 3). На рис. 5 приведено температурное распределение в каналах, где температура ОГ на выходе составляет $82 \pm 3\text{ }^{\circ}\text{C}$. На рис. 6 показано изменение давления в потоке ОГ, протекающих по каналам трубного пучка. Анализируя полученные результаты, можно отметить, что с изменением поперечного шага от меньшего к большему значению температура ОГ на выходе из каналов повышается, а значения скорости и перепада давления уменьшаются.

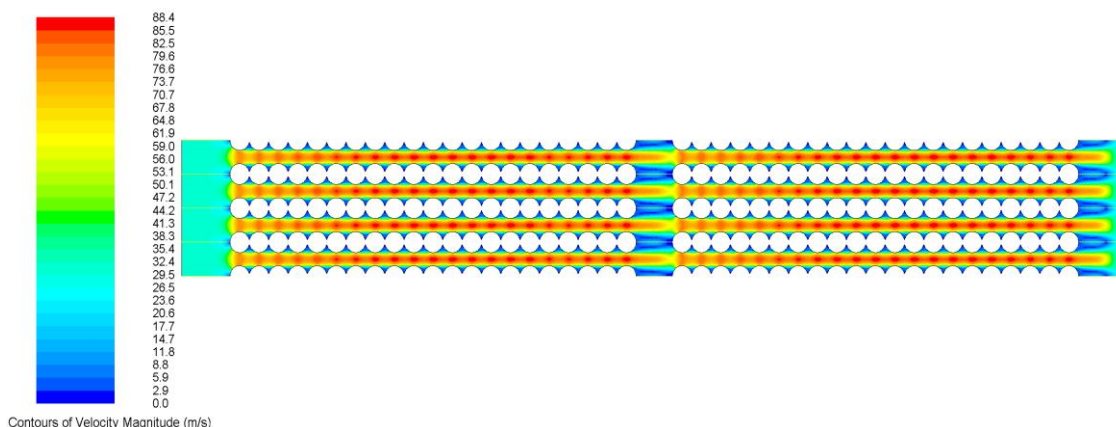


Рис. 3. Скорость отработанных газов в каналах пучков труб, м/с

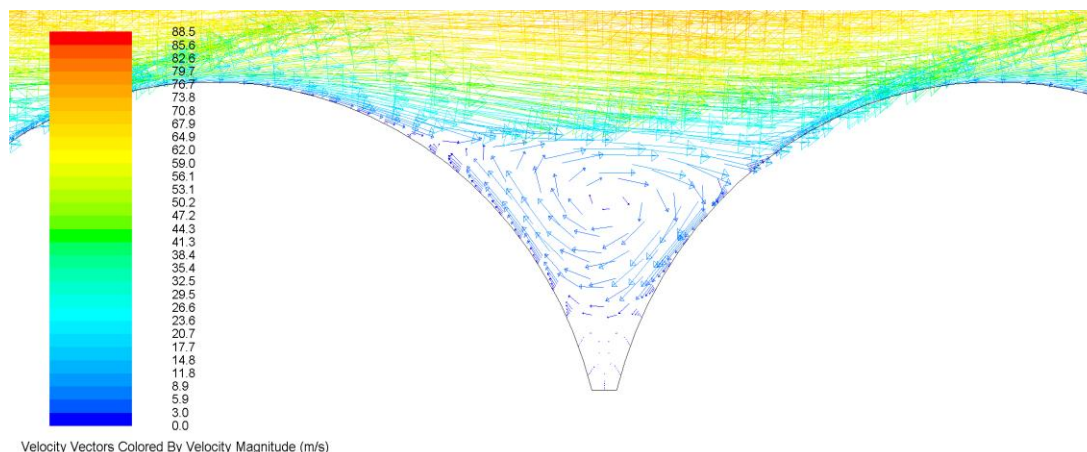


Рис. 4. Вектор скорости в области соприкосновения трубок, м/с

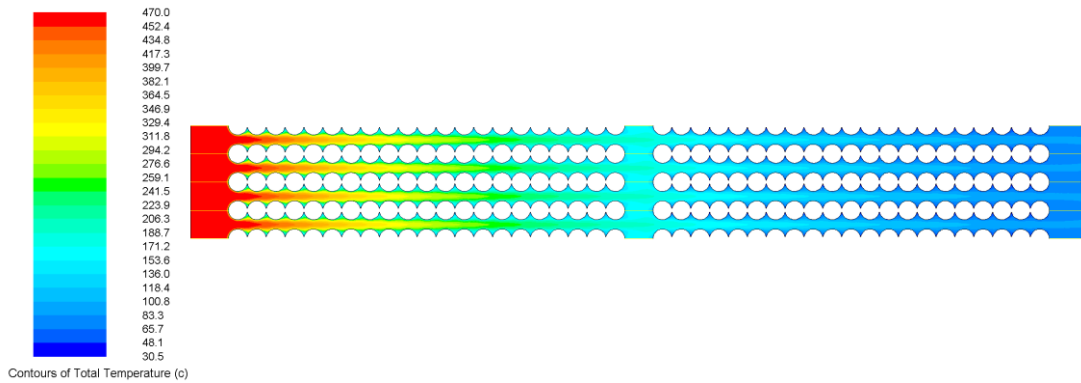


Рис. 5. Изменение температуры в каналах пучков труб, °C

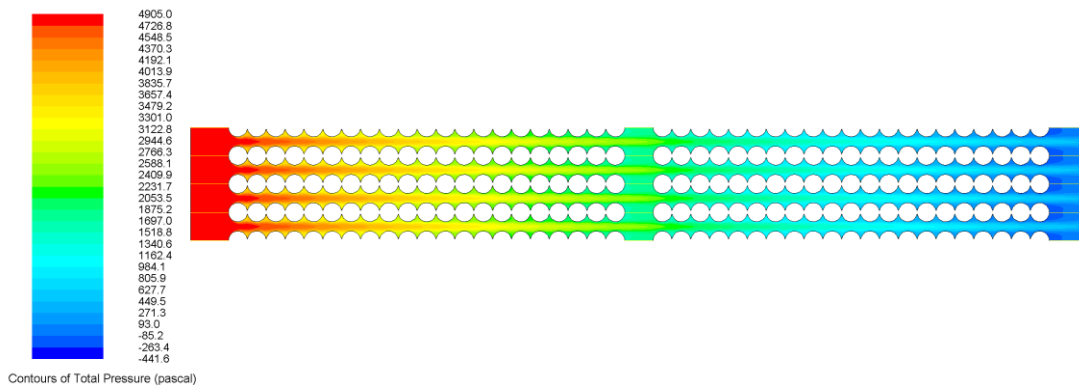


Рис. 6. Перепад давления в каналах пучков труб, Па

Для оценки теплообменной поверхности с энергетической точки зрения используется коэффициент теплогидравлической эффективности E (критерий М.В. Кирпичева), который определяется как отношение переданного количества теплоты Q через поверхность теплообмена к величине суммарной мощности N , требуемой на прокачку теплоносителей через поверхность теплообмена с обеих сторон, Bm (без учета КПД нагнетателей и приводов) [4].

$$E = \frac{Q}{N}, \quad (1)$$

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

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

где ΔT – перепад температур теплоносителя в тракте теплообменника; T', T'' – соответственно температуры теплоносителя на входе и выходе с канала, °C; G – массовый расход теплоносителя, кг/сек; c_p – удельная теплоемкость теплоносителя, кДж/(кг·град).

Мощность, необходимая для прокачки теплоносителя:

$$N_n = \frac{\Delta p G}{\rho}, \quad (3)$$

где Δp – перепад давления на входе и выходе с канала, кПа; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³.

Для сравнения значений энергетической эффективности различных по геометрии поверхностей теплообмена кроме теплогидравлической эффективности также используется фактор аналогии Рейнольдса (ФАР) в виде соотношения [5]

$$\Phi AP = \frac{\overline{Nu} / \overline{Nu}_0}{f / f_0}. \quad (4)$$

Указанный параметр характеризует соотношение интенсификации теплообмена к росту потерь давления. В качестве эталонных (обозначенных индексом «0») в уравнении 4 используются значения числа Нуссельта Nu_0 и коэффициента гидравлического сопротивления f_0 в плоском канале с гладкими стенками при одинаковых числах Re .

На рис. 7 и 8 изображены зависимости усредненного коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$ по газовой стороне и числа Нуссельта $Nu = \bar{\alpha}d/\lambda$ (по поверхности пучка труб) от геометрии пучка соответственно.

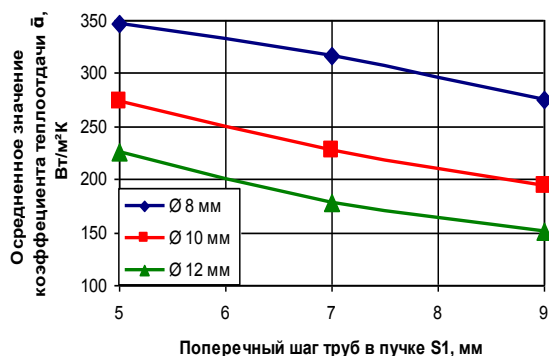


Рис. 7. Зависимость коэффициента теплоотдачи от геометрии пучка

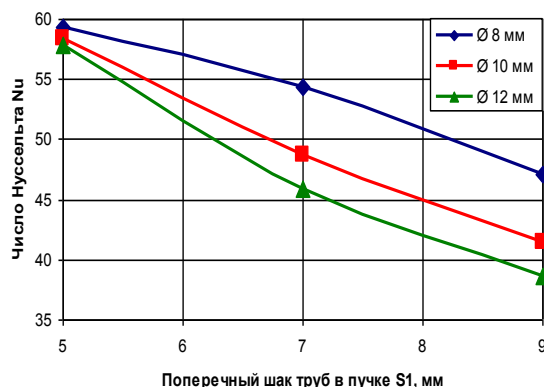


Рис. 8. Зависимость числа Нуссельта от геометрии пучка

В результате анализа полученных зависимостей можно сделать вывод, что наиболее эффективной конструкцией по интенсивности теплообмена является пучок труб с поперечным шагом 5 мм и диаметром 8 мм.

На рис. 9 и 10 приведены зависимости числа Нуссельта Nu/Nu_0 , коэффициента гидравлического сопротивления в межтрубном канале f/f_0 , отнесенных к соответственным значениям этих величин в гладком канале (обозначенных индексом «0»), фактора аналогии Рейнольдса (ΦAP) и теплогидравлической эффективности E от геометрии пучка труб.

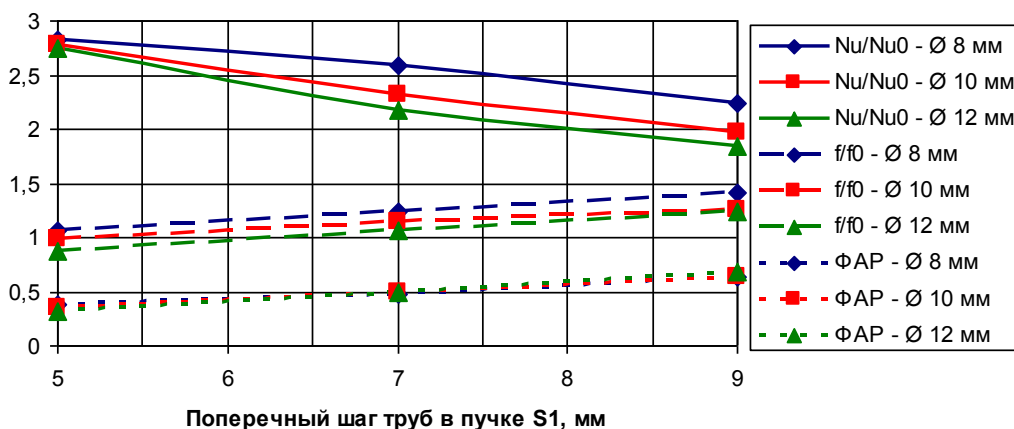


Рис. 9. Относительные величины чисел Нуссельта, коэффициентов трения и фактора аналогии Рейнольдса для различной геометрии трубных пучков

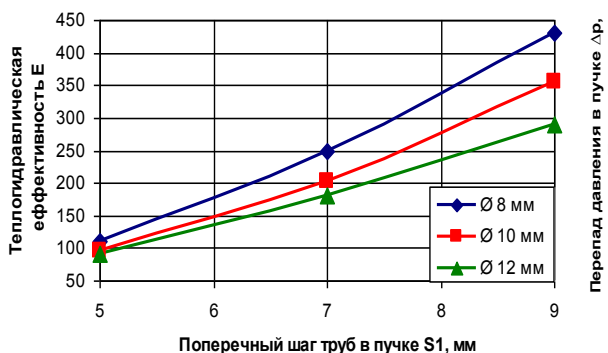


Рис. 10. Зависимость теплогидравлической эффективности от геометрии пучка труб

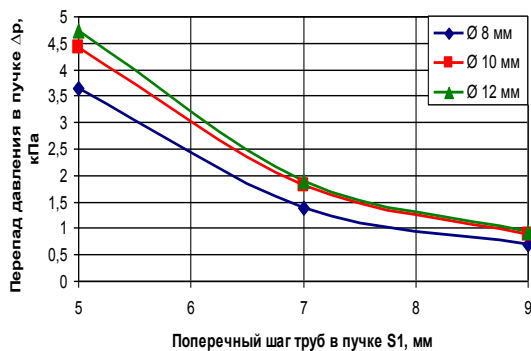


Рис. 11. Зависимость перепада давления от геометрии пучка труб

Как видно из рис. 9, значения отношений чисел Нуссельта растут при уменьшении шага и уменьшении диаметра трубок, а значения коэффициентов трения на поверхности стенки трубок и ФАР снижаются при увеличении шага и диаметра трубок. В исследуемых каналах достигается увеличение коэффициента теплообмена на поверхности трубного пучка по сравнению с гладким каналом до 2-х раз. В тоже время, как следует из рис. 10, теплогидравлическая эффективность при уменьшении шага и диаметра трубок вследствие роста гидравлических сопротивлений падает.

На рис. 11-13 приведены графики, которые показывают потери давления, изменение температуры горячего (охлаждаемого) теплоносителя на выходе из канала и величины суммарного количества теплоты, которое передается через теплообменную поверхность пучков труб различной геометрии. Как следует из полученных зависимостей, температура ОГ на выходе с пучка для поперечного шага 13 мм существенно снижается, общее количество теплоты, которое передается от горячего теплоносителя к холодному, повышается, а перепад давления растет до 5 раз. При этом повышение давления составляет 3,5 – 5 кПа, что не оказывает значительного влияние на работу двигателя [6].

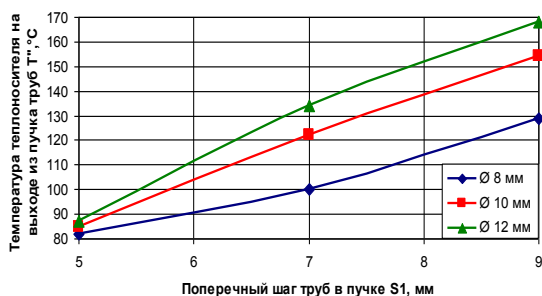


Рис. 12. Зависимость изменения температуры теплоносителя на выходе из канала от геометрии пучка труб

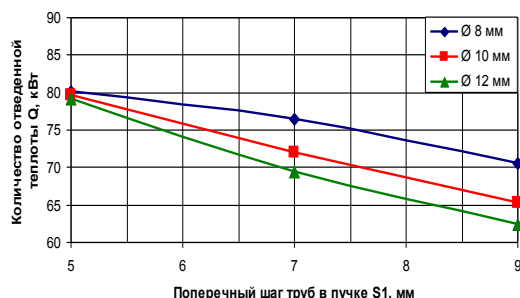


Рис. 13. Зависимость величины суммарного отведенного количества теплоты от геометрии пучка труб

Безразмерные соотношения температур, потерь давления и коэффициентов теплоотдачи на поверхности для исследуемых каналов различной геометрии представлены на рис. 14.

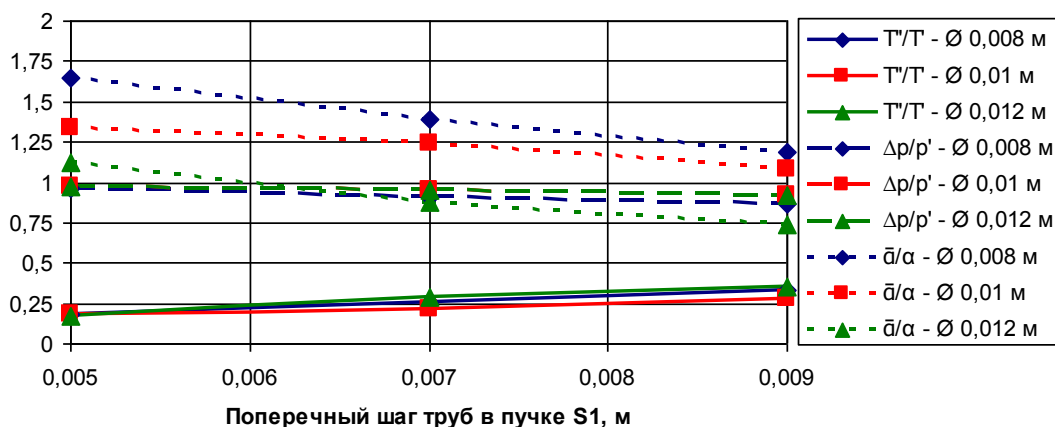


Рис. 14. Безразмерные соотношения температур, потерь давления и коэффициентов теплоотдачи на поверхности каналов различной геометрии с компактным размещением труб

Анализируя полученные зависимости с точки зрения влияния геометрии на тепло- и гидродинамические характеристики компактного поперечно обтекаемого пучка труб, можно отметить, что наилучшими характеристиками обладает пучок труб с поперечным шагом 13 мм и диаметром труб 8 мм. Осредненные значения коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$ для этой поверхности в 1,5 раза превышают соответствующие значения $\bar{\alpha}$ для пучка труб с диаметром 12 мм и поперечным шагом 17 мм и до 2,5 раз превышают соответствующие значения $\bar{\alpha}$ для пучка труб с диаметром 12 мм и поперечным шагом 21 мм. При этом достигается значительное уменьшение температуры охлаждаемого теплоносителя на выходе из канала. Аэродинамическое сопротивление с уменьшением поперечного шага расположения трубок в пучке растет, но в абсолютном значении падения давления не наблюдается и это не вызывает существенного роста противодавления на выхлопе двигателя, что важно при проектировании ТА для когенерационных установок. Также необходимо отметить, что конструкция предельно сжатых пучков труб при отсутствии зазора между соседними трубами поперечно обтекаемого гладкотрубного пучка с коридорной компоновкой в 1,5÷2 раза меньше по массогабаритным показателям конструкции традиционных пучков труб с коридорной компоновкой. Предложенный компактный пучок труб легко доступен и прост в эксплуатации, что очень важно при работе с загрязненным теплоносителем, например, ОГ двигателя внутреннего сгорания.

Выводы.

1. Проведено компьютерное моделирование процессов тепло- и массопереноса в каналах предельно сжатых поперечно обтекаемых гладкотрубных пучков коридорной компоновки различной геометрии при отсутствии зазора между соседними трубами в направлении движения теплоносителя при помощи программного комплекса ANSYS Fluent. Получены поля скоростей, температур и давлений в исследуемых каналах, проанализированы условия гидродинамического течения в них и проведена оценка интенсивности теплопереноса между теплоносителями через стенку, которая их разделяет.

2. Проведен сравнительный анализ теплогидравлической эффективности для каналов с разным поперечным шагом расположения трубок и показано, что предложенные конструкции являются достаточно эффективными при существенном снижении массогабаритных показателей теплообменной поверхности.

3. Выявлено, что изменение геометрии исследуемых пучков, а именно уменьшение диаметра и поперечного шага размещения труб в пучке существенно влияет на эффективность, компактность и массогабаритные показатели ТА.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жукаускас А.А., Улинскас Р.В. Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков труб / А.А. Жукаускас, Р.В. Улинскас. – Вильнюс: Москлас, 1986. – 204 с.
2. Пронин В.А. Гидродинамика и теплообмен в межтрубных каналах гладкотрубных пучков коридорно-диффузорного типа / В.А. Пронин, А.В. Дозорцев, В.Е. Тырин // Труды четвертой Российской Национальной конференции по теплообмену: В 8 томах. Т.6. Дисперсные потоки и пористые среды. Интенсификация теплообмена. – М., 2006. – С. 285-288
3. 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
4. Кирпичев М.В. О наиболее выгодной форме поверхности нагрева / М.В. Кирпичев // Изв. ЭНИИ им. Г.М. Кржижановского, 1944. –Т.12. С.5-9
5. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика около поверхности углублений (лунок) / А.А. Халатов. – К.: Ин-т технической теплофизики НАН Украины, 2005. – 140 с.
6. Селиверстов В.М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках / В.М. Селиверстов. – Л.: Судостроение, 1973. – 251 с.

**Горобець В.Г., Панін В.В., Богдан Ю.О., Троханяк В.І.
ВПЛИВ ГЕОМЕТРІЇ КОМПАКТНОГО З ПОПЕРЕЧНИМ ОБТІКАННЯМ,
ГЛАДКОТРУБНОГО ПУЧКА НА ЙОГО ПОКАЗНИКИ**

В статті запропонований компактний пучок труб оптимальної геометрії з низьким аеродинамічним опором і достатньо високою ефективністю теплопередачі. Досліджено вплив геометрії на тепло- і гідродинамічні характеристики компактного з поперечним обтіканням пучка труб з коридорною компоновкою на основі методів чисельного моделювання з використанням спеціального програмного забезпечення. Знайдено поля швидкостей, температур і тисків в досліджуваних каналах пучків труб. Проведено розрахунки теплогідравлічної ефективності для трубних пучків різної геометрії і здійснено їх порівняльний аналіз.

Ключові слова: теплообмін, гідродинаміка, теплогідравлічна ефективність, пучок труб, чисельне моделювання.

**Gorobets V., Panin V., Bogdan Y., Trohanyak V.
INFLUENCE OF GEOMETRY OF COMPACT CROSS FLOWED SMOOTH TUBE
BANK ON HIS INDEXES**

In the article the compact bank of tube of optimum geometry is offered with low aerodynamic resistance and high enough efficiency of heat transfer. Influence of geometry on a heat and hydrodynamic characteristics of the compact of cross flowed tube bank with inline arrangement on the basis of methods of numerical modeling with the use of the special software are investigated. Velocity field, temperature and pressure in the investigated channel of the banks of tube are found. Calculations of heat-hydraulic efficiency for tube banks of different geometry are made and them comparative analysis are realized.

Keywords: heat exchange, hydrodynamics, thermal-hydraulic efficiency, tube bank, numerical modeling.