

УДК 536.24

Теплоотдача пучка труб в пульсирующем потоке

**В.М. Молочников, А.Н. Михеев, А.К. Аслаев, О.А. Душина,
А.А. Паерелий**

*Институт энергетики и перспективных технологий ФИЦ
Казанский научный центр РАН*

E-mail: vmolochnikov@mail.ru

Представлены результаты экспериментальных исследований теплоотдачи и структуры течения в межтрубном пространстве коридорного и шахматного пучков труб (цилиндров) в пульсирующем внешнем потоке. Для двух значений относительного шага расположения цилиндров в пучке проведены измерения средней теплоотдачи цилиндра, а также распределений компонент скорости потока и их среднеквадратичных пульсаций в межтрубном пространстве. Установлено, что изменение теплоотдачи цилиндра в пучке в условиях вынужденной нестационарности потока хорошо коррелируют с уровнем энергии пульсаций скорости в следе цилиндра. Показана возможность интенсификации теплоотдачи пучка цилиндров при помощи вынужденных колебаний потока.

Ключевые слова: пучок цилиндров, вынужденные пульсации скорости потока, теплоотдача, визуализация, SIV-измерения, профили статистических характеристик, механизм интенсификации теплоотдачи.

Введение

На долю кожухотрубных теплообменников приходится более 85 % всех производимых теплообменных аппаратов, поставляемых в нефтеперерабатывающие, химические, нефтехимические и энергетические компании ведущих европейских стран [1]. Вследствие простоты изготовления и монтажа в конструкции таких теплообменников чаще всего используются трубы круглого поперечного сечения.

Поперечное обтекание пучка труб (цилиндров) даже в стационарном случае представляет собой чрезвычайно сложное и многофакторное явление, включающее в себя такие физические процессы, как отрыв пограничного слоя, развитие сдвигового слоя, формирование отрывного пузыря, срыв крупных вихрей и их взаимодействие. Эти процессы зависят от параметров внешнего потока, геометрических характеристик пучка (от схемы расположения труб, относительного шага между трубами, номера ряда) и определяют эффективность теплообменного оборудования. Основные результаты исследований гидродинамики и теплообмена пучков труб относятся к определению их интегральных характеристик: теплоотдачи и гидравлического сопротивления. В работах [2, 3] были получены критериальные соотношения для прогнозирования теплоотдачи коридорного и шахматного пучков труб при различных значениях шага труб в пучке, номера ряда и числа Рейнольдса. В работе [2] были приведены данные о распределении давления, скорости и ее среднеквадратичных пульсаций вдоль поверхности трубы в пучке в зависимости от расположения труб в пучке и шага (или соотношения продольного

и поперечного шагов) между ними. В последнее время большое внимание уделяется изучению характеристик турбулентности в межтрубном пространстве [4–10]. Также остается актуальной для исследователей проблема интенсификации теплоотдачи при поперечном обтекании пучка труб. Она имеет важное прикладное значение при разработке компактных теплообменников и систем охлаждения. Основными подходами к ее решению на сегодняшний день остаются пассивные методы интенсификации: использование оребрения внешней поверхности труб [11], увеличение шероховатости этой поверхности [12, 13], изменение формы поперечного сечения труб в пучке [14] и др. Попытки найти решение этой проблемы путем активного воздействия на течение вынужденными пульсациями потока крайне редки. Так, в работе [15] при помощи прямого численного моделирования исследовались гидродинамические и тепловые процессы при обтекании двумерных массивов труб квадратного поперечного сечения пульсирующим ламинарным потоком. Было обнаружено, что средний за период пульсаций коэффициент сопротивления пучка снижается с увеличением числа Рейнольдса и шага расположения труб. Среднее же по периоду число Нуссельта увеличивается с ростом как частоты, так и числа Рейнольдса, причем эффект частоты уменьшается при очень низких числах Рейнольдса. Влияние пульсаций потока на сопротивление пучка труб квадратного поперечного сечения экспериментально изучалось в работе [16]. Были представлены зависимости сопротивления пучка и степени турбулентности потока в межтрубном пространстве от параметров вынужденной нестационарности. В работе [17] выполнялось численное моделирование гидродинамических и тепловых процессов при обтекании коридорного пучка труб пульсирующим внешним потоком. Было установлено, что на режиме подстройки частоты срыва вихрей к частоте пульсаций внешнего потока (так называемый режим lock-on) для цилиндров первого ряда теплоотдача цилиндров второго ряда существенно возрастает. Однако для цилиндров последующих рядов заметного влияния пульсаций на теплоотдачу выявлено не было. Расчеты проводились при числе Рейнольдса $Re = 3900$, рассчитанном по диаметру цилиндров и скорости в наименьшем проходном сечении пучка. Рассматривалось два значения безразмерной частоты пульсаций (числа Струхала): $Sh = 0,28$ и $0,45$.

Серия экспериментальных работ по исследованию структуры пульсирующего течения в шахматном, коридорном и полусахматном (асимметричном) пучках цилиндров была выполнена Е. Константинодисом с соавторами [18–24]. Амплитуда пульсаций набегающего потока в экспериментах изменялась от 5 до 13 %, однако отдельное влияние амплитуды пульсаций на структуру течения в пучке не выделялось. Вихревая структура течения в межтрубном пространстве изучалась при помощи лазер-доплеровского анемометра (LDA) главным образом на режимах подстройки частоты вихреобразования под частоту пульсаций внешнего потока. Аналогичные исследования для поперечного обтекания единичного цилиндра были выполнены ранее в работах [25–30]. В исследованиях [18] было показано, что под воздействием пульсаций внешнего потока интенсивность вихрей, срывающихся с цилиндров первого и второго ряда, существенно растет. Переход к трехмерной турбулентности происходит через стадию образования трехмерной завихренности, и данный механизм является причиной высокой степени турбулентности в пучке [19]. Было обнаружено, что в среднем пульсирующий поток в поперечном пучке труб является двумерным, но мгновенные картины течения существенно трехмерны. Формирующиеся непосредственно за цилиндром в пучке двумерные когерентные вихри быстро распадаются, в результате чего появляется трехмерная турбулентность. Увеличение турбулентности потока в межтрубном пространстве, особенно на режимах подстройки, по мнению авторов [18], должно приводить к интенсификации теплообменных процессов, однако экспериментального подтверждения этому не получено: в упомянутых работах [18–24] исследование теплоотдачи не проводилось.

В работе [31] была показана возможность интенсификации теплоотдачи трубного пучка при помощи низкочастотных несимметричных пульсаций потока. Однако обобщить и использовать на практике полученные результаты представляется крайне сложным

вследствие зависимости формы пульсаций от частоты и ряда других особенностей постановки эксперимента.

Целью настоящей работы является получение экспериментальных данных о влиянии вынужденных колебаний потока на теплоотдачу пучка цилиндров (труб) и структуру течения в межтрубном пространстве. В экспериментах предусмотрено варьирование расположения цилиндров в пучке (коридорное и шахматное), шага установки цилиндров и параметров вынужденной нестационарности. По результатам экспериментов предполагалось установить геометрические характеристики пучка и параметры пульсаций внешнего потока, соответствующие наибольшей интенсификации теплоотдачи цилиндра в пучке, и предпринять попытку объяснения механизма влияния нестационарности потока на теплообмен пучка цилиндров на основе анализа изменения профилей компонент скорости потока и их среднеквадратичных пульсаций в межтрубном пространстве за цилиндром под действием вынужденных колебаний.

1. Экспериментальное оборудование и методика выполнения исследований

Схема установки, на которой проводились исследования, показана на рис. 1. Рабочий участок 1 установки, снабженный плавным входом 2, имеет квадратное поперечное сечение $0,38 \times 0,38$ м и длину 2,73 м. Стенка 3 участка в целях обеспечения наблюдения и видеосъемки картины течения изготовлена из стекла, а в примыкающей к ней стенке выполнен закрытый стеклом паз 4, обеспечивающий возможность формирования светового ножа в области визуализации потока. Вынужденные периодические колебания потока в рабочем участке создавались специализированным устройством (пульсатором) 5. Расходный узел 7 пульсатора обеспечивал регулирование средней скорости потока, а узел 6 — изменение частоты и амплитуды вынужденных колебаний скорости. Расход воздуха в установке создавался турбокомпрессором 11, работающим на всасывание, и поддерживался постоянным при помощи набора критических сопел 10, расположенных на герметичной перегородке 9 ресивера 8. Неопределенность поддержания заданного значения расхода не превышала 0,25 %. Для оценки характеристик потока в рабочем участке установки проводились термоанемометрические измерения скорости на оси симметрии участка на расстоянии 800 мм от его входа. Работа датчика поддерживалась термоанемометрической аппаратурой DISA 55M.

Пучок цилиндров устанавливался в рабочем участке таким образом, что ось первого ряда цилиндров располагалась на расстоянии 1,1 м от входного сечения участка. Цилиндры в пучке имели диаметр $d = 38$ мм и были изготовлены из прозрачного поликарбоната, что обеспечивало возможность видеосъемки картины течения в межтрубном пространстве. Каждый пучок включал пять рядов цилиндров по направлению потока, а количество цилиндров в ряду изменялось от четырех до пяти в зависимости от шага t расположения цилиндров в пучке. Рассматривались коридорный (рис. 2а) и шахматный (рис. 2б) пучки. Шаг t варьировался, однако во всех случаях величина поперечного и продольного шагов была одинакова. Для корректного обеспечения граничных условий

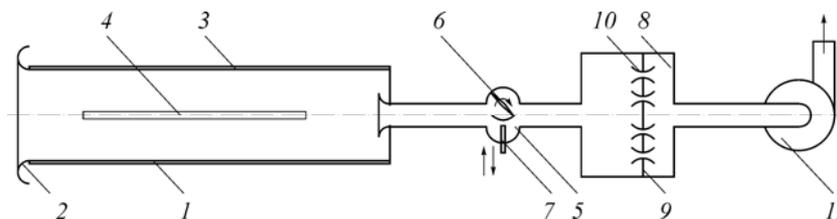


Рис. 1. Схема экспериментальной установки.

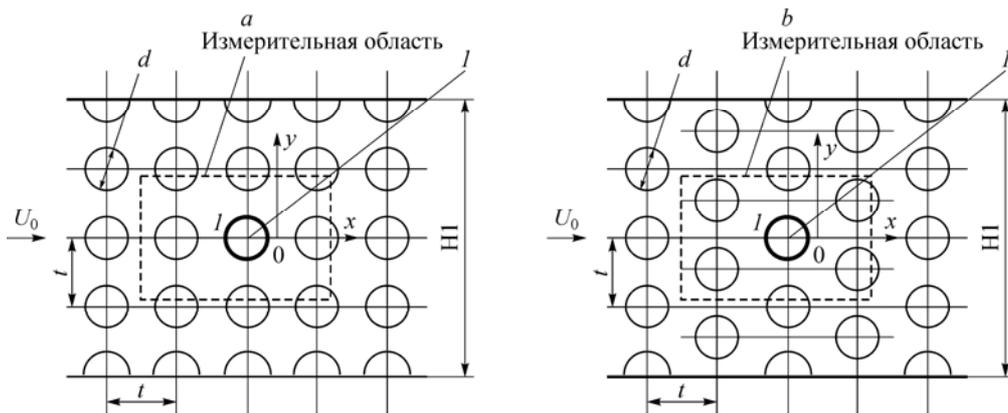


Рис. 2. Схема расположения цилиндров в коридорном (а) и шахматном (б) пучках.

примыкающие к боковым стенкам рабочего участка ряды были выполнены в виде полцилиндров (рис. 2). При изменении шага расположения цилиндров ширина $H1$ канала изменялась, для чего использовался специальный вкладыш в рабочий участок установки.

В стационарном и пульсирующем потоках выполнялись измерения среднего коэффициента теплоотдачи цилиндра, расположенного в третьем ряду на оси канала (см. 1 на рис. 2), а также исследование структуры течения в межтрубном пространстве за этим цилиндром. При измерении теплоотдачи использовался специально изготовленный цилиндр, схема которого приведена на рис. 3. Диаметр этого цилиндра, как и остальных цилиндров в пучке, был равен 38 мм. Корпус цилиндра был выполнен из низкоуглеродистой стали и состоял из боковых 1, 2 и центральной (измерительной) 3 секций. Боковые секции длиной 146 мм каждая соединялись с центральной секцией, имеющей длину 90 мм, при помощи резьбовых соединительных втулок 4. В центральное отверстие измерительной секции 3 был запрессован чувствительный элемент 5 платинового термометра сопротивления VF20 тип NTC20K, Honeywell. Диапазон измерения температуры термометра составлял от -50 до 250 °С. Кабель 6 термометра выводился из цилиндра через отверстие в секции 2 корпуса. Соединение измерительной 3 и боковых 1 и 2 секций корпуса цилиндра, показанное на рис. 3, обеспечивало наличие воздушного зазора 7 и минимально возможную площадь контакта между секциями. Это способствовало снижению перетоков тепла от измерительной к боковым секциям цилиндра. Для снижения площади контакта торцевой (правой на рис. 3) поверхности цилиндра со стенкой рабочего участка установки в этой поверхности была выполнена проточка 8.

В экспериментах цилиндр предварительно нагревался в термошкафу до температуры приблизительно 70 °С, после чего устанавливался в рабочий участок установки. Коэффициент теплоотдачи цилиндра α определялся из уравнения теплового баланса [32, 33]

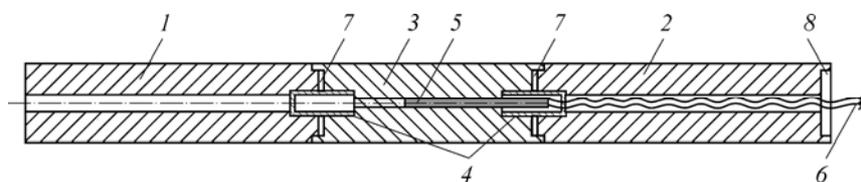


Рис. 3. Цилиндр для проведения тепловых измерений.

- 1, 2 — боковые секции, 3 — измерительная секция, 4 — соединительные втулки,
 5 — чувствительный элемент термометра сопротивления, 6 — кабель термометра,
 7 — воздушный зазор между секциями корпуса, 8 — проточка, обеспечивающая воздушный зазор между цилиндром и стенкой рабочего участка установки.

по темпу изменения температуры (охлаждения) цилиндра:

$$\ln\theta = -\frac{F}{W} \cdot \frac{\alpha}{\rho c} \tau, \quad (1)$$

где
$$\theta = (T - T_f)/(T_0 - T_f), \quad (2)$$

здесь F — площадь теплоотдающей поверхности измерительной секции цилиндра, W — объем измерительной секции цилиндра, T — текущая температура цилиндра, T_f — температура окружающей среды, T_0 — температура цилиндра, соответствующая началу регулярного режима, c , ρ — теплоемкость и плотность материала цилиндра соответственно, τ — время.

Термометр сопротивления VF20 опрашивался с частотой 200 Гц. Измерение температуры начиналось через 50 с после выхода установки на режим и проводилось в течение 250 с. При этом температурный напор $T_0 - T_f$ в конце измерений составлял в среднем примерно 75 % начального значения, что позволяло выполнять измерения при приблизительно постоянном температурном напоре.

При охлаждении цилиндра в набегающем потоке изменение напора $\ln\theta$ во времени в диапазоне измерений носит линейный характер. Аппроксимация зависимости $\ln\theta(\tau)$ на измерительном интервале выполнялась методом наименьших квадратов. Типовой пример зависимости относительной избыточной температуры цилиндра в пучке для пульсирующего режима его обтекания представлен на рис. 4. Наклон кривых (темп охлаждения) характеризует локальный коэффициент теплоотдачи поверхности цилиндра.

Решение уравнения (1) может быть получено с хорошим приближением, если число Био $Bi = \alpha d/\lambda_w$, вычисленное по диаметру d цилиндра и коэффициенту теплопроводности его материала λ_w , имеет порядок $Bi \leq 0,1$. Как показали оценки, для режимов обтекания цилиндра, при которых выполнялись измерения коэффициента теплоотдачи, максимальное значение числа Био не превысило $Bi = 0,02$, что соответствует этим ограничениям.

Тепловая инерционность цилиндра оказалась достаточной, чтобы на исследуемых режимах температура цилиндра не отслеживала изменение коэффициента теплоотдачи за период вынужденных пульсаций. Осреднение теплоотдачи цилиндра выполнялось по 50–100 периодам колебаний внешнего потока — в зависимости от частоты вынужденных пульсаций.

Исследования кинематической структуры течения в межтрубном пространстве пучка проводились при помощи метода SIV (Smoke Image Velocimetry). При этом на место цилиндра, используемого в тепловых опытах, устанавливался светопрозрачный цилиндр, изготовленный из поликарбоната. Область измерений мгновенных векторных полей скорости потока на схеме расположения цилиндров выделена штриховыми линиями (см. рис. 2). SIV-метод относится к полевым методам, его описание подробно изложено в работах [34, 35]. Для визуализации течения этот метод использует такие же, как и в PIV-методе (метод цифровой визуализации, Particle Image Velocimetry), трассеры — мелкие (до 5 мкм) взвешенные частицы водного раствора глицерина. Основное отличие метода SIV заключается в применении значительно более высокой концентрации трассеров, благодаря чему видеоизображение имеет вид не отдельных

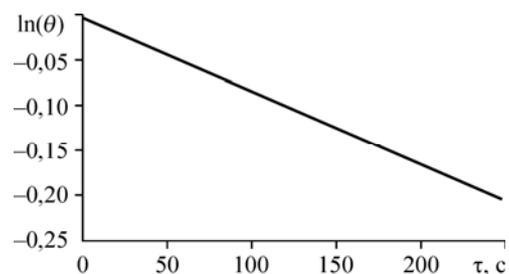


Рис. 4. Типовой темп охлаждения цилиндра в набегающем потоке воздуха.

светящихся точек, а выглядит как поле с непрерывным неравномерным распределением яркости. Эта особенность определяет и основное преимущество метода — более высокое, по сравнению с PIV, пространственное разрешение и меньшие шумы измерений. Кроме того, используемый в SIV алгоритм определения степени похожести двух фрагментов более устойчив к большим смещениям фрагментов между кадрами.

Для засева потока трассерами использовался генератор аэрозоля Safex и аэрозоль на основе жидкости MT-Gravity. Световой нож, в плоскости которого проводились съемки течения в следе цилиндра третьего ряда, формировался при помощи лазера непрерывного действия с диодной накачкой (DPSS-Laser) KLM-532/5000-h. Мощность лазера составляла 5 Вт. Съемка картины течения выполнялась высокоскоростной монохромной видеокамерой Fastec HiSpec. Камера была оснащена светосильным объективом Navitar 1”F/0,95 с фокусным расстоянием 25 мм и ручным управлением фокусировкой. При выполнении SIV-измерений частота съемки $f = 1800$ Гц, а время съемки составляло 5 с. Минимальный использованный в настоящих измерениях размер фрагмента составлял 24×24 пикселя, а масштабный коэффициент при съемках — $0,067$ мм/пикс. При обработке результатов максимальное смещение фрагмента между двумя последовательными кадрами лежало в диапазоне от -3 до 9 пикс по координате x и ± 3 пикс — по координате y .

Расход воздуха в рабочем участке установки устанавливался дискретным набором критических сопел и подбирался таким образом, чтобы при всех вариантах конфигурации пучка и на всех режимах вынужденной нестационарности среднерасходная скорость потока в наименьшем проходном сечении пучка была близкой к $U_1 = 1$ м/с. Действительное значение скорости изменялось от $1,04$ до $1,1$ м/с. Соответствующие значения числа Рейнольдса составляли $Re = U_1 d / \nu = 2726 - 2882$, здесь ν — кинематическая вязкость воздуха. Исследования проводились при двух значениях относительного шага цилиндров в пучке t/d : $1,8$ и $1,2$. На пульсирующих режимах частота вынужденных колебаний потока принималась равной $f = 5$ и 11 Гц. Соответствующие значения безразмерной частоты пульсаций (число Струхала) $Sh = fd/U_1$ составляли $0,19$ и $0,42$. Относительная амплитуда пульсаций $\beta = A_U/U_0 \approx 0,42$, здесь A_U — амплитуда пульсаций скорости потока, U_0 — среднерасходная скорость набегающего потока в рабочем участке установки перед пучком цилиндров.

2. Результаты исследований

В результате термоанемометрических измерений установлено, что скорость потока в рабочем участке установки перед пучком цилиндров на расстоянии 380 мм вверх по потоку от оси первого ряда цилиндров изменялась по закону, близкому к гармоническому (рис. 5a): $u = \langle U \rangle (1 + \beta \sin(2\pi f\tau + \phi))$. Однако, как видно из рисунка, фактическая динамика изменения скорости во времени несколько отличается от синусоидальной. По этой причине за величину амплитуды принята статистически наиболее устойчивая оценка — $A = \sqrt{2} \sigma_U$, где σ_U — полученные по результатам термоанемометрических измерений среднеквадратичные пульсации скорости потока. В диапазоне исследуемых частот вынужденных пульсаций отношение амплитуд основной A_1 и кратных A_i гармоник составляет три и более (рис. 5b). Отношение энергии пульсаций в окрестности основной гармоники к энергии пульсаций во всем диапазоне частот (отношение половины квадрата амплитуды пульсаций в диапазоне частот от $10,6$ до $11,4$ Гц при частоте вынужденных пульсаций 11 Гц и в диапазоне от $4,8$ до $5,3$ Гц при частоте 5 Гц к квадрату среднеквадратичного отклонения σ_U пульсаций скорости потока во всем диапазоне частот, т.е. $A_1^2 / (2\sigma_U^2)$) составляет от $0,94$ до $0,97$.

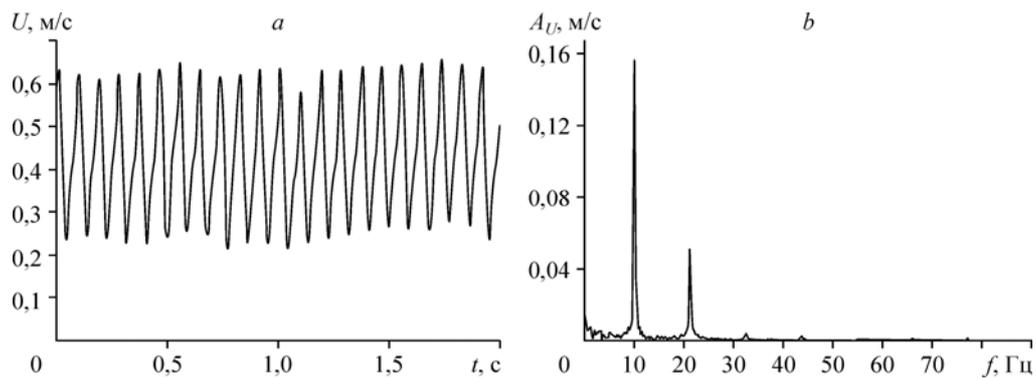


Рис. 5. Осциллограмма (а) и спектр пульсаций скорости потока (b) в рабочем участке установки перед коридорным пучком цилиндров при $t/d = 1,8$ и $f = 11$ Гц.

Из-за отличия закона изменения скорости потока от гармонического безразмерная амплитуда пульсаций потока β оценивалась как

$$\beta = (\langle u_{\max} \rangle - \langle u_{\min} \rangle) / (\langle u_{\max} \rangle + \langle u_{\min} \rangle), \quad (3)$$

где $\langle u_{\max} \rangle$ и $\langle u_{\min} \rangle$ — усредненные по множеству периодов пульсаций максимальное и минимальное значения скорости потока.

Перед проведением исследований теплоотдачи цилиндра в пульсирующем потоке были выполнены тестовые эксперименты, которые включали измерение средней теплоотдачи цилиндра в пучке при $t/d = 1,8$ в стационарном внешнем потоке. Полученные значения безразмерной теплоотдачи (числа Нуссельта $Nu = \alpha d / \lambda$, где λ — коэффициент теплопроводности воздуха) сопоставлялись с известными обобщающими зависимостями [2, 36] для коридорного и шахматного расположения цилиндров в пучке. Как показали результаты измерений, значение Nu отличалось от оцененного по [2, 36] не более чем на 6,5 %. В дальнейшем теплоотдача цилиндра в пучке на пульсирующих режимах течения сравнивалась с экспериментальными величинами, полученными при обтекании пучка стационарным потоком. В таблице представлены результаты измерения теплоотдачи цилиндра в коридорном и шахматных пучках при t/d , равном 1,2 (плотная упаковка) и 1,8 в стационарном и пульсирующем внешнем потоках соответственно. Как уже упоминалось, рассматривались два значения частоты вынужденных пульсаций f — 5 и 11 Гц. Представленные в таблице результаты соответствуют безразмерной амплитуде пульсаций $\beta \approx 0,42$.

Таблица

Результаты измерения теплоотдачи цилиндра в пучке

Расположение	t/d	f	Sh	α , Вт/(м ² ·К)	Nu	Nu/Nu _{ст}
Коридорное	1,2	0	0	20,4	31	1
		5	0,17	27,9	42,4	1,37
		11	0,38	29	44	1,42
	1,8	0	0	22,8	34,6	1
		5	0,17	28,5	43,3	1,25
		11	0,38	28,9	43,9	1,27
Шахматное	1,2	0	0	33	50	1
		5	0,17	31,8	48,3	0,97
		11	0,38	33,96	51,6	1,03
	1,8	0	0	25	38	1
		5	0,17	27,8	42,2	1,1
		11	0,38	29	44	1,16

Из таблицы видно, что более существенное изменение теплоотдачи под влиянием вынужденных пульсаций потока имеет место в коридорном пучке цилиндров. Наибольший прирост коэффициента теплоотдачи цилиндра под влиянием вынужденных пульсаций потока наблюдается в пучке плотной упаковки ($t/d = 1,2$) при частоте пульсаций $f = 11$ Гц ($Sh = 0,38$) и составляет 42 % по отношению к обтеканию пучка стационарным внешним потоком. Несколько меньшая, но тоже существенная — около 37 % — интенсификация теплоотдачи имеет место и при более низкой частоте вынужденных пульсаций $f = 5$ Гц ($Sh = 0,17$). При увеличении шага расположения цилиндров в пучке до $t/d = 1,8$ вынужденные пульсации потока также приводят к увеличению коэффициента теплоотдачи цилиндра в пучке, однако это увеличение менее значительное: порядка 25–27 %. При отсутствии вынужденных пульсаций коэффициент теплоотдачи цилиндра в шахматном пучке при обоих значениях шага получается выше, чем в коридорном. В пульсирующем внешнем потоке теплоотдача шахматного пучка цилиндров плотной упаковки ($t/d = 1,2$) практически не изменяется и даже имеет тенденцию к снижению (для $f = 5$ Гц, $Sh = 0,17$). При шаге $t/d = 1,8$ вынужденные пульсации потока приводят к некоторому увеличению коэффициента теплоотдачи цилиндра, но это увеличение не превышает 11–16 %, что значительно ниже, чем в случае коридорного пучка.

Для более глубокого понимания физических механизмов влияния вынужденных колебаний потока на теплоотдачу цилиндра в пучке были выполнены исследования структуры течения в межтрубном пространстве при тех же конфигурациях пучка и на тех же режимах течения, при которых проводились измерения теплоотдачи. Исследования выполнялись при помощи SIV-измерений мгновенных векторных полей скорости потока в следе цилиндра, установленного на оси канала в третьем ряду. Начало системы координат, показанной на рис. 2, расположено на расстоянии 3,8 мм ($0,1 d$) от задней кромки цилиндра на линии, вдоль которой измерялись профили скорости. Анализ результатов измерений показал, что вынужденные колебания потока оказывают относительно слабое влияние на распределение продольной компоненты средней скорости за цилиндром при обоих значениях относительного шага, в том числе и для пучка цилиндров плотной упаковки ($t/d = 1,2$). В качестве примера на рис. 6 показано сравнение профилей $U(y/t)$ в пучке в стационарном и пульсирующем потоках при $t/d = 1,8$ и $f = 5$ Гц. Видно, что наибольшее отличие U в пульсирующем потоке от соответствующих значений для стационарного режима течения не превышает 10–12 %. Аналогичное (малое) изменение поперечной компоненты скорости потока под влиянием вынужденных пульсаций имеет место только при шахматном расположении цилиндров в пучке при обоих значениях относительного шага между цилиндрами. В коридорном пучке под влиянием вынужденных пульсаций это изменение более заметно (рис. 7).

По результатам SIV-измерений получены распределения среднеквадратичных пульсаций продольной u'/U_1 и поперечной v'/U_1 компонент скорости потока за цилиндром в пучке. Результаты этих измерений для частоты колебаний потока $f = 5$ Гц приведены на рис. 8, 9. Здесь u'/U_1 и v'/U_1

включают как турбулентные, так и вынужденные пульсации скорости. Как видно из представленной информации,

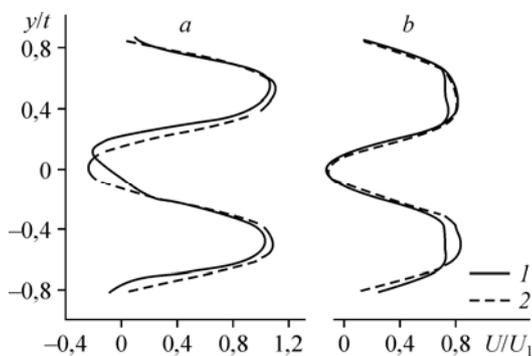
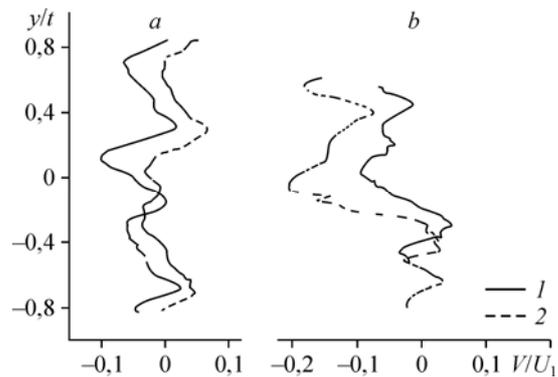


Рис. 6. Профили продольной компоненты скорости потока за цилиндром для коридорного (а) и шахматного (б) пучков при $t/d = 1,8$.
1 — стационарный внешний поток,
2 — $f = 5$ Гц.

Рис. 7. Профили поперечной компоненты скорости потока за цилиндром для коридорного пучка при $t/d = 1,8$ (a) и $1,2$ (b). 1 — стационарный внешний поток, 2 — $f = 5$ Гц.



в межтрубном пространстве коридорного пучка цилиндров под влиянием вынужденной нестационарности потока среднеквадратичные пульсации компонент скорости u'/U_1 и v'/U_1 существенно увеличиваются для обоих значений шага между цилиндрами (рис. 8a, 8b и 9a, 9b). В случае шахматного расположения цилиндров в пучке для $t/d = 1,8$ также имеет место увеличение пульсаций компонент скорости потока в межтрубном пространстве, однако оно менее существенное, чем в коридорном пучке (рис. 8c и 9c). Противоположный эффект наблюдается при обтекании пульсирующим потоком шахматного пучка цилиндров плотной упаковки ($t/d = 1,2$). Результаты измерений показали некоторое снижение уровня пульсации компонент скорости в межтрубном пространстве за цилиндром третьего ряда под влиянием вынужденных колебаний внешнего потока. Это снижение достигает 5–8 % (рис. 8d и 9d). Таким образом, под влиянием вынужденных колебаний в шахматном пучке плотной упаковки ($t/d = 1,2$) профили скорости потока и их среднеквадратичные пульсации в межтрубном пространстве за третьим рядом цилиндров меняются весьма слабо. По-видимому, в этой конфигурации пучка цилиндры первых трех рядов практически полностью нивелируют влияние вынужденной нестационарности потока.

При увеличении частоты вынужденных пульсаций до $f = 11$ Гц качественный эффект влияния вынужденной нестационарности на уровень турбулентных пульсаций скорости за цилиндром третьего ряда сохраняется, однако степень влияния несколько уменьшается. Исключение составляет шахматный пучок цилиндров с шагом $t/d = 1,2$: при $f = 11$ Гц уменьшение турбулентных пульсаций становится более заметным и составляет для продольной компоненты до 12 %, а для поперечной — до 20 %.

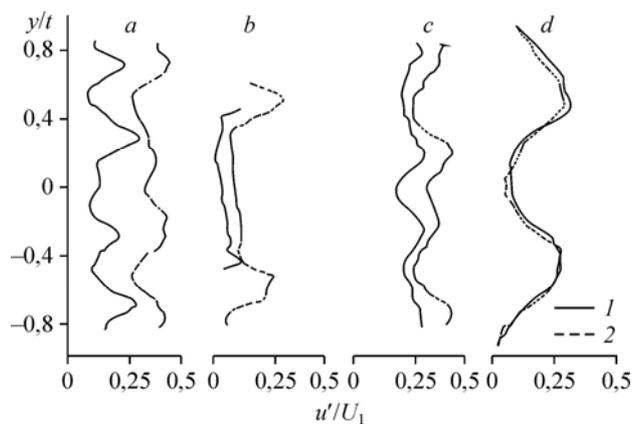


Рис. 8. Профили пульсаций продольной компоненты скорости потока за цилиндром для коридорного (a, b) и шахматного (c, d) пучков при $t/d = 1,8$ (a, c) и $1,2$ (b, d). 1 — стационарный внешний поток, 2 — $f = 5$ Гц.

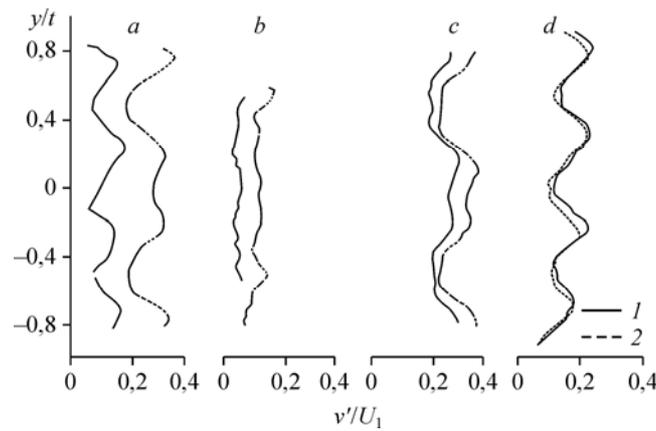


Рис. 9. Профили пульсаций поперечной компоненты скорости потока за цилиндром для коридорного (a, b) и шахматного (c, d) пучков при $t/d = 1,8$ (a, c) и $1,2$ (b, d).
1 — стационарный внешний поток, 2 — $f = 5$ Гц.

Совместный анализ результатов измерения теплоотдачи цилиндра в пучке и результатов измерений структуры течения в межтрубном пространстве показал следующее. Изменение средней теплоотдачи цилиндра в третьем ряду пучка за счет вынужденной нестационарности коррелирует с изменением уровня пульсаций компонент скорости потока в межтрубном пространстве. Это хорошо видно из представленной на рис. 10 обобщенной зависимости относительного увеличения теплоотдачи цилиндра в пучке $Nu/Nu_{ст}$ от относительной величины осредненной интенсивности среднеквадратичных пульсаций скорости потока U_{rms}/U_{rms0} в следе цилиндра. Эта зависимость включает результаты измерений в коридорном и шахматном пучках цилиндров для обоих значений шага расположения цилиндров в пучке при частотах вынужденных колебаний потока $f = 5$ и 11 Гц. Осредненная интенсивность среднеквадратичных пульсаций скорости потока определяется выражением

$$U_{rms} = \frac{1}{U_1 h} \int_h \left(\frac{\langle u'u' \rangle + \langle v'v' \rangle}{2} \right)^{0,5} dy, \quad (4)$$

где h — протяженность области интегрирования по координате y в следе за цилиндром; индекс «0» — соответствует стационарному внешнему потоку.

Результаты визуализации течения показали, что на режимах наибольшей интенсификации теплоотдачи ($t/d = 1,2$, $f = 5$ и 11 Гц) между продольными рядами цилиндров реализуется преимущественно каналное (струйное) течение и обтекание поверхностей цилиндров имеет сходство с обтеканием системы поперечных полуцилиндрических выступов пульсирующим потоком. При этом в фазе ускорения потока в зазоре между цилиндрами третьего и четвертого ряда формируются вихревые структуры различного масштаба, которые разрушают застойную

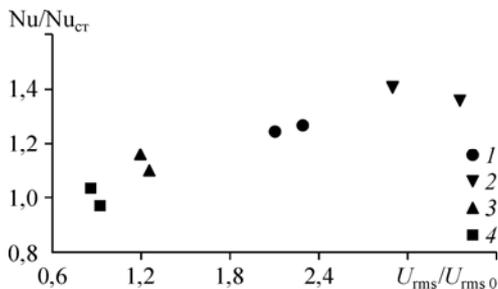
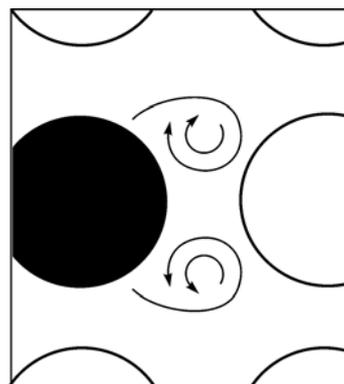


Рис. 10. Зависимость относительного увеличения теплоотдачи цилиндра в пучке от интенсивности пульсаций скорости потока в следе цилиндра.
Коридорный пучок: $t/d = 1,8$ (1), $1,2$ (2); шахматный пучок: $t/d = 1,8$ (3), $1,2$ (4).

Рис. 11. Схема парных вихрей, одновременно формирующихся с противоположных сторон цилиндра при $t/d = 1,8$.



область, характерную для стационарного обтекания пучка плотной упаковки [2]. По-видимому, именно за счет этих вихрей происходит существенное увеличение пульсаций компонент скорости потока в кормовой области цилиндра третьего ряда и, вследствие этого, увеличение средней теплоотдачи цилиндра.

В коридорном пучке цилиндров при $t/d = 1,8$ при обоих значениях частоты вынужденных колебаний потока также имеет место существенная интенсификация теплоотдачи (до 30 %). По результатам визуализации видно, что в этом режиме в следе цилиндра третьего ряда за период вынужденных пульсаций одновременно формируются два парных вихря с противоположных сторон цилиндра. Схематическое изображение этих вихрей показано на рис. 11. Вихри вызывают увеличение массообмена в кормовой области цилиндра и, как следствие, увеличение теплоотдачи в этой области и средней теплоотдачи всего цилиндра. Подобная структура течения наблюдалась авторами в режиме наибольшей интенсификации средней теплоотдачи одиночного цилиндра в пульсирующем потоке [37].

Заключение

Выполнены экспериментальные исследования теплоотдачи и турбулентной структуры течения в межтрубном пространстве коридорного и шахматного пучков цилиндров в пульсирующем внешнем потоке при варьировании шага расположения цилиндров в пучке и частоты вынужденных колебаний потока. Эксперименты проводились при числе Рейнольдса $Re \approx 2800$, вычисленном по диаметру цилиндра и скорости потока в минимальном проходном сечении пучка.

Установлено, что вынужденные колебания потока могут приводить к интенсификации теплоотдачи цилиндров в пучке. Увеличение теплоотдачи наблюдалось для коридорного пучка при относительном шаге $t/d = 1,8$ и $1,2$, а для шахматного — только при $t/d = 1,8$. При плотной упаковке шахматного пучка цилиндров ($t/d = 1,2$) обнаружена тенденция к снижению коэффициента теплоотдачи в рассматриваемом диапазоне изменения параметров вынужденной нестационарности потока. Наибольший прирост коэффициента теплоотдачи по сравнению с обтеканием пучка стационарным потоком получен для коридорного пучка при $t/d = 1,2$ и составил 42 %.

Для выявления механизма влияния вынужденной нестационарности на теплоотдачу цилиндра в пучке проведены визуализация течения и измерения мгновенных векторных полей скорости потока в следе цилиндра при помощи метода SIV. По результатам SIV-измерений получены распределения продольной и поперечной компонент скорости и их среднеквадратичных пульсаций в межтрубном пространстве за цилиндром третьего ряда пучка в стационарном и пульсирующем внешнем потоке.

Установлено, что изменение средней теплоотдачи цилиндра коррелирует с изменением уровня турбулентных пульсаций компонент скорости за счет вынужденных колебаний потока. Рост интенсивности пульсаций продольной и поперечной компонент скорости почти в 3 раза приводит к увеличению теплоотдачи цилиндра в коридорном пучке плотной упаковки ($t/d = 1,2$, $Sh = 0,38$) в пульсирующем потоке до 42 %. В коридорном пучке при $t/d = 1,8$ и такой же безразмерной частоте вынужденных колебаний ($Sh = 0,38$) пульсации компонент скорости возрастают в 2,2 раза. Соответствующее увеличение коэффициента теплоотдачи при этом составляет 26 %. В то же время некоторое снижение

пульсаций скорости в межтрубном пространстве в шахматном пучке при $t/d = 1,2$ сопровождается тенденцией к уменьшению теплоотдачи цилиндра в пучке.

Визуализация потока показала, что наибольшей интенсификации теплоотдачи цилиндра в коридорном пучке при $t/d = 1,8$ соответствует режим течения, при котором за цилиндром третьего ряда за период вынужденных пульсаций формируется пара вихрей, одновременно срывающихся с противоположных сторон цилиндра. Такой же режим соответствует наибольшей интенсификации теплоотдачи единичного кругового цилиндра в пульсирующем потоке [37].

Интенсификация теплоотдачи цилиндра коридорного пучка плотной упаковки ($t/d = 1,2$) в пульсирующем потоке происходит за счет разрушения застойной области течения между цилиндрами, расположенными в одном ряду, вихревыми структурами, формируемыми в фазе ускорения потока за расположенным выше по течению цилиндром этого же ряда.

Список литературы

1. **Butterworth D., Guy A.R., Welkey J.J.** Design and application of twisted tube exchangers // European Research Meeting on the Future Needs and Developments in Heat Exchanger Technology — Advances in Industrial Heat Transfer, IChemE. 1996. P. 87–95.
2. **Жукаускас А.А.** Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с.
3. **Yong X.** Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. Справочник. М.: Атомиздат, 1979. 216 с.
4. **Ziada S., Oengören A.** Vorticity shedding and acoustic resonance in an in-line tube bundle. Part I. Vorticity shedding // J. Fluids and Structures. 1992. Vol. 6, No. 3. P. 271–292.
5. **Ziada S., Oengören A.** Vortex shedding in an in-line tube bundle with large tube spacings // J. Fluids and Structures. 1993. Vol. 7, No. 6. P. 661–687.
6. **Paul S.S., Tachie M.F., Ormiston S.J.** Experimental study of turbulent cross-flow in a staggered tube bundle using particle image velocimetry // Int. J. Heat and Fluid Flow. 2007. Vol. 28, No. 3. P. 441–453.
7. **Barsamian H.R., Hassan Y.A.** Large eddy simulation of turbulent cross flow in tube bundles // Nuclear Engng and Design. 1997. Vol. 172, No. 1–2. P. 103–122.
8. **Balabani S., Yianneskis M.** An experimental study of the mean flow and turbulence structure of cross-flow over tube bundles // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: J. Mechanical Engng Sci. 1996. Vol. 210, No. 4. P. 317–331.
9. **Da Silva B.L., Luciano R.D., Utzig J., Meier H.F.** Flow patterns and turbulence effects in large cylinder arrays // Int. J. Heat and Fluid Flow. 2018. Vol. 69. P. 136–149.
10. **Hassan Y.A., Barsamian H.R.** Tube bundle flows with the large Eddy simulation technique in curvilinear coordinates // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2004. Vol. 47. P. 3057–3071.
11. **Письменный Е.Н.** Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребранных труб. Киев: Альтерпрес, 2004. 244 с.
12. **Буглаев В.Т., Анисин А.А.** Интенсификация теплообмена при поперечном обтекании коридорного пучка труб с турбулизирующими поток стержнями // Теплоэнергетика. 2002. № 3. С. 23–27.
13. **Халатов А. А., Майрис А.Ж., Донник Т.В., Гамрецкая А.В.** Теплообмен и гидродинамическое сопротивление при поперечном обтекании воздухом первого ряда пучка труб со сферическими углублениями // Вісник НТУ «ХП». 2015. № 16 (1125). С. 50–53.
14. **Буглаев В.Т., Анисин А.К., Анисин А.А.** Эффективность теплообмена поперечно обтекаемых комбинированных пучков труб с различными схемами расположения элементов поверхности // Изв. вузов. Ядерная энергетика. 2000. № 3. С. 88–97.
15. **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. Thermal Sci. 2013. Vol. 64. P. 105–120.
16. **Ala A.A., Tan S., Eltayeb A., Mi A.** Effects of low-Re pulsatile flow on friction characteristics in bare square array rod bundles // Annals of Nuclear Energy. 2018. Vol. 120. P. 630–641.
17. **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 // Engng Turbulence Modelling and Experiments 6 / Edited: W. Rodi. Elsevier Sci. BV, 2005. P. 813–822.
18. **Konstantinidis E., Castiglia D., Balabani S., Yianneskis M.** On the flow and vortex shedding characteristics of an in-line tube bundle in steady and pulsating cross-flow // Trans IChemE, Part A, ChemEng Res Des. 2000. Vol. 78, No. 8. P. 1129–1138.
19. **Konstantinidis E., Castiglia D., Papadakis G., Balabani S., Bergeles G.** Vortex lock-on phenomena due to pulsating flow in tube arrays // 10th Int. Symp. Appl. Laser Tech. Fluid Mech., Lisbon, Portugal. 2000. P. 1–12.

20. **Konstantinidis E.** Pulsating flow in cylinder arrays // PhD thesis, King's College London, University of London. 2001. 247 p.
21. **Konstantinidis E., Balabani S., Yianneskis M.** A study of vortex shedding in a staggered tube array for steady and pulsating cross-flow // Trans. ASME. J. Fluids Eng. 2002. Vol. 124. P. 737–746.
22. **Konstantinidis E., Balabani S., Yianneskis M.** Relationship between vortex shedding lock-on and heat transfer: Implications for tube bundles in cross-flow // Chemical Engng Research and Design. 2003. Vol. 81, No. 6. P. 695–699.
23. **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. P. 323–336.
24. **Konstantinidis E., Castiglia D., Balabani S.** An experimental study of steady and pulsating cross-flow over a semi-staggered tube bundle // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: J. Mechanical Engng Sci. 2005. Vol. 219, No. 3. P. 283–298.
25. **Barbi C., Favier D.P., Maresca C.A., Telionis D.P.** Vortex shedding and lock-on of a cylinder in oscillatory flow // J. Fluid Mech. 1986. Vol. 170. P. 527–544.
26. **Sung H.J., Hwang K.S., Hyun J.M.** Experimental study on mass transfer from a circular cylinder in pulsating flow // Int. J. Heat Mass Transfer. 1994. Vol. 37, No. 15. P. 2203–2210.
27. **Griffin C.M., Ramberg S.E.** Vortex shedding from a cylinder vibrating in line with an incident uniform flow // J. Fluid Mech. 1976. Vol. 75. P. 257–271.
28. **Konstantinidis E., Balabani S.** Symmetric vortex shedding in the near wake of a circular cylinder due to streamwise perturbations // J. Fluids and Structures. 2007. No. 23. P. 1047–1063.
29. **Gundappa M., Diller T.E.** The effects of free stream turbulence and flow pulsation on heat transfer from a cylinder in crossflow // ASME J. Heat Transfer. 1991. Vol. 113. P. 776–779.
30. **Kikuchi Y., Suzuki H., Kitagawa M., Ikeya K.** Effect of pulsating Strouhal number on heat transfer around a heated cylinder in pulsating cross-flow // JSME Int. J., Series B. 2000. Vol. 43, No. 2. P. 250–257.
31. **Хайбуллина А.И., Хайруллин А.Р., Ильин В.К.** Теплообмен в проточном канале с пучком труб коридорного расположения при наложении на поток жидкости противоточных низкочастотных несимметричных пульсаций // Изв. вузов. Проблемы энергетики. 2016. № 11–12. С. 56–67.
32. **Heat exchanger design handbook** / Edited by K.J. Bell, E.U. Schlünder, etc.; Washington: Hemisphere Pub. Corp., 1983.
33. **Исаев С.И., Кожин Н.А., Кофанов В.И. и др.** Теория тепломассообмена / Под ред. А.И. Леонтьева. М.: Высш. школа, 1979. 495 с.
34. **Михеев Н.И., Душин Н.С.** Метод измерения динамики векторных полей скорости турбулентного потока по видеосъемке дымовой визуализации // Приборы и техника эксперимента. 2016. № 6. С. 114–122.
35. **Mikheev N.I., Goltsman A.E., Saushin I.I., Dushina O.A.** Estimation of turbulent energy dissipation in the boundary layer using smoke image velocimetry // Experiments in Fluids. 2017. Vol. 58, Iss. 8, article 97. 10 p.
36. **Болгарский А.В., Мухачев Г.А., Щукин В.К.** Термодинамика и теплопередача. М.: Высшая школа, 1975. 496 с.
37. **Mikheev N.I., Molochnikov V.M., Mikheev A.N., Dushina O.A.** Hydrodynamics and heat transfer of pulsating flow around a cylinder // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2017. Vol. 109. P. 254–265.

*Статья поступила в редакцию 21 января 2019 г.,
после доработки — 25 февраля 2019 г.,
принята к публикации 28 февраля 2019 г.*