

Численное исследование влияния продольных рядов на теплообмен шахматного пучка труб при пульсирующем потоке

А.Р. Хайруллин, А.И. Хайбуллина

Казанский государственный энергетический университет

Аннотация: В данной статье на основе математического моделирования проанализирован теплообмен в шахматном пучке труб в условиях стационарного и пульсационного потока. Численное исследование проводилось для пучков труб при числе продольных рядов 5, 10 и 15. Число Рейнольдса Re и число Прандтля Pr соответствовали 3400 и 3 соответственно. Пульсации потока имели симметричный и несимметричный возвратно-поступательный характер. Влияние пульсаций оценивалось с помощью произведения относительной безразмерной амплитуды пульсаций и числа Струхала A/DSh , которое принимало значения 0,1, 0,25 и 0,4. Численное исследование проводилось с помощью Ansys Fluent. Гидродинамика потока в пучке труб описывалась с помощью осредненных по Рейнольдсу нестационарных уравнений Навье-Стокса. По результатам математического моделирования установлено, что влияние пульсаций на теплообмен пучка труб различно в зависимости от числа продольных рядов. Показано, что увеличение числа рядов приводит к уменьшению прироста числа Нуссельта в пульсационном течении по сравнению со стационарным потоком. Установлено, что теплогидравлическая эффективность возрастает с увеличением числа рядов. Показано, что несимметричные пульсации эффективней симметричных для интенсификации теплообмена при учете энергетических затрат.

Ключевые слова: интенсификация теплообмена, шахматных пучков труб, теплообмен, математическое моделирование, пульсации потока.

Введение

Гидродинамика поперечно-обтекаемых пучков труб является классической задачей ввиду распространенности трубчатых теплообменных аппаратов. Течение потока в пучках труб может иметь стационарный характер или сопровождаться нестационарным вихреобразованием в следе трубок, что зависит от режимных параметров и геометрических характеристик (шахматная или коридорная компоновка, шаг трубок в поперечном и продольном направлении). Теплообмен и гидродинамика в пучке труб также зависят от режимов течения (ламинарный, переходный, турбулентный), теплофизических свойств теплоносителя и геометрических параметров пучка. Режимы течения в пучках труб определяются числом Рейнольдса, теплофизические свойства числом Прандтля. На сегодняшний

день теплогидравлические характеристики поперечно-обтекаемых пучков труб в условиях стационарного течения хорошо изучены. В работе [1,2] представлены обобщающие зависимости для прогнозирования теплоотдачи пучков труб в широком диапазоне числа Рейнольдса и числа Прандтля, для коридорных и шахматных пучков труб с различными относительными продольными и поперечными шагами трубок.

Несмотря на изученность стационарного течения в пучках труб, исследования в данной области продолжают и в настоящее время [3], при этом теплообмен в условиях вынужденного пульсирующего течения изучен недостаточно [4,5]. Теплоотдача пучков труб при пульсирующем потоке может значительно отличаться от стационарного течения. Поэтому вынужденная нестационарность потока используется для интенсификации теплообмена. Теплообмен в условиях пульсирующего течения рассматривался многими исследователями, при этом механизмы теплообмена остаются до конца непонятыми. Применение пульсаций в основном положительно влияет на теплообмен, при этом имеются случаи ухудшения теплоотдачи. Теплообмен в пульсационном потоке, также как при стационарном течении определяется числом Рейнольдса и числом Прандтля, к которым добавляются критерии подобия пульсационного течения, такие как число Струхаля и амплитуда пульсаций.

Теплообмен и гидродинамика в пучках труб в условиях пульсационного потока рассматривается, как при использовании экспериментальных методик, так и с применением различных численных техник. В серии работ [6–8] исследована гидродинамика потока в пучке труб. Несмотря на полученные обширные экспериментальные данные по статистическим характеристикам потока в пучках труб при пульсациях потока характеристики теплообмена в данных исследованиях [6–8] не рассмотрены. При этом в работах [6–8] показана, что при пульсациях потока

имеются режимы пульсаций, при которых происходит синхронизация частот вынужденных пульсаций потока с собственными частотами вихреобразования в следе трубок. Авторы предполагают, что при синхронизации вынужденных и собственных частот возможно увеличение теплоотдачи пучка труб. Однако в работе [9] показано, что синхронизация частоты вихреобразования с частотой пульсаций оказывает незначительное влияние на теплоотдачу пучка труб.

В работах проведено численное исследование [10–12] теплообмена в пучках труб при вынужденных пульсациях потока. Результаты показывают, что теплоотдача пучка возрастает с увеличением частоты пульсаций. В работах [10,11] получены обобщающие зависимости для прогнозирования теплоотдачи, при этом критериальные уравнения ограничены ламинарными режимами при числе Рейнольдса $Re < 1000$. В другой работе [13] в результате численного моделирования показано, что теплоотдача в пульсационном потоке зависит от количества рядов пучка.

В работе [14] проведено численное исследование влияния пульсаций на теплообмен каплевидных трубок. Результаты работы [14] показывают, что теплоотдача пучка в пульсационном потоке зависит от частоты и амплитуды пульсаций и может превышать стационарное течение 1,81 раза. В работе [15], по результатам численного исследования, показано положительное влияние на теплообмен частоты и амплитуды пульсаций в пучке труб при течении жидкого металла. В другой работе [16] в результате численного исследования показано, что теплогидравлическая эффективность пучка труб при пульсациях потока зависит от относительного продольного и поперечного шага трубок. В результате исследований показано, что теплогидравлическая эффективность при одинаковых мощностях на прокачку теплоносителя увеличивается с уменьшением продольного и поперечного шага трубок.

В работах [17,18] проведено экспериментальное исследование теплообмена в пучках труб при вынужденных пульсациях потока. Показано, что теплоотдача может существенно измениться в зависимости от компоновки пучка труб и режима пульсаций. Установлено, что интенсификация теплообмена выше в коридорных пучках труб.

Авторы работ [19,20] исследовали влияние несимметричных пульсаций на теплообмен коридорного пучка труб при ламинарном течении потока. Показано, что увеличение частоты и амплитуды пульсаций приводит к усилению теплоотдачи.

Теплообмен в пучках труб при пульсационном течении зависит от большего количества факторов, что усложняет исследования. Отсутствие систематической информации по теплогидравлическим характеристикам пучков труб при вынужденных пульсациях потока сдерживает применение пульсаций в инженерных приложениях.

В данной работе выполнено численное исследование теплообмена в шахматном пучке труб, с различным количеством рядов, при несимметричных пульсациях потока. Влияние числа продольных рядов на теплообмен пучка труб в условиях пульсационного потока является одним из факторов, который изучен недостаточно.

Математическая модель

Расчетная область математической модели представляла собой двухмерный прямоугольный канал с расположенными в нем трубками и стабилизационными участками на входе и выходе из пучка (рис. 1).

Двухмерная постановка позволяет значительно сократить расчетное время. Актуальность двухмерной постановки возрастает при нестационарных задачах, что с другой стороны может привести к ухудшению точности полученных результатов. Однако в работах [15,20,21] показано, что

применение двухмерной постановки для моделирования конвективного теплообмена в пучках труб является приемлемым.

Трубки пучка располагались в шахматном порядке. Поперечный S_1 и продольный S_2 шаг отнесенный к диаметру трубки D пучка составлял $S_1/D=1,98$ и $S_2/D=0,99$. Входной и выходной успокоительный участок соответствовал $10D$. Численное исследование проводилось для пучков труб при количестве продольных рядов 5, 10 и 15.

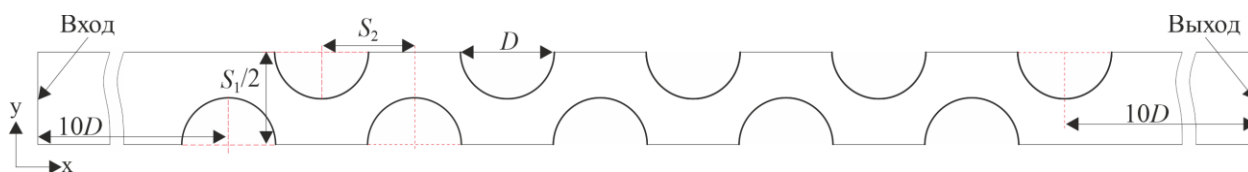


Рис. 1. – Расчетная область пучка труб при числе рядов 5.

Численное исследование проводилось при следующих граничных условиях:

- постоянная температура и условие без прилипания на стенках трубок;
- условие симметрия и адиабатная стенка на верхней и нижней грани канала;
- постоянная температура на входе и выходе из канала;
- давление на выходе из канала 101325 Па;
- постоянная скорость потока на входе при стационарном течении;
- зависимость скорости от времени на выходе при пульсационном течении.

Течение жидкости считалось несжимаемым, силы гравитации не учитывались. Температурный напор между входной температурой и стенкой пучка составлял один градус. В качестве рабочей среды была выбрана капельная жидкость с постоянными теплофизическими свойствами соответствующими числу Прандтля $Pr=3$. Пульсации потока характеризовались частотой f , амплитудой A/D и скважностью пульсаций ψ .

Частота пульсаций находится соответственно:

$$f = \frac{1}{T} \text{ Гц}, \quad (1)$$

где $T = T_1 + T_2$ – период вынужденных пульсаций, с; T_1 и T_2 – первый и второй полупериоды пульсаций соответственно, с.

Скважность пульсаций определяется по формуле:

$$\psi = \frac{T_1}{T}. \quad (2)$$

Амплитуда пульсаций, отнесенная к диаметру трубки пучка, определяется по формуле:

$$A = -\int_0^{T_1} u d\tau \text{ м}, \quad (4)$$

где A – амплитуда потока, м за T_1 ; u – скорость в самом узком сечении пучка труб, м/с; τ – время, с.

Число Рейнольдса в пучке труб определяется по формуле:

$$\text{Re} = \frac{uD}{\nu}, \quad (5)$$

где ν – кинематическая вязкость теплоносителя, $\text{м}^2/\text{с}$.

Осредненная за один период пульсаций скорость при нестационарном течении $\langle u_p \rangle$ соответствует скорости стационарного течения u_{st} .

$$\langle u_p \rangle = \frac{\int_0^T u d\tau}{T} = u_{st}. \quad (6)$$

Число Нуссельта рассчитывается следующим образом:

$$\text{Nu}_{p,st} = \frac{q_{p,st} D}{\lambda \Delta t_{p,st}}, \quad (7)$$

где $q_{p,st}$ – тепловой поток осредненный по поверхности трубок, $\text{Вт}/\text{м}^2$; λ – теплопроводность жидкости, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$; $\Delta t_{p,st}$ – логарифмическая разность температур, $^\circ\text{C}$. Тепловой поток и логарифмическая разность осреднялись за один период пульсаций аналогично уравнению (6).

Численный эксперимент проводился в Ansys Fluent. Дискретизация нестационарных осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса и конвективного теплообмена Фурье-Кирхгофа проводилась методом конечных объемов. Минимальный размер контрольного объема в пристеночной области трубок составлял $y_{min}/D=8,62 \cdot 10^{-4}$. Количество слоев в пограничной области было 15, коэффициент расширения пристеночных слоев был 1,2. Максимальный размер в межтрубном пространстве составлял $y_{min}/D=1,33 \cdot 10^{-2}$. Выбранные размеры элементов сеточного решателя были определены в результате тестовых расчетов, при этом схожие параметры также были приняты в работе [20]. Указанные размеры контрольных объемов были постоянными для всех исследованных пучков труб, при этом общее количество элементов сеточного решателя отличалось в зависимости от числа рядов. Для пучков труб с числом рядов 5, 10 и 15 расчетная область была разбита на 45707, 67904 и 94001 элементов, соответственно.

Течение потока в пучке труб считалась турбулентным. В качестве модели турбулентности была выбрана модель Рейнольдсовых напряжений с улучшенной пристеночной функцией. Результаты расчетов для выбранной модели турбулентности показали удовлетворительное совпадение с известной обобщающей зависимостью [2]. Отличие числа Нуссельта с данными [2] составляют 9%, 4% и 2% для пучков труб с числом рядов 5, 10 и 15 соответственно. Отличие числа Nu с данными [2] возрастает с уменьшением числа рядов, что объясняется тем, что экспериментальные данные [2] получены для многорядного пучка труб.

При нестационарных расчетах шаг по времени зависел от максимальной скорости в пучке $\Delta\tau=2,66 \cdot 10^{-3}D/|u_{max}|$, где $2,66 \cdot 10^{-3}$ – коэффициент который выбирался по результатам тестовых расчетов. Расчеты ввелись до выхода на квазистационарный режим. Результаты расчета

осреднялись за последний период пульсаций. Для выхода на квазистационарный режим обычно требовалась 6–12 периодов пульсаций.

Результаты и обсуждения

Численный эксперимент проводился при числе Рейнольдса $Re=3400$ и числе Прандтля $\Pr=3$. Сквозность пульсаций ψ принимала значения 0,2 и 0,5. Число Струхалья $Sh=fD/u_{st}=0,124$, что соответствует частоте $f=0,5$ Гц. Произведение амплитуды и числа Струхалья A/DSh принимало значение 0,1, 0,25 и 0,4. Расчеты проводились для пучков труб с числом продольных рядов 5, 10 и 15, при этом общее количество вариантов расчета для нестационарного течения составило 18 и 3 для стационарного течения.

На рис. 2 показано влияние числа продольных рядов пучка n на его теплоотдачу при стационарном и пульсационном течении для различных A/DSh и ψ . По рис. 2 видно, что с увеличением продольных рядов происходит незначительное увеличение теплоотдачи, как при стационарном, так и пульсационном течении. Увеличение теплоотдачи связано с тем, что интенсивность теплообмена начальных рядов в пучке труб меньше глубинных рядов. Известно, что теплоотдача возрастает, за счет увеличения турбулентности, по ходу движения потока в пучке. Второй и последующий ряды находятся в зоне вихреобразования впереди стоящих рядов, что приводит к увеличению конвективного теплообмена.

На рис. 3 показан прирост числа Нуссельта в пульсационном течении по сравнению со стационарным Nu_p/Nu_{st} в зависимости от числа рядов пучка, при различной сквозности ψ и интенсивности пульсаций A/DSh . С увеличением количества рядов в основном происходит уменьшение прироста числа Нуссельта Nu_p/Nu_{st} . Максимальная интенсификация теплообмена при пульсационном течении наблюдается для пучка труб с минимальным числом рядов. Уменьшение интенсификации с ростом числа продольных рядов связано с тем, что рост теплоотдачи при стационарном течении опережает

рост при пульсационном течении. Пульсационное течение характеризуется возвратно-поступательным течением, при этом периодические развороты приводят к слою структуры потока, в том числе по глубине пучка труб [22]. При стационарном течении увеличение теплоотдачи с ростом числа рядов связано с увеличением турбулизации потока по глубине пучка, при этом теплоотдача первого ряда ниже последующих [1,2]. При пульсационном течении поток более однороден по глубине пучка, а максимальное увеличение теплоотдачи в основном происходит на первом ряду пучка [22]. С увеличением числа рядов доля крайних рядов в общем количестве рядов в пучке уменьшается, что является причиной уменьшения прироста числа Нуссельта Nu_p/Nu_{st} .

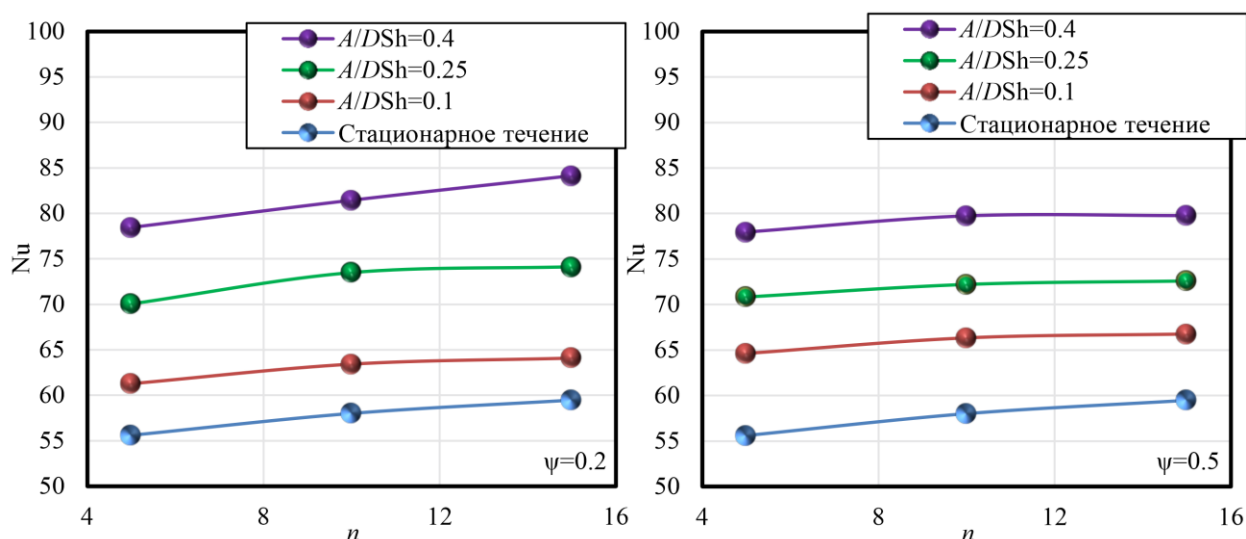


Рис. 2. – Зависимость Nu от числа рядов пучка труб n .

На рис. 4 показан прирост коэффициента гидравлического сопротивления в нестационарном течении по сравнению со стационарным потоком ξ_p/ξ_{st} . Увеличение числа рядов приводит к уменьшению прироста гидравлического сопротивления ξ_p/ξ_{st} . Максимальное увеличение прироста ξ_p/ξ_{st} наблюдается для пучка труб с числом рядов 5. Уменьшение прироста ξ_p/ξ_{st} наблюдается во всем исследованном диапазоне пульсаций, при этом влияние числа рядов выше при максимальной интенсивности пульсаций

A/DSh . Например, при $A/DSh=0,4$ и $\psi=0,2$ прирост ξ_p/ξ_{st} с увеличением числа рядов уменьшается от 13,8 до 9,3, при $A/DSh=0,1$ значение прироста ξ_p/ξ_{st} уменьшается от 4,2 до 3,1. Максимальное увеличение прироста ξ_p/ξ_{st} наблюдается при максимальной интенсивности пульсаций A/DSh .

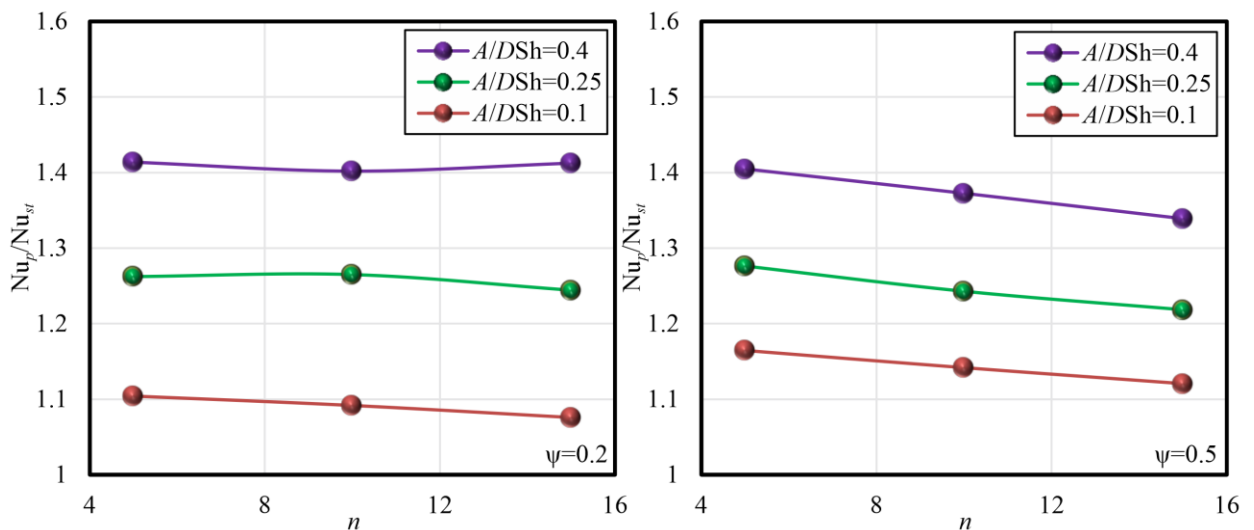


Рис. 3. – Зависимость Nu_p/Nu_{st} от числа рядов пучка труб n .

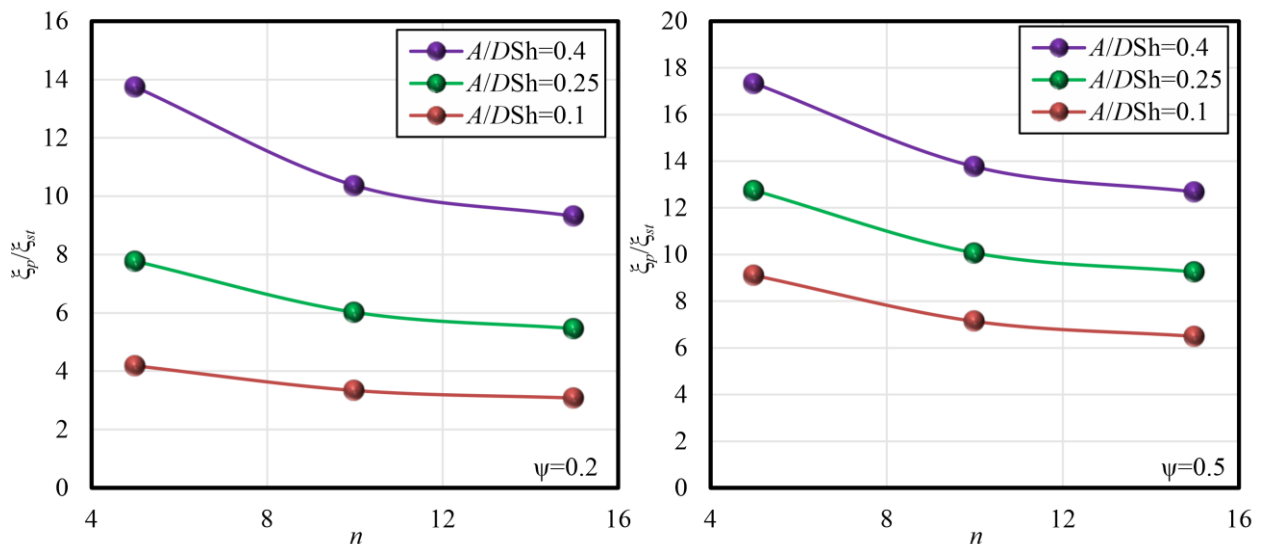


Рис. 4. – Зависимость ξ_p/ξ_{st} от числа рядов пучка труб n .

Скважность пульсаций ψ оказывает существенное влияние на коэффициент прироста гидравлического сопротивления ξ_p/ξ_{st} , при этом влияние скажности на теплоотдачу незначительно (рис 2,3). Прирост ξ_p/ξ_{st} при симметричных пульсациях выше несимметричных во всем

исследованном диапазоне. Разница между симметричными и несимметричными пульсациями существенно зависит от интенсивности пульсаций A/DSh и практически не зависит от числа рядов пучка. Рост гидравлического сопротивления ξ_p/ξ_{st} при симметричных пульсациях опережает рост ξ_p/ξ_{st} при несимметричных в 2 два раза, что наблюдается при максимальной интенсивности пульсаций $A/DSh=0,4$ данная тенденция снижается с уменьшением A/DSh .

Теплогидравлическая эффективность пучка труб при пульсациях потока оценивалась следующим образом [23]:

$$\eta = \frac{Nu_p / Nu_{st}}{\xi_p / \xi_{st}}, \quad (8)$$

где $\xi_{p,st}$ – коэффициент гидравлического сопротивления в пульсационном и стационарном течении.

Коэффициент гидравлического сопротивления для стационарного течения ξ_p рассчитывался следующим образом:

$$\xi_{st} = \frac{\Delta P^2}{\rho u_{st}^2}, \quad (9)$$

где ΔP – перепад давления в пучке труб, Па. ρ – плотность жидкости, $кг/м^3$. Коэффициент гидравлического сопротивления для пульсационного течения ξ_p рассчитывался по следующей формуле:

$$\xi_p = \frac{\langle \Delta P |u| \rangle^2}{\rho u_p^3}, \quad (10)$$

На рис. 5 показана теплогидравлическая эффективность η пучка труб, для различного числа рядов. Теплогидравлическая эффективность повышается с увеличением числа рядов пучка, что обусловлено уменьшением прироста ξ_p/ξ_{st} (рис. 4) с ростом числа рядов пучка. Эффективность несимметричных пульсаций существенно превосходит

симметричные пульсации, что также вызвано более существенным ростом отношения ξ_p/ξ_{st} при симметричных пульсациях. Теплогидравлическая эффективность пучков труб понижается с ростом интенсивности пульсаций, что согласуется с данными работы [24].

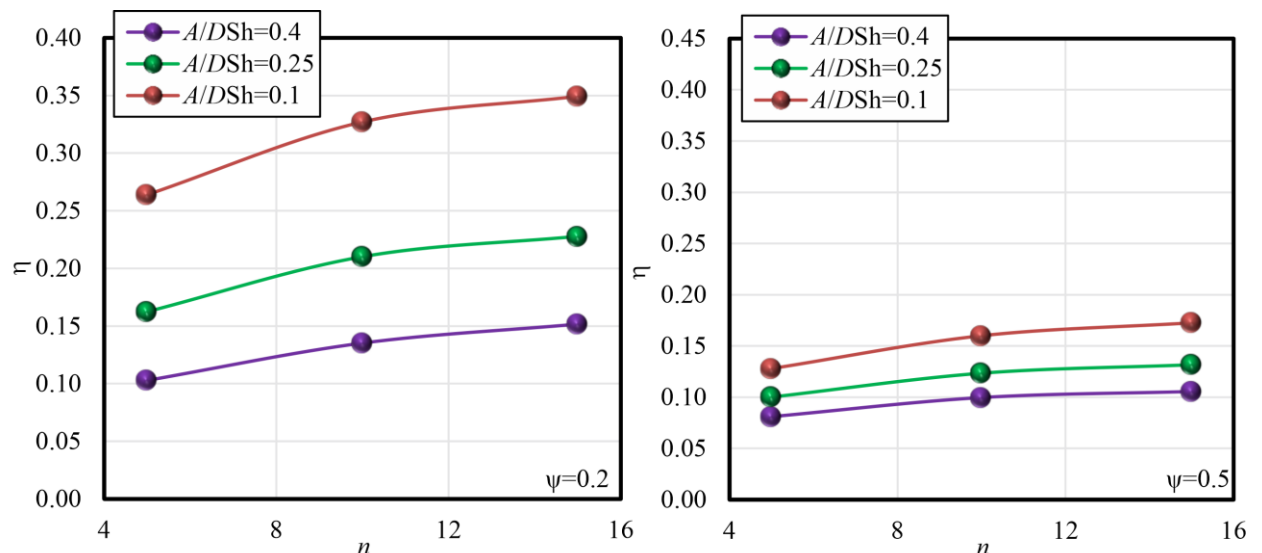


Рис. 5. – Зависимость теплогидравлической эффективности η от числа рядов пучка труб n .

Заключение

В работе проведено численное исследование теплообмена в шахматном пучке труб с различным числом продольных рядов. Теплообмен в пучках труб был исследован в условиях возвратно-поступательных пульсаций потока для пучков с числом рядов 5, 10 и 15.

Результаты показали, что в условиях пульсирующего течения увеличение числа продольных рядов приводит к увеличению теплоотдачи. Теплоотдача пучка при стационарном течении также возрастает с увеличением числа рядов. Однако рост теплоотдачи с увеличением числа рядов при стационарном течении опережает рост теплоотдачи пульсационного течения. Поэтому максимальный прирост теплоотдачи в пульсационном потоке наблюдается с минимальным числом рядов в исследованном диапазоне.

Показано, что теплогидравлическая эффективность возрастает с увеличением числа рядов пучка. Максимальная теплогидравлическая эффективность $\eta=0,35$ наблюдалась для пучка с числом рядов 15, при произведении амплитуды и числа Струхалия $A/DSh=0,1$ и скважности пульсаций $\psi=0,2$.

Число продольных рядов оказывает влияние на теплогидравлические характеристики пучка при вынужденных пульсациях потока и должно учитываться в случае небольшого числа рядов. В данном исследовании число рядов не превышало 15, при этом влияние числа рядов на характеристики теплообмена уменьшалось с увеличением числа рядов пучка. Интенсификация теплообмена выше для пучков с меньшим числом рядов, при этом с увеличением числа продольных рядов энергетическая эффективность пульсационного метода возрастает.

«Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда 23-29-00845, rscf.ru/project/23-29-00845/».

Литература

1. Zkauskas A. Heat Transfer from Tubes in Crossflow // Adv. Heat Transf., 1987, Vol. 18, pp. 87–159. URL: [doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70118-7](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70118-7)
2. Жукаускас А.А., Макарявичюс В.И., Шланчяускас А.А. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости. Вильнюс: Изд. Мокслас, 1968, 192 с.
3. Xie X., Ma A., Zhao H., Li X., Wu X. Experimental investigation and analysis on the cross flow characteristics over inline tube bundles with $S/D=1.875$ // Int. J. Heat Mass Transf., 2023, Vol. 203, P. 123800. URL: doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123800

4. Hemmat Esfe M., Bahiraei M., Torabi A., Valadkhani M. A critical review on pulsating flow in conventional fluids and nanofluids: Thermo-hydraulic characteristics // *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 2021, Vol. 120, P. 104859. URL: doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104859
 5. Ye Q., Zhang Y., Wei J. A comprehensive review of pulsating flow on heat transfer enhancement // *Appl. Therm. Eng.*, 2021, Vol. 196, P. 117275. URL: doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117275.
 6. Konstantinidis E., Balabani S., Yianneskis M. Relationship Between Vortex Shedding Lock-On and Heat Transfer // *Chem. Eng. Res. Des.*, 2003, Vol. 81, № 6, pp. 695–699.
 7. Konstantinidis E., Balabani S., Yianneskis M. Phase-Average Mean Flow and Turbulence Structure in a Staggered Cylinder Array Subjected to Pulsating Cross-Flow // *J. Fluids Eng.* 2004. Vol. 126, № 3, pp. 323–336.
 8. Konstantinidis E., Castiglia D., Balabani S. An experimental study of steady and pulsating cross-flow over a semi-staggered tube bundle // *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, 2005, Vol. 219, № 3, pp. 283–298.
 9. Liang C., Papadakis G. Study of the Effect of Flow Pulsation on the Flow Field and Heat Transfer Over an Inline Cylinder Array Using LES // *Engineering Turbulence Modelling and Experiments* 6, 2005, pp. 813–822. URL: doi.org/10.1016/B978-008044544-1/50078-9
 10. Pathak M.G., Ghiaasiaan S.M. Convective heat transfer and thermal dispersion during laminar pulsating flow in porous media // *Int. J. Therm. Sci.*, 2011, Vol. 50, № 4, pp. 440–448.
 11. Mulcahey T.I., Pathak M.G., Ghiaasiaan S.M. The effect of flow pulsation on drag and heat transfer in an array of heated square cylinders // *Int. J. Therm. Sci.*, 2013, Vol. 64, pp. 105–120.
-

12. Kim S.-M., Ghiaasiaan S.M. Numerical Modeling of Laminar Pulsating Flow in Porous Media // *J. Fluids Eng.*, 2009, Vol. 131, № 4, P. 041203. URL: doi.org/10.1115/1.3089541

13. Chen S., Huang Q., Liang M., Chen H., Chen L., Hou Y. Numerical study on the heat transfer characteristics of oscillating flow in cryogenic regenerators // *Cryogenics*. 2018. Vol. 96. pp. 99–107.

14. Akcay S., Akdag U. Numerical Analysis of Thermal and Hydraulic Performance of Pulsating Nanofluid Flow Over Cam-Shaped Tube Bundles // *Iran. J. Sci. Technol. Trans. Mech. Eng.*, 2023, Vol. 47, № 3, pp. 969–988.

15. Jiang H., Niu Y., Yang P., Liu Y. Effect of pulsation parameters on the spatial and temporal variation of flow and heat transfer characteristics in liquid metal cross flow the in-line tube bundle // *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2024, Vol. 219, P. 124871. URL: doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.124871

16. Jiang H., Zhi C., Liu Y. Thermal-hydraulic investigation of liquid metal cross flow different arrangements of tube bundles under pulsating // *Int. J. Therm. Sci.*, 2024, Vol. 205, P. 109256. URL: doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2024.109256

17. Molochnikov V.M., Mikheev A.N., Aslaev A.K., Dushina O.A. Paereliy A.A. Heat transfer of a tube bundle in a pulsating flow // *Thermophys. Aeromechanics*, 2019, Vol. 26, № 4, pp. 547–559.

18. Molochnikov V.M., Mikheev A.N., Aslaev A.K., Goltsman A.E., Paereliy A.A. Flow structure between the tubes and heat transfer of a tube bundle in pulsating flow // *J. Phys. Conf. Ser.*, 2018, Vol, 1105. P. 012024. URL: [10.1088/1742-6596/1105/1/012024](https://doi.org/10.1088/1742-6596/1105/1/012024)

19. Хайбуллина А.И., Хайруллин А.Р., Синявин А.А., Ильин В.К. Исследование теплоотдачи в коридорном пучке труб при наложении на поток противоточных несимметричных низкочастотных пульсаций // *Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии*, 2013, Т. 1, № 12, С. 312–315.

20. Haibullina A., Khairullin A., Balzamov D., Ilyin V., Bronskaya V., Khairullina L. Local Heat Transfer Dynamics in the In-Line Tube Bundle under Asymmetrical Pulsating Flow // *Energies*, 2022, Vol, 15, № 15. P. 5571. URL: doi.org/10.3390/en15155571

21. Хайруллин А.Р., Хайбуллина А.И. Моделирование турбулентности при противоточном обтекании пучка труб // *Инженерный вестник Дона*. 2023. № 5. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n5y2023/8503

22. Хайбуллина А.И., Хайруллин А.Р. Влияние ряда коридорного пучка на теплообмен в пульсационном потоке // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика»*, 2024, Vol. 24, № 2, с. 58–68. URL: powervestniksusu.ru/index.php/PVS/article/view/771

23. Bergles A.E., Bunn R.L., Junkhan G.H. Extended performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surfaces // *Letr. Heat Mass Tran.*, 1974, Vol. 1, № 2, pp. 113–120.

24. Хайруллин А.Р., Хайбуллина А.И. Теплогидравлическая эффективность пакета труб в условиях наложенных пульсаций потока // *Инженерный вестник Дона*, 2023, № 5. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n5y2023/8425

References

1. Zkauskas A. *Adv. Heat Transf.*, 1987, Vol. 18, pp. 87–159. URL: [doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70118-7](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70118-7)

2. Zhukauskas A.A., Makaryavichyus V.I., Shlanchauskas A.A. *Teplootdacha puchkov trub v poperechnom potoke zhidkosti [Heat transfer of tube bundles in cross-flow]*. Vil'nyus: Izd. Mokslas, 1968. 192 p.

3. Xie X., Ma A., Zhao H., Li X., Wu X. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2023, Vol. 203, P. 123800. URL: doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123800



4. Hemmat Esfe M., Bahiraei M., Torabi A., Valadkhani M. *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 2021, Vol. 120, P. 104859. URL: doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104859
 5. Ye Q., Zhang Y., Wei J. *Appl. Therm. Eng.*, 2021, Vol. 196, P. 117275. URL: doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117275.
 6. Konstantinidis E., Balabani S., Yianneskis M. *Chem. Eng. Res. Des.*, 2003, Vol. 81, № 6, pp. 695–699.
 7. Konstantinidis E., Balabani S., Yianneskis M. *J. Fluids Eng.* 2004. Vol. 126, № 3, pp. 323–336.
 8. Konstantinidis E., Castiglia D., Balabani S. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, 2005, Vol. 219, № 3, pp. 283–298.
 9. Liang C., Papadakis G. *Engineering Turbulence Modelling and Experiments* 6, 2005, pp. 813–822. URL: doi.org/10.1016/B978-008044544-1/50078-9
 10. Pathak M.G., Ghiaasiaan S.M. *Int. J. Therm. Sci.*, 2011, Vol. 50, № 4, pp. 440–448.
 11. Mulcahey T.I., Pathak M.G., Ghiaasiaan S.M. *Int. J. Therm. Sci.*, 2013, Vol. 64, pp. 105–120.
 12. Kim S.-M., Ghiaasiaan S.M. *J. Fluids Eng.*, 2009, Vol. 131, № 4, P. 041203. URL: doi.org/10.1115/1.3089541
 13. Chen S., Huang Q., Liang M., Chen H., Chen L., Hou Y. *Cryogenics*. 2018. Vol. 96. pp. 99–107.
 14. Akcay S., Akdag U. *Iran. J. Sci. Technol. Trans. Mech. Eng.*, 2023, Vol. 47, № 3, pp. 969–988.
 15. Jiang H., Niu Y., Yang P., Liu Y. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2024, Vol. 219, P. 124871. URL: doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.124871
 16. Jiang H., Zhi C., Liu Y. *Int. J. Therm. Sci.*, 2024, Vol. 205, P. 109256. URL: doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2024.109256
-



17. Molochnikov V.M., Mikheev A.N., Aslaev A.K., Dushina O.A. Paereliy A.A. Thermophys. Aeromechanics, 2019, Vol. 26, № 4, pp. 547–559.

18. Molochnikov V.M., Mikheev A.N., Aslaev A.K., Goltsman A.E., Paereliy A.A. J. Phys. Conf. Ser., 2018, Vol, 1105. P. 012024. URL: 10.1088/1742-6596/1105/1/012024

19. Haibullina A.I., Khairullin A.R, Sinyavin A.A., Il'in V.K. Sovremennaya nauka: issledovaniya, idei, rezul'taty, tekhnologii, 2013, T. 1, № 12, С. 312–315.

20. Haibullina A., Khairullin A., Balzamov D., Ilyin V., Bronskaya V., Khairullina L. Energies, 2022, Vol, 15, № 15. P. 5571. URL: doi.org/10.3390/en15155571

21. Khairullin A.R., Khaibullina A.I. Inzhenernyj vestnik Dona. 2023. № 5. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n5y2023/8503

22. Haibullina A.I., Hayrullin A.R Vestnik YUUrGU. Seriya «Energetika», 2024, Vol. 24, № 2, pp. 58–68. URL: powervestniksusru.ru/index.php/PVS/article/view/771

23. Bergles A.E., Bunn R.L., Junkhan G.H. Letr. Heat Mass Tran., 1974, Vol. 1, № 2, pp. 113–120.

24. Khairullin A.R., Khaibullina A.I. Inzhenernyj vestnik Dona, 2023, № 5. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n5y2023/8425

Дата поступления: 25.10.2024

Дата публикации: 5.12.2024