

УДК 536.24.004.414.23:533.6.011.004.414.23

Численное исследование теплообмена и аэродинамики одиночных труб каплевидной формы

РАВАД ДЕЕБ^{1,2}, канд. техн. наук Д. В. СИДЕНКОВ²¹Университет Дамаска²Национальный исследовательский университет «МЭИ»

E-mail: e.rawad.deeb@yandex.com

Проводится численное исследование теплообмена и аэродинамического сопротивления одиночных труб каплевидного и круглого профиля поперечного сечения при поперечном обтекании воздухом в диапазоне изменения чисел Рейнольдса от $1,5 \cdot 10^3$ до $26,5 \cdot 10^3$. Трубы имеют относительное удлинение профиля $L/D=1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5$ и 4 , когда $L/D=1$, труба является круглой. Представлено распределение локальных коэффициентов теплоотдачи α , давления C_p и трения C_f по половине периметра труб для всех исследованных случаев. Показано что, максимальное значение C_f постепенно увеличивается с увеличением L/D . Предложены зависимости, позволяющие определить средние значения числа Нуссельта и коэффициента трения f одиночных труб, в зависимости от числа Рейнольдса и относительного удлинения профиля. Результаты моделирования показали хорошее совпадение с экспериментальными результатами, доступными в литературе. Каплевидные трубы требуют значительно меньшей мощности для прокачки воздуха по сравнению с круглой трубой одинаковой площади поверхности теплообмена и условиях эксплуатации. Численные результаты показывают, что теплоаэродинамические характеристики каплевидной трубы с $L/D=4$, лучше по сравнению с другими исследованными случаями.

Ключевые слова: каплевидные трубы, относительное удлинение профиля, число Нуссельта, коэффициент трения, коэффициент давления, мощность прокачки, численное моделирование.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 21.07.2020, принята к печати 21.08.2020

DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-3-91-99

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Деб Равад, Сиденков Д. В. Численное исследование теплообмена и аэродинамики одиночных труб каплевидной формы // Вестник Международной академии холода. 2020. № 3. С. 91-99.

Numerical investigation of heat transfer and aerodynamics of single drop-shaped tubes

RAWAD DEEB^{1,2}, Ph. D. D. V. SIDENKOV²¹Damascus University,²National Research University (Moscow Power Engineering Institute)

E-mail: e.rawad.deeb@yandex.com

Flow and heat transfer from a single drop-shaped and circular tubes in crossflow is studied numerically for the Reynolds numbers varying from $1.5 \cdot 10^3$ to $26.5 \cdot 10^3$. These tubes have axis ratios of $L/D=1, 1.5, 2, 2.5, 3, 3.5$, and 4 , when $L/D=1$, the tube is circular. The distribution of local coefficients of heat transfer α , pressure C_p , and friction C_f over a half of the tube surface is presented. The maximum value of C_f gradually increases with the increase of L/D . Simulated results agree well with those available in the literature. Correlations of the average Nusselt number and a friction factor in terms of the Reynolds numbers and axis ratios for the studied tubes were proposed. Drop-shaped tubes have a lower pumping power to provide the same heat transfer compared to a circular one under the same operating conditions. The thermo-hydrodynamic characteristics of the drop-shaped tube with $L/D=4$ are better as compared to other studied tubes.

Keywords: drop-shaped tubes, axis ratio, Nusselt number, friction coefficient, pressure coefficient, pumping power, numerical simulation.

Article info:

Received 21/07/2020, accepted 21/08/2020

DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-3-91-99

Article in Russian

For citation:

Deeb Rawad, Sidenkov D. V. Numerical investigation of heat transfer and aerodynamics of single drop-shaped tubes. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2020. No 3. p. 91–99.

Введение

В связи с растущим в последние годы спросом на энергосберегающее оборудование, разработка эффективных теплообменников, обладающих высокой теплоотдачей и низким гидродинамическим сопротивлением, является главным приоритетом для исследователей. Поисковые исследования проводятся, в том числе, в области оптимизации геометрии поверхности теплообмена на основе круглой трубы. Для этой цели рассматриваются трубы, имеющие некруглый профиль поперечного сечения, например, овальные, плоскоовальные, двух-угольные, каплевидные.

В работе [1] были исследованы локальное статическое давление, коэффициент трения и теплообмен одиночного круглого цилиндра в поперечном потоке. В статье [2] численно представлены характеристики теплоотдачи коридорной и шахматной компоновок пучка круглых труб в поперечном потоке. Результаты этих исследований показали, что обтекание пучка цилиндрических труб приводит к более раннему отрыву потока жидкости от поверхности трубы, что увеличивает перепад давления в пучке труб. Труба с поперечным сечением эллиптической формы обеспечивает меньшее сопротивление, примерно на 10–20%, и приемлемую теплоотдачу по сравнению с круглой трубой [3]. В работе [4] авторы пришли к выводу, что для больших чисел Рейнольдса (Re), шахматное расположение труб обеспечивает больший теплообмен и вызывает меньшее падение давления по сравнению с коридорным расположением труб. Было указано на тот факт, что конструкция теплообменников должна быть ориентирована на увеличение теплоотдачи при минимизации потери давления.

Авторы статей [5]–[6] численно исследовали гидродинамику и теплообмен пучка каплевидных труб различной конфигурации. Их результаты показали, что гидродинамическое сопротивление пучков каплеобразных труб меньше, чем у круглых при углах атаки $\theta=0^\circ$, 180° . Была предложена корреляция для расчета теплообмена в зависимости от числа Рейнольдса и угла атаки с учетом напряженно-деформированного состояния труб. В работах [7]–[8] численно и экспериментально исследованы гидродинамика и характеристики теплообмена шахматного пучка труб каплевидной формы при изменяющемся угле атаки набегающего газового потока. По мнению авторов [7]–[8] для исследованного пучка с нулевым углом атаки $\theta=0^\circ$, значение числа Нуссельта (Nu) увеличилось примерно на 24% и 76% по сравнению с таковыми для круглых и эллиптических труб, соответственно. Кроме того, было показано, что самые низкие значения коэффициента перепада давления и мощности прокачки были достигнуты также при $\theta=0^\circ$ для всех значений Re . В работе [9] экспериментально исследовано аэродинамическое сопротивление при поперечном обтекании одиночных каплевидных труб. Полученные результаты показали, что каплевидные трубы имеют более низкое аэродинамическое сопротивление по сравнению с круглыми трубами.

Статья [10] посвящена проблеме теплообмена и гидродинамики коридорного пучка кулачковых труб. Число Рейнольдса варьировалось в диапазоне $Re=27 \cdot 10^3 \sim 42,5 \cdot 10^3$ с относительным продольным шагом

$S_{\text{про}}/D_{\text{эк}}=1,5\sim 2$. Эксперимент показал, что коэффициент сопротивления формы максимален для первого ряда и минимален для второго для всего диапазона чисел Рейнольдса, а теплоотдача от первого ряда минимальна, однако, при увеличении относительного продольного шага теплоотдача увеличивается. В работах [11]–[12] предложены соотношения для расчета теплообмена и перепада давления шахматных и коридорных пучков круглых труб. Исследование выполнено для чисел Рейнольдса от 1 до $2 \cdot 10^6$ и для широкого диапазона продольных и поперечных шагов. Авторы предложили коэффициент для оценки эффективности поверхностей теплообмена с целью улучшения конструкций теплообменников.

В работах [13]–[14] приведено сопоставление результатов моделирования параметров потока развивающихся турбулентных течений в трубах с применением семи различных моделей турбулентности. Результаты показывают, что наилучшее согласие с экспериментальными данными дает k - ϵ -модель, а алгебраические или дифференциальные модели для напряжений не позволяют обеспечить необходимую точность расчета. Авторы работы [15] численно смоделировали двумерное нестационарное вязкое течение при поперечном обтекании двух круглых цилиндров в коридорном расположении, чтобы исследовать характеристики потока. Результаты показали, что k - ϵ -модели группы RNG дают более точные результаты, чем стандартная k - ϵ -модель. Результаты работы [16] показывают, что рассчитывать профиль скорости в гладкой прямолинейной трубе в условиях невозмущенного симметричного турбулентного потока при $Re \geq 10^4$ с достаточной степенью точности целесообразно с применением модели турбулентности RNG k - ϵ с функцией «Enhanced wall treatment».

Предметом настоящей работы является численное исследование локальных и средних характеристик теплообмена и аэродинамического сопротивления одиночных каплевидных труб при поперечном обтекании воздухом с помощью программного пакета Ansys Fluent.

Объект исследования

В данной работе рассматриваются шесть труб с каплевидным профилем поперечного сечения при изменении относительного удлинения профиля трубы L/D от 1 до 4 (рис. 1). Трубы расположены в канале квадратного поперечного сечения со стороной 305 мм и имеют следующие размеры: радиус широкой части D , радиус малой части $D/2$, полная длина L . Для обеспечения одинаковой площади теплообмена трубы имеют одинаковый периметр P поперечного сечения, поэтому, характерный размер $D_{\text{эк}}=P/\pi=22,5$ мм определяется, как диаметр эквивалентной круглой трубы. Геометрические характеристики труб представлены в табл. 1.

Постановка задачи и граничные условия

Задача вынужденной конвекции решалась в Ansys Fluent [17] в двумерной стационарной постановке с использованием приближения вязкой несжимаемой жидкости с постоянными теплофизическими свойствами, с учетом возможной турбулизации потока и без учета теплообмена излучением. Система дифференциальных

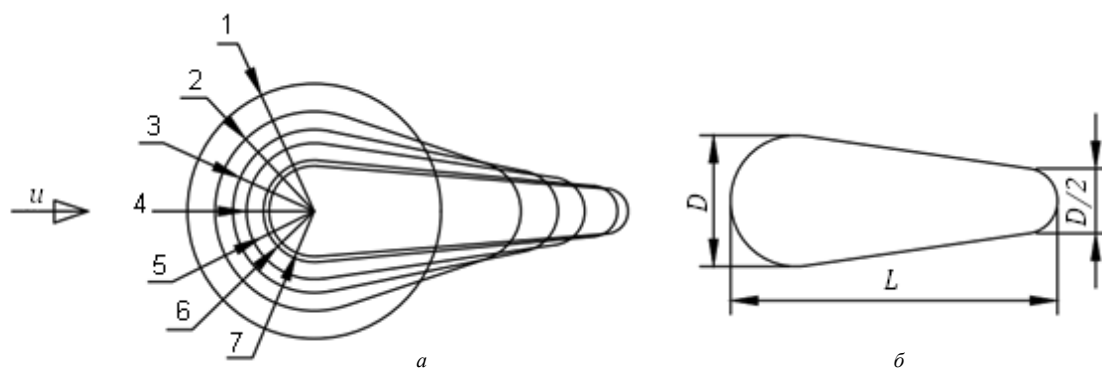


Рис. 1. а — схема исследуемых труб; б — поперечное сечение каплевидной трубы

Fig. 1. a — the tubes under investigation; б — cross-section of the drop-shaped tube

Таблица 1
Геометрические характеристики труб

Dimensions of the tubes

Table 1

№ трубы	<i>D</i> , мм	<i>L</i> , мм	<i>L/D</i>
1	22,5	22,5	1
2	17,6	27,13	1,5
3	14,4	28,822	2
4	12	29,992	2,5
5	10,4	30,744	3
6	8,98	31,397	3,5
7	8	31,841	4

уравнений сохранения включает в себя уравнение неразрывности, две проекции уравнения движения, уравнение энергии:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0; \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}; \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [U_i \cdot (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i} (\lambda_{\Sigma} \frac{\partial T}{\partial x_i}), \tag{3}$$

где *i* — индекс 1 и 2; *U* — скорость воздуха; ρ — плотность воздуха; *P* — давление воздуха; τ_{ij} — тензор вязких напряжений; λ_{Σ} — «эффективный» коэффициент теплопроводности среды; *T* — температура воздуха.

Для моделирования используется модель турбулентности RNG (*k-ε*) с функцией «Enhanced wall treatment» [17]–[18]. Для численного решения системы уравнений движения и неразрывности (Pressure — Velocity Coupling) использовался алгоритм SIMPLE с аппроксимацией второго порядка точности (Second Order Upwind).

Расчет числа Рейнольдса выполнялся по средней скорости потока *U_{ср}* в узком сечении рабочего участка $Re_D = \frac{\rho U_{ср} D_{эж}}{\mu}$, где μ — динамическая вязкость.

В качестве внешнего теплоносителя, обтекающего пучок, рассматривался поток воздуха со скоростью на входе в канал $u=1 \sim 15$ м/с, что соответствует числам Рейнольдса $1,5 \times 10^3 \leq Re_D \leq 26,5 \times 10^3$, при температуре 56,5 °С и атмосферном давлении, средняя температура стенки трубы равна 20,8 °С.

Расчетная сетка и верификация численной модели

Расчетная сетка генерируется с использованием ICEM CFD. Для наиболее точной симуляции сетка (Quad элементы) строилась со сгущением в областях наибольшего градиента скорости (рис. 2) с соблюдением необходимого требования к выбранной модели турбулентности по значению $1 < y^+ < 5$. Качество сетки 0,926 сохраняется на протяжении всего моделирования.

Чувствительность результатов моделирования существенно зависит от количества и качества узлов расчетной сетки. Плотность сетки увеличивалась до тех пор,

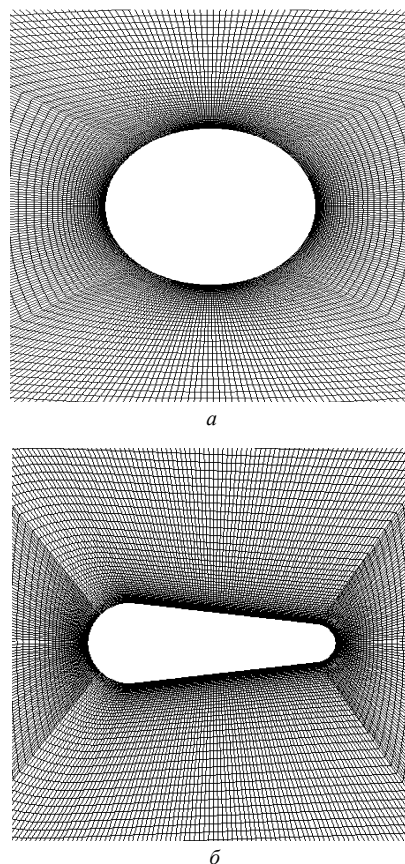


Рис. 2. Расчетная сетка в окрестности трубы: а — *L/D*=1; б — *L/D*=2,5

Fig. 2. Computational grid around the tube: а — *L/D*=1; б — *L/D*=2,5

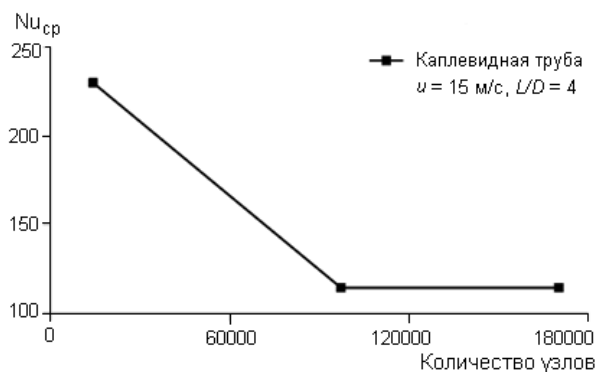


Рис. 3. Анализ чувствительности сетки
Fig. 3 Grid sensitivity analysis

пока не было получено сеточно-независимое решение. Поэтому, в данной работе с целью получения оптимального решения поставленной задачи количество узлов варьировалось от 14224 до 170224 (рис. 3).

Из рис. 3 видно, что сетка из 97224 узлов обеспечивает сеточно-независимое решение для вычислительного среднего числа Нуссельта. Следовательно, сетка из 97224 узлов рассматривается здесь и далее для оптимизации времени и точности решения.

Для верификации разработанной численной модели, теплообмен и гидродинамика круглой трубы ($L/D=1$) и каплевидной трубы ($L/D=1,82$) моделиру-

ются путем сравнения с экспериментальными результатами, полученными Жукаускасом [11] и Терехом [9] в том же диапазоне значений числа Рейнольдса. Получено хорошее совпадение результатов (рис. 4 а, б), что свидетельствует об адекватности модели и метода моделирования, представленных в данном исследовании.

Результаты численного моделирования и их обсуждение

1. Линии тока

Линии тока позволяют отследить путь частиц жидкости по периметру трубы и также указывают на плотность и расположение вихрей. Линии тока по периметру труб с $L/D=1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4$ при скорости набегающего потока $u=7$ м/с показаны на рис. 5.

Из рис. 5 видно, что во всех случаях за трубами появляется пара вихрей. При увеличении L/D , точка отрыва пограничного слоя перемещается дальше в кормовую область и площадь вихревой зоны уменьшается, следовательно, локальные значения теплопередачи и аэродинамические сопротивления изменяются при поперечном обтекании каплевидных труб воздухом с различными отношениями L/D . Отрыв пограничного слоя от поверхности обусловлен силами трения, изменением скорости и давления между передней и задней поверхностями трубы.

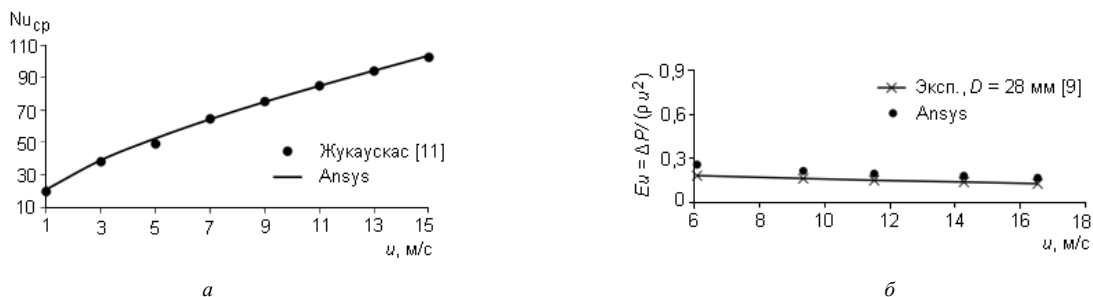


Рис. 4. Верификация численной модели: а — зависимость $Nu_{cp}=f(u)$; б — зависимость $Eu=f(u)$
Fig. 4. Numerical model verification: a — dependence $Nu_{cp}=f(u)$; b — dependence $Eu=f(u)$

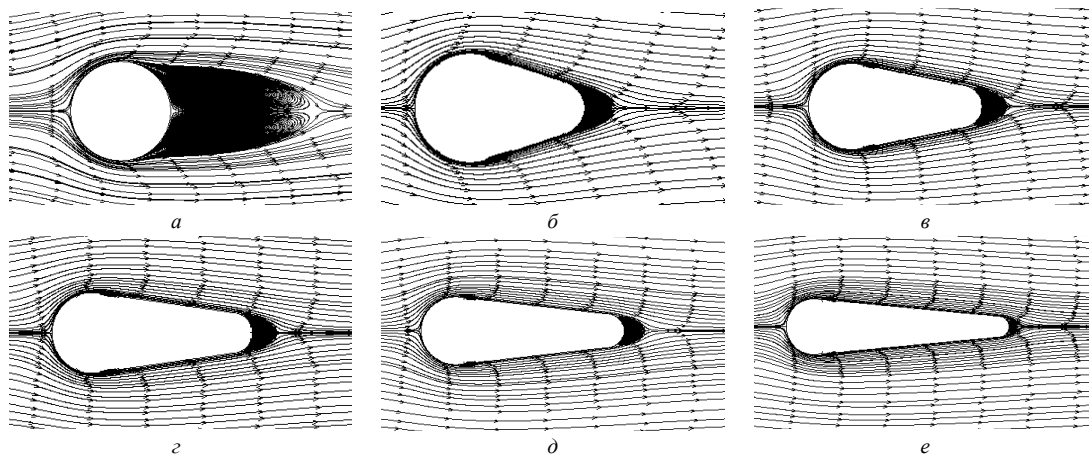


Рис. 5. Линии тока для труб с различными относительными удлинениями профиля L/D : а — $L/D=1$; б — $L/D=1,5$; в — $L/D=2$; г — $L/D=2,5$; д — $L/D=3$; е — $L/D=4$
Fig. 5. Air flow path lines of the drop-shaped tubes with various L/D axis ratio: а — $L/D=1$; б — $L/D=1,5$; в — $L/D=2$; г — $L/D=2,5$; д — $L/D=3$; е — $L/D=4$

2. Результаты исследования теплообмена

Температура воздуха в канале изменяется за счет теплообмена с поверхностью трубы. Изменение локального коэффициента теплоотдачи по периметру каждой трубы при $u=7$ м/с, представлено на рис. 6 для половинной поверхности. Для всех труб локальные коэффициенты теплоотдачи имеют максимальное значение в передней критической точке в лобовой части, а затем уменьшаются до достижения точки отрыва пограничного слоя (минимальное значение на рис. 6), затем коэффициент теплоотдачи снова увеличивается, благодаря возникновению вихрей.

Зависимость среднего числа Нуссельта Nu_{cp} от скорости набегающего потока u для разных труб показаны на рис. 7. При $u \leq 5$ м/с каплевидная труба с $L/D=1,5$ имеет самое высокое значение Nu_{cp} по сравнению с другими трубами. С увеличением скорости ($u > 5$) наблюдается улучшение теплообменных характеристик каплевидных труб с $L/D=2$ (при $u = 15$ м/с выигрыш составляет примерно 12,11%).

Рис. 8 показывает влияние удлинения профиля труб на интенсивность теплообмена. Среднее число Нуссельта труб определялось по результатам вычислительного эксперимента как:

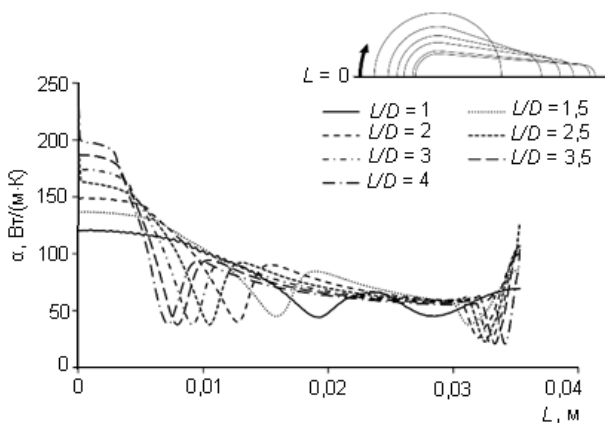


Рис. 6. Изменение локального коэффициента теплоотдачи по периметру труб

Fig. 6. The distribution of the local heat transfer coefficient along the tube perimeter

$$Nu_{cp} = \frac{\alpha_{cp} D_{эк}}{\lambda}, \tag{4}$$

где $\alpha_{cp} = \frac{1}{F} \int_0^F \alpha dF$ — средний, по поверхности труб, коэффициент теплоотдачи.

Согласно рис. 8, средние числа Нуссельта уменьшаются по мере увеличения $L/D > 2$, для того же числа Рейнольдса. Это связано с тем, что большее относительное удлинение профиля труб приводит к росту толщины теплового пограничного слоя на «плоском» участке поверхности.

Результаты вычислительного эксперимента обобщены следующей функцией:

$$Nu_{cp} = a Re_D^b Pr^{0,37} \left(c + \frac{L/D}{d} \right)^e. \tag{5}$$

Коэффициенты a, b, c, d, e уравнения подобия (5) для диапазона $1,5 \cdot 10^3 \leq Re_D \leq 26,5 \cdot 10^3$ и $Pr=0,699$, представлены в табл. 2. Максимальная погрешность между зависимостью (5) и результатами моделирования составляет $\approx \pm 9\%$.

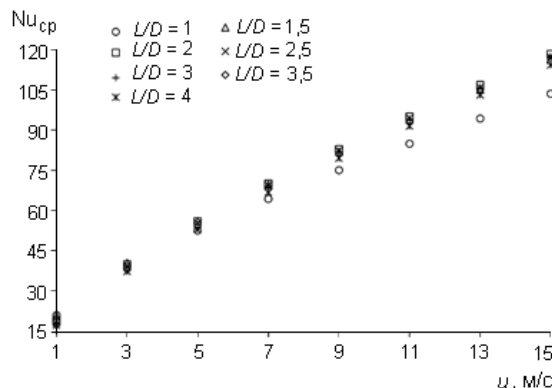


Рис. 7. Средние числа Nu по поверхности труб в зависимости от u

Fig. 7. Average values of Nu along the tube surface depending on u

Таблица 2

Коэффициенты уравнения подобия (5)

Table 2

Coefficients for the equation of similarity (5)

	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>
$1 \leq L/D < 1,5$	0,1624	0,6172	0,4125	0,4913	0,3448
$1,5 \leq L/D < 2$	0,1793	0,6594	-0,4623	1,5275	0,1255
$2 \leq L/D < 2,5$	0,1316	0,6863	-0,2310	1,2785	1,2785
$2,5 \leq L/D < 3$	0,1140	0,6965	0,1444	1,1180	0,0937
$3 \leq L/D \leq 3,5$	0,1047	0,7060	1,8166	0,8166	0,0521
$3,5 < L/D \leq 4$	0,1047	0,7060	0,7660	0,7660	0,0455

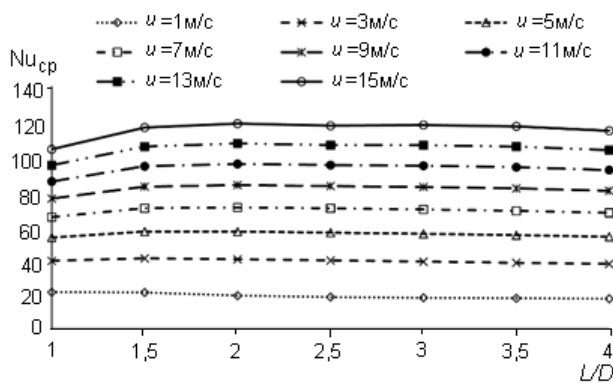


Рис. 8. Зависимость Nu_{cp} от удлинения профиля L/D

Fig. 8. The dependence of Nu_{cp} on L/D axis ratio

3. Результаты исследования аэродинамического сопротивления

Аэродинамическое сопротивление, как правило, представляется в виде зависимости коэффициента полного сопротивления C_D от числа Рейнольдса Re_D [12]. Коэффициент C_D представляет собой сумму коэффициентов сопротивления давления C_p и трения C_f .

Распределение коэффициента сопротивления давления C_p по половинной поверхности каждой трубы при $u = 7$ м/с показано на рис. 9.

Коэффициент сопротивления давления по периметру трубы, определяется уравнением:

$$C_{p,i} = \frac{P_i - P_\infty}{1/2 \rho U_\infty^2} \quad (6)$$

где P_i — местное статическое давление; P_∞ , U_∞ — давление и скорость потока на входе в канал, соответственно.

Как видно на рис. 9, в лобовой части в передней критической точке (А) скорость потока равняется нулю и все трубы имеют максимальное значение коэффициента сопротивления давления C_p , порядка 1,1. C_p уменьшается до достижения минимального значения, а затем увеличивается до точки отрыва в кормовой части. В лобовой части каплевидные трубы имеют более резкое падение давления по сравнению с круглой трубой $L/D = 1$. Минимальное значение наблюдается в точке отрыва пограничного слоя (точка Б).

Коэффициент сопротивления трения по периметру трубы, определяется по формуле:

$$C_{f,i} = \frac{\tau_{w,i}}{1/2 \cdot \rho U_\infty^2}, \quad (7)$$

где $\tau_{w,i}$ — сила трения на единицу поверхности.

Рис. 10 демонстрирует распределение коэффициента сопротивления трения C_f по половинной поверхности трубы от передней критической точки в лобовой части до точки отрыва в кормовой части при $u = 7$ м/с. Нулевое значение C_f указывает на точку отрыва пограничного слоя от поверхности трубы. Каждая труба имеет два нулевых значения C_f первое значение в передней критической точке в лобовой части и второе в месте сопряжения полукруга лобовой части и боковых плоских частей. С увеличением L/D максимальное значение C_f постепенно увеличивается и смещается в сторону передней критической точки.

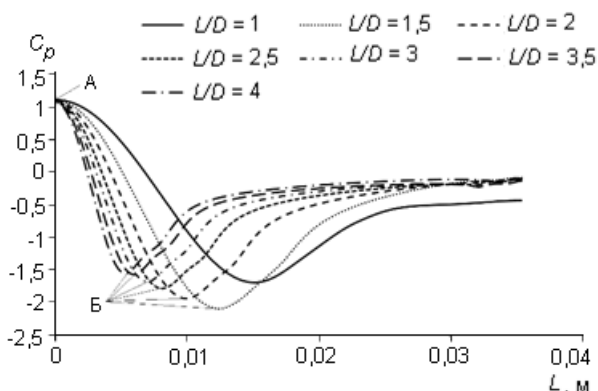


Рис. 9. Распределение коэффициента сопротивления давления
Fig. 9. The distribution of pressure drag coefficient

С помощью программы Ansys Fluent был найден перепад давления воздушного потока в канале (ΔP), вызванный аэродинамическим сопротивлением исследуемых труб. Перепад давления в канале представлен коэффициентом трения [19]:

$$f = \frac{2\Delta P}{(L/D_{\text{эк}}) \cdot \rho U_{\text{ср}}^2}. \quad (8)$$

На рис. 11 показано изменение коэффициента трения f в зависимости от скорости набегающего потока u и относительного удлинения профиля L/D . Коэффициент трения уменьшается с увеличением u (рис. 11, а) или/и с увеличением L/D (рис. 11, б). На отрезке изменения относительного удлинения профиля $1 \leq L/D \leq 2$ коэффициент f резко снижается, а затем стабилизируется (изменение f относительно небольшое) при $L/D \geq 2,5$. Результаты показывают, что коэффициент трения для каплевидных труб с $L/D = 4$ в 14–18,3 раза меньше, по сравнению с круглой трубой ($L/D = 1$).

Для расчета аэродинамического сопротивления одиночных труб круглой и каплевидной формы при $1 \leq L/D \leq 4$ результаты вычислительного эксперимента обработаны в виде следующей зависимости:

$$f = \frac{a + b \left(\frac{L}{D}\right) + c \ln(Re_D)}{1 + d \left(\frac{L}{D}\right) + e \ln(Re_D)}. \quad (9)$$

Уравнение (9) получено для диапазона чисел Рейнольдса $1,5 \cdot 10^3 \leq Re_D \leq 26,5 \cdot 10^3$.

Коэффициенты a , b , c , d , e представлены в табл. 3. Погрешность между корреляцией (9) и результатами моделирования не больше $\pm 8\%$.

Одной из целей этого исследования было спрогнозировать оптимальное относительное удлинение профиля трубы L/D , которое позволило бы минимизировать сопротивление трения.

Мощность, затрачиваемая на прокачку воздуха по тракту, определяется по формуле:

$$N = \Delta P \cdot V, \quad (10)$$

где V — объемный расход воздуха.

Рис. 12 показывает зависимость мощности N от скорости набегающего потока u для каплевидных труб с различными L/D . Мощность N увеличивается с увели-

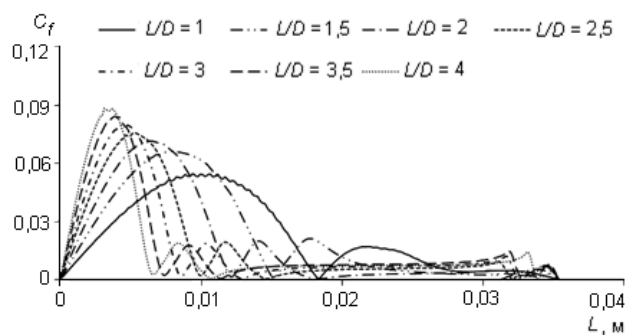


Рис. 10. Распределение коэффициента сопротивления трения
Fig. 10. The distribution of friction drag coefficient

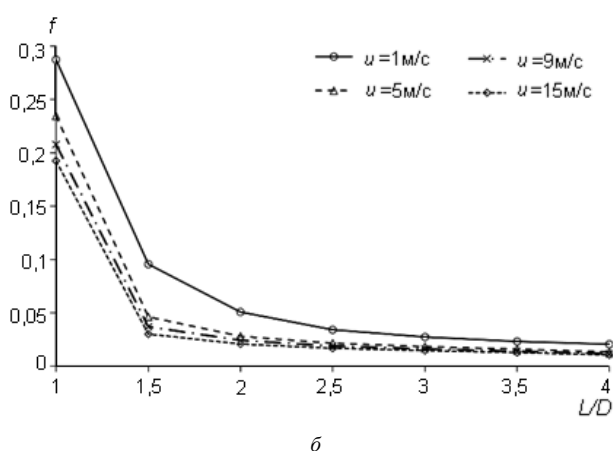
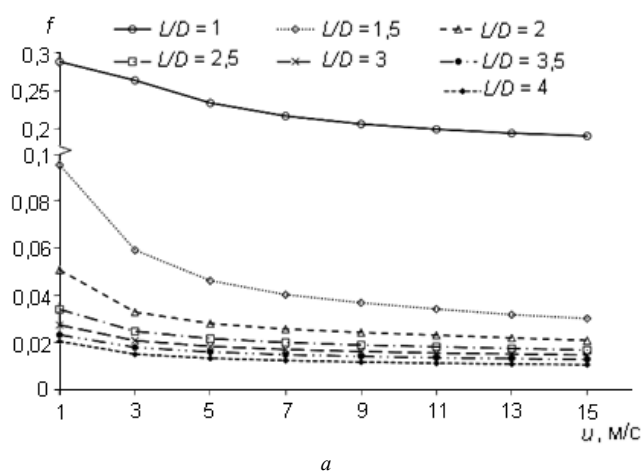


Рис. 11. а — зависимость $f=f(u)$; б — зависимость $f=f(L/D)$

Fig. 11. a — dependence $f=f(u)$; б — dependence $f=f(L/D)$

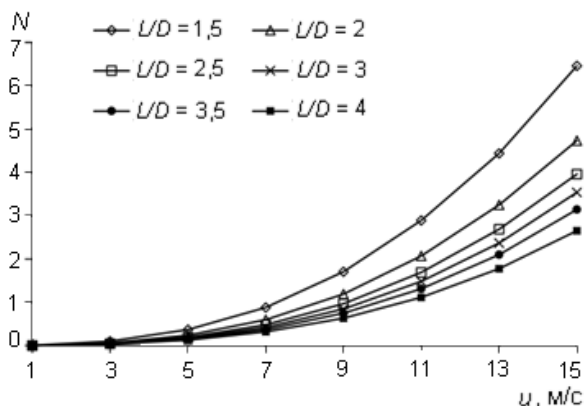


Рис. 12. Влияние L/D на мощность прокачки при различных u

Fig. 12. The effect of L/D on pumping power at various u

чением скорости набегающего потока или/и с уменьшением L/D . Минимальное значение мощности прокачки достигается при $L/D=4$.

Зависимость среднего числа Нуссельта от мощности прокачки представлена на рис. 13. Видно, что для той же мощности прокачки N каплевидная труба с $L/D=4$ имеет наилучший теплообмен по сравнению с круглой трубой ($L/D=1$). Следует отметить, что при небольшом увеличении теплообмена мощность прокачки резко возрастает для круглой трубы, в отличие от каплевидных труб. Это означает, что каплевидные трубы могут быть более выгодны при использовании в одном и том же рабочем состоянии.

4. Теплоаэродинамическая характеристика

Теплоаэродинамическая характеристика каплевидных труб определяется путем сравнения с круглыми трубами того же эквивалентного диаметра по формуле [20]:

$$\eta = \frac{Nu_{\text{ср,капл}}/Nu_{\text{ср,кругл}}}{f_{\text{капл}}/f_{\text{кругл}}} \quad (11)$$

Теплоаэродинамическая эффективность каплевидных труб η для всего исследуемого диапазона скорости

Таблица 3
Коэффициенты уравнения (9)

Table 3

Coefficients for the equation (9)

	a	b	c	d	e
$1 \leq L/D \leq 1,5$	0,7919	-0,4615	-0,00756	-0,9958	0,12739
$1,5 < L/D < 2$	-0,0405	0,00356	0,00203	-0,3147	-0,0996
$2 \leq L/D < 2,5$	-0,0200	0,00021	0,000842	-0,2517	-0,1003
$2,5 \leq L/D \leq 4$	-0,0305	0,0026	0,00065	-0,1370	-0,1702

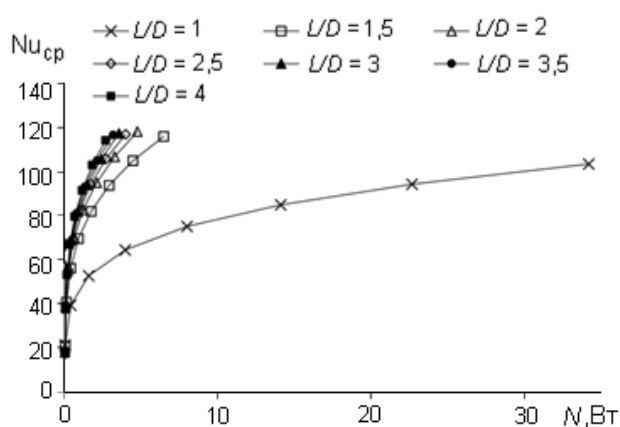


Рис. 13. Зависимость $Nu=f(N)$

Fig. 13. Dependence $Nu=f(N)$

воздуха представлена на рис. 14. Результаты показывают, что η увеличивается с увеличением скорости воздуха и/или с увеличением относительного удлинения профиля. Значение η для каплевидной трубы с $L/D=4$ примерно в 11,5~20,2 раза больше, чем для трубы с $L/D=1$.

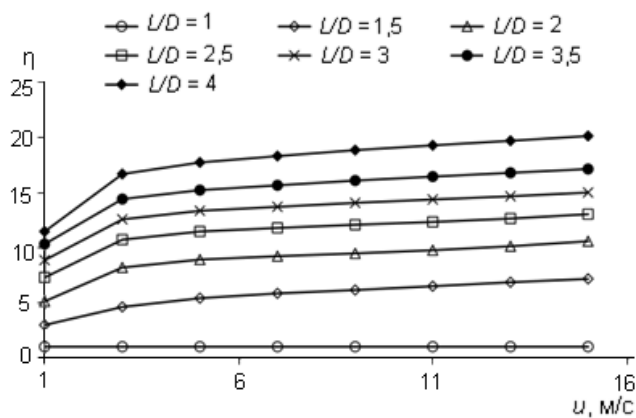


Рис. 14. зависимости η от скорости воздуха

Fig. 14. Dependences of η on air velocity

Заклучение

Проведенные численные исследования теплообмена и аэродинамического сопротивления одиночных труб круглого и каплевидного профилей позволили отметить следующее:

1. Интенсивность теплообмена и аэродинамическое сопротивление одиночных каплевидных труб зависит от относительного удлинения профиля L/D . При увеличении L/D интенсивность теплообмена возрастала, а аэродинамическое сопротивление уменьшалось в исследованной области L/D .

2. При одинаковых граничных условиях, интенсивность теплообмена для каплевидной трубы с $L/D=2$ на 3,67–12,11% больше, чем для трубы с $L/D=1$.

3. Аэродинамическое сопротивление одиночной каплевидной трубы с $L/D=4$ в 14–18,3 раза меньше по сравнению с одиночными трубами с $L/D=1$.

4. Мощность, затрачиваемая на прокачку воздуха, увеличивается с увеличением скорости набегающего потока и/или с уменьшением L/D . Минимальное значение мощности прокачки наблюдалось при $L/D=4$.

5. Теплоаэродинамическая эффективность каплевидной трубы с $L/D=4$ примерно в 11,5–20,2 раза больше, чем для одиночной трубы с $L/D=1$.

6. Представлены соотношения для расчета среднего числа Нуссельта и коэффициента трения для рассматриваемых случаев поперечного обтекания каплевидных труб в диапазоне изменения числа Рейнольдса ReD от $1,5 \cdot 10^3$ до $26,5 \cdot 10^3$, при относительном удлинении профиля $L/D=1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5$ и 4 .

Литература/References

- Achenbach E. Total and local heat transfer from a smooth circular cylinder in cross-flow at high Reynolds number. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1975. Vol. 18. Pp. 1387–1396.
- Buyruk E. Numerical study of heat transfer characteristics on tandem cylinders, inline and staggered tube banks in cross-flow of air. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 1933. Vol. 29. Pp. 355–366.
- Matos R. S., Vargas J. V. C., Laursen T. A. Optimally staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004. 47 (6-7). Pp. 1347–1359.

- Jayavel S., Tiwari S. Numerical study of heat transfer and pressure drop for flow past inline and staggered tube bundles. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*. 2009. 19 (8). Pp. 931–949.
- Deeb R., Sidenkov D. V. Investigation of Flow Characteristics for Drop-shaped Tubes Bundle Using Ansys Package. *2020 V International Conference on Information Technologies in Engineering Education (Inforino)*, Moscow, Russia, 2020. DOI: 10.1109/Inforino48376.2020.9111775.
- Deeb R., Sidenkov D. V. Numerical simulation of the heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle. *IOP Conf. Series: Journal of Physics*. 2019. DOI: 10.1088/1742-6596/1359/1/012135.
- Sayed A. et al. Heat transfer characteristics of staggered wing-shaped tubes bundle at different angles of attack. *Heat and Mass Transfer*. 2014. 8 (50). Pp. 1091–1102.
- Sayed A. et al. Effect of attack and cone angles on air flow characteristics for staggered wing shaped tubes bundle. *Heat and Mass Transfer*. 2014. 7 (51). Pp. 1001–1016.
- Terekh A. M., Rudenko A. I., Zhukova U. V. Aerodynamic drag and visualization of the flow around single drop-shaped pipes. *Engineering Physics Journal*. 2013. 86 (2). (in Russian)
- Lavasani A. M., Bayat H., Maarefdoost T. Experimental study of convective heat transfer from in-line cam shaped tube bank in crossflow. *Applied thermal engineering*. 2016. 65 (85). Pp. 85–93.
- Zhukauskas A., Ulinskas R. V. Efficiency parameters of heat transfer in tube banks. *Heat Transfer Engineering*. 1985. 6 (1). Pp. 19–25.
- Zhukauskas A. Heat transfer from tubes in cross-flow. *Heat Transfer Engineering*. 1972. 8 (1). Pp. 93–160.
- Martinuzzi R., Pollard A. A comparative study of turbulence model in predicting turbulent pipe-flow. Part II: Algebraic stress and $k-\epsilon$ models. *AIAA Journal*. 1989. 27 (1). Pp. 29–36.
- Martinuzzi R., Pollard A. A comparative study of turbulence model in predicting turbulent pipe-flow. Part I: Algebraic stress and $k-\epsilon$ models. *AIAA Journal*. 1989. 27 (12). 1714–1721.
- Jafari H. H., Dehkordi B. G. Numerical prediction of fluid-elastic instability in normal triangular tube bundles with multiple flexible circular cylinders. *Journal of Fluids Engineering*. 2011. 23 (1). Pp. 114–126.
- Тырышкин Р. А., Сабирзянов А. Н., Фафурин В. А., Фефелов В. В., Явкин В. Б. Расчет профиля скорости и метрологических характеристик ультразвуковых расходомеров при развитом турбулентном течении в гладких трубах // Журнал Труды Академэнерго. 2010. Т. 6. № 2. С. 31–39. [Tyryshkin R. A. Calculation of the velocity profile and metrological characteristics of ultrasonic flow meters with developed turbulent flow in smooth pipes. *Transactions of Academenergo Journal*. 2010. 6 (2). Pp. 31–39. (in Russian)]
- ANSYS, Inc. ANSYS Fluent Reference Guide 16.0. 2015.
- Orszag S. A., Yakhot V., Flannery W. S., Boysan F. Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations. *Near-Wall Turbulent Flows*, Tempe, AZ, 1993.
- Promvong P., Eiamsa A. S. Heat transfer enhancement in a tube with combined conical-nozzle inserts and swirl generator. *Energy Conversion and Management*. 2006. 47 (18-19). Pp. 2867–2882.
- Webb R. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1981. Vol. 24. Pp. 715–726.

Сведения об авторах**Деиб Равад**

Аспирант, ассистент кафедры машиностроения Университета Дамаска, Сирия, Дамаск, аспирант, ассистент кафедры теоретических основ теплотехники, Национального исследовательского университета «МЭИ», 111250, Россия, Москва, Красноказарменная ул., 14, DeebR@mpei.ru, e.rawad.deeb@yandex.com, ORCID: 0000-0002-8951-757X, Scopus ID: 57205113907, РИНЦ ID: 8780–3000.

Сиденков Дмитрий Владимирович

К. т. н., доцент кафедры теоретических основ теплотехники Национального исследовательского университета «МЭИ», 111250, Россия, Москва, Красноказарменная ул., 14, sidenkovdv@mpei.ru

Information about authors**Deeb Rawad**

PhD student, assistant of General Mechanical Engineering Department, Major of «Mechanical Forces Engineering», Damascus University, Syria, Damascus. PhD student, assistant of Theoretical Bases of Heat Engineering Department, National Research University «Moscow Power Engineering Institute», 111250, Russia, Moscow, Krasnokazarmennaya str., 14, DeebR@mpei.ru, e.rawad.deeb@yandex.com, ORCID: 0000-0002-8951-757X, Scopus ID: 57205113907, РИНЦ ID: 8780–3000.

Sidenkov Dmitry V.

PhD, Associate Professor of Department of Theoretical Bases of Heat Engineering, National Research University «Moscow Power Engineering Institute», 111250, Russia, Moscow Krasnokazarmennaya str., 14, sidenkovdv@mpei.ru



ЭНЕРГЕТИКА и ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

**Выставка энергетического, электротехнического и светотехнического оборудования и технологий
6–9 октября 2020 г.**

Выставка «Энергетика и электротехника» на протяжении многих лет была и остается одной из лучших площадок в России для демонстрации новинок энергетического оснащения промышленных предприятий и конструктивного диалога специалистов всех отраслей экономики с производителями и поставщиками энергетического, электротехнического и светотехнического оборудования и технологий.

Впервые выставка пройдет в октябре одновременно с ведущими отраслевыми событиями: Петербургским международным газовым форумом (ПМГФ), выставкой и конференцией по судостроению и разработке высокотехнологичного оборудования для освоения Арктики и континентального шельфа OMR 2020, выставками Рос-Газ-Экспо, Котлы. Горелки, Энергоэффективность и энеросбережение.

Тематические направления выставочной экспозиции:

- ✓ Электроэнергетика;
- ✓ Теплосбережение;
- ✓ Автоматизированные системы управления технологическими процессами;
- ✓ Системы и средства измерения и контроля;
- ✓ Программное обеспечение;
- ✓ Энергоэффективные и энергосберегающие технологии и оборудование;
- ✓ Безопасность энергообъектов;
- ✓ Исследования и разработки для энергетики и ТЭК.

Организатор:

Выставочное объединение «РЕСТЭК ®»
Тел.: +7 (812) 320 6363
Факс: +7 (812) 320 8090
E-mail: main@restec.ru

Место проведения:

КВЦ «Экспофорум», павильон Н
Санкт-Петербург, Петербургское шоссе, 64/1

Подробная информация на сайте:

<http://energetika-restec.ru/>