

ТЕПЛООБМЕН И ОПТИМАЛЬНАЯ ГЕОМЕТРИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ С ИНТЕНСИФИКАТОРАМИ В ВИДЕ ПОЛУЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ВЫСТУПОВ (ВПАДИН)

АННОТАЦИЯ

Изучены условия локального теплообмена поверхностей с интенсификаторами теплообмена, выполненными в виде полуцилиндрических выступов и впадин. Рассмотрены два случая размещения таких интенсификаторов – с большим и малым расстоянием между ними. Получены локальные распределения коэффициентов теплоотдачи на поверхности обтекания и найдены оптимальные геометрические расстояния между интенсификаторами рассматриваемого типа.

1. ВВЕДЕНИЕ

Существующие методы интенсификации теплообменных процессов на поверхности базируются на принципах изменения гидродинамической структуры течения таким образом, чтобы создать условия, приводящие к турбулизации потока, разрушению пограничного слоя (ПС) на начальных участках его формирования, созданию чередующихся участков отрыва и присоединения потока к поверхности обтекания и т.д. Чтобы достичь этой цели, на обтекаемой поверхности создают невысокие ребра различных конфигураций, выступы, углубления или канавки, лунки различной формы и другие геометрические формы поверхностей, способствующие интенсификации теплообменных процессов. Как показывают исследования [1], наиболее перспективными из них являются интенсификаторы, не имеющие острых углов и кромок и обладающие хорошо обтекаемой формой поверхности. К таким интенсификаторам относятся, например, полуцилиндрические выступы или впадины с плавными кромками. Рассматриваемые поверхности могут быть созданы путем деформации поверхности труб с помощью роликов (метод накатки), при гофрировании поверхности, при приварке к поверхности выступов с хорошо обтекаемым профилем, например, проволоки и т.д. Экспериментальное изучение таких поверхностей показывает, что они позволяют существенно повысить теплоотдачу при умеренном росте гидравлического сопротивления, если сравнить с гладкой поверхностью обтекания.

Важным для практических приложений является вопрос выбора оптимальных размеров и геометрического расположения интенсификаторов на поверхности. И если для поверхностей с выступами такие рекомендации получены на основании экспериментальных исследований [1], то при наличии впадин на поверхности указанные вопросы изучены

недостаточно и подобные рекомендации отсутствуют.

В работе с применением интегральных методов расчета изучены условия локального теплообмена поверхностей с полуцилиндрическими впадинами и выступами. Рассмотрены вопросы оптимального размещения интенсификаторов, при котором теплоотдача с поверхности будет максимальной.

2. ТЕПЛООБМЕН ПОВЕРХНОСТЕЙ С ПОЛУЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ВЫСТУПАМИ И ВПАДИНАМИ

Рассмотрим шахматный пучок труб, на внутренней поверхности которых периодически расположены полуцилиндрические выступы, а на внешней — впадины, не имеющие острых кромок. Схема течения внешнего и внутреннего теплоносителейлагается противоточной (рис. 1, а). Предполагается, что при высоких скоростях внешнего потока течение в межтрубном пространстве и внутри трубы является турбулентным и имеет место интенсивное перемешивание теплоносителя. В этих условиях профили скоростей и температур в поперечном сечении каналов выравниваются и в первом приближении их можно считать постоянными по сечению и равными U_{gj}, T_{gj} ($j = 1, 2$).

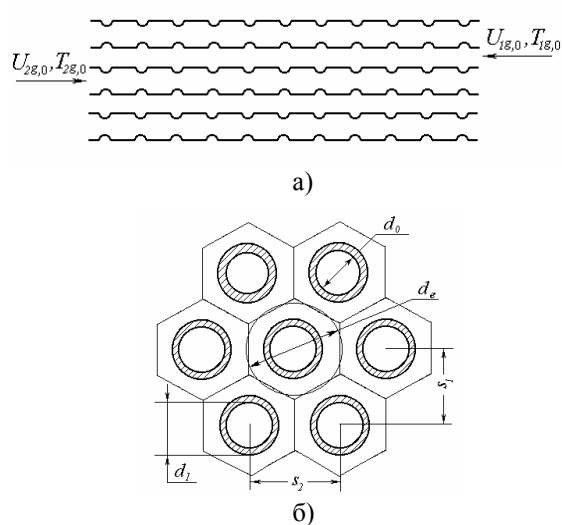


Рис. 1. Расчетная схема течения в шахматном пучке труб с полуцилиндрическими выступами и впадинами: а — продольное сечение; б — поперечное сечение

В шахматном пучке труб можно выделить повторяющийся элемент пучка, который представляет собой трубу, заключенную в шестигранную секцию (см. рис. 1, б). Средняя скорость течения в каждом сечении межтрубного канала определяется по расходу теплоносителя и площади проходного сечения канала. Ввиду того, что обтекаемая поверхность имеет периодическую структуру, внутреннюю и внешнюю поверхности трубы разбиваем на повторяющиеся элементарные ячейки длиной $s+l$, для которых условия течения и теплообмена идентичны (см. рис. 2). Расчет переноса теплоты во внутреннем и внешнем каналах проводится от ячейки к ячейке, начиная со входа.

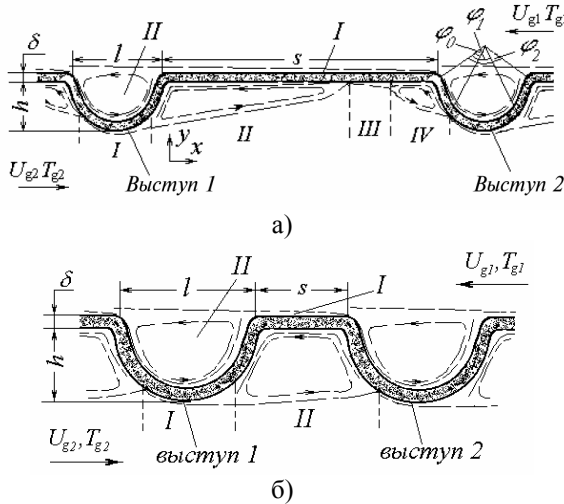


Рис. 2. Расчетная схема течения в межреберной ячейке: а – большие расстояния между выступами; б – малые расстояния между выступами

Рассмотрим два случая расположения выступов (впадин): 1) между выступами (впадинами) имеется большой промежуток: $h \ll s$; 2) расстояние между выступами (впадинами) и их высота (глубина) сравнимы между собой: $h \sim s$. Анализ гидродинамического течения в ячейке между выступами для первой геометрии их расположения позволяет условно выделить четыре характерных зоны течения: I – область присоединения внешнего потока к поверхности цилиндрического выступа, II – зону отрывного течения (ОТ) в левом углу ячейки, III – область присоединенного течения (ПТ) к поверхности трубы, VI – зону ОТ в правом углу ячейки (см. рис. 2, а). Для небольших расстояний между выступами в ячейке (случай 2) имеются две характерных зоны течения: I – зона присоединения внешнего потока к поверхности выступа и II – область ОТ с одиночным отрывным вихрем между выступами (см. рис. 2, б).

Что касается условий течения на внутренней поверхности трубы с периодически расположенными впадинами, то независимо от расстояния s между ними в элементарной ячейке можно выделить две характерные области течения I – зону формирования ПС на участке поверхности трубы между впадинами и II – область ОТ с одиночным отрывным вихрем во впадине (рис. 2).

На основании проведенного анализа условий течения запишем исходные уравнения теплопереноса в отдельной ячейке. Для тонких стенок, толщина которых существенно меньше ее продольных размеров ($s \gg \delta, r \gg \delta$), после усреднения температуры по толщине стенки уравнения переноса на элементарном участке поверхности имеют вид:

$$\lambda \delta \frac{\partial^2 \bar{T}_i}{\partial x^2} = q_{1,n}(x, \bar{T}_i) + q_{2,m}(x, \bar{T}_i); \quad (1)$$

$$\lambda \delta \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \bar{T}_i}{\partial \varphi^2} = q_{1,n}(r\varphi, \bar{T}_i) + q_{2,m}(r\varphi, \bar{T}_i), \quad i = 1, 2, \dots, N, \quad (2)$$

$$\text{где } \bar{T}_i = \frac{1}{\delta} \int_0^\delta T_i(x, y) dy, \quad \bar{T}_i = \frac{1}{\delta} \int_{\eta_1}^{\eta_1+\delta} T_i(j, r) dr$$

усредненные температуры стенки трубы на плоском и вогнутом i -м участке поверхности; координаты x, φ относятся соответственно к участку трубы и цилиндрическому интенсификатору i -го элемента поверхности длиной $s+l$; r – радиус кривизны поверхности интенсификатора; η_1 – внутренний радиус интенсификатора; индексы 1, 2 обозначают внешнюю и внутреннюю стороны трубы, а n, m соответственно указывают номер характерной области течения на внутренней и внешней поверхностях трубы ($n = I, II; m = I - VI$); N – количество элементарных ячеек на поверхности трубы (см. рис. 2).

Если пренебречь тепловыми потерями с торцов трубы на первом и последнем участках поверхности, граничные условия для элементарного участка стенки могут быть представлены в виде:

$$\left. \frac{\partial \bar{T}_1}{\partial x} \right|_{x=0} = 0, \quad \left. \frac{\partial \bar{T}_N}{\partial x} \right|_{x=s} = 0, \quad \bar{T}_i(x=s) = \bar{T}_i(\varphi=0);$$

$$\left. \frac{\partial \bar{T}_i}{\partial x} \right|_{x=s} = \left. \frac{\partial \bar{T}_i}{r \partial \varphi} \right|_{\varphi=0}, \quad \bar{T}_i(\varphi=\varphi_2) = \bar{T}_{i+1}(x=0);$$

$$\left. \frac{\partial \bar{T}_i}{r \partial \varphi} \right|_{\varphi=\varphi_2} = \left. \frac{\partial \bar{T}_{i+1}}{\partial x} \right|_{x=0}, \quad i = 1, 2, \dots, N-1. \quad (3)$$

Отметим, что длина последнего участка равна s , а ОТ вблизи его торца отсутствует.

Расчет локального теплообмена на поверхности трубы для i -й ячейки будем проводить отдельно на каждом из участков течения I-IV (рис. 2). При расчете теплопереноса в областях формирования ПС воспользуемся методом, изложенным в [2-4]. Согласно этому методу для вынужденных течений влияние неизотермичности обтекаемой поверхности на теплообмен учитывается с помощью функции влияния необогреваемого участка $f(x, \xi)$, где x, ξ – текущая координата и длина необогреваемого участка поверхности. Поскольку уравнения энергии

для теплоносителя линейны, то, используя принцип суперпозиции (теорему Дюамеля), для его решений можно записать обобщенное функциональное соотношение между плотностью отводимого теплового потока и температурой поверхности при произвольном ее распределении:

$$q_{j,k}(r, \bar{T}_i) = \alpha_{jk}^* (|x-x_i|) \left[\bar{T}_i(x=x_k) - T_{gjk} + \int_{x_k}^x f(|x-x_k|, |x'-x_k|) \frac{d\bar{T}_i}{dx'} dx' \right], \quad j=1,2, \quad (4)$$

где x_k – координата, соответствующая началу формирования ПС на k -м участке поверхности; T_{gjk} – температура j -го теплоносителя. Для ПС локальные значения коэффициента теплоотдачи на изотермической поверхности $\alpha_{jk}^*(x)$ определяются по формуле

$$\alpha^*(x) = c \lambda_g \text{Re}_x^k \text{Pr}^r / x. \quad (5)$$

Вид функции влияния необогреваемого участка $f(x, \xi)$ определяется при решении уравнений переноса для ПС, представленных в интегральной форме, и в общем случае может быть получен в виде $f(\xi, x) = [1 - (\xi/x)^{C_1}]^{C_2}$. Коэффициент c и показатели степени k, r, C_1, C_2 находятся расчетным путем или на основании экспериментальных данных и зависят от характера течения в ПС (ламинарный или турбулентный), значений чисел Pr , Re и ряда других факторов [2-5].

Для расчета теплообмена в областях ОТ используется подход, предложенный Бэтчелором и развитый Чепменом и другими авторами [6]. В соответствии с этим подходом, ОТ условно разбивается на область пристенного ПС, вихревое ядро, внешний потенциальный поток и слой смешения между ними. Для ОТ можно приближенно полагать, что на внешней границе вихря скорость U_{sep} связана со скоростью внешнего потенциального течения U_g соотношением $U_{sep} = K_U U_g$, где K_U – некоторый коэффициент, который для ОТ при обтекании уступов и выемок имеет значение $K_U = 0,2 - 0,3$. Методика расчета теплопереноса для участков с установившимся ОТ приведена в [4]. В процессе счета из баланса тепловых потоков, подводимых и отводимых от вихревого ядра со стороны стенки и внешнего потока, $Q_{s1} = Q_{s2}$ определяется усредненная по объему температура вихревого ядра

$$T_{g,sep} = \left[\int_{s_1} \alpha_{s1} T_g ds_1 + \int_{s_2} \alpha_{s2} T_s ds_2 \right] (\bar{\alpha}_{s1} + \bar{\alpha}_{s2})^{-1},$$

где s_1, s_2 – соответственно контур обтекания со стороны внешнего потока и стенки, $\bar{\alpha}_{si} = \int_{s_i} \alpha_{si} ds_i$ –

усредненный по контуру s_i коэффициент теплоотдачи для слоя смешения ($i=1$) и пристенного ПС ($i=2$). При вычислении плотности теплового потока, отводимого с поверхности стенки, для областей ОТ в соотношении (4) необходимо полагать $T_g = T_{g,sep}$.

Общий алгоритм численного расчета системы интегродифференциальных уравнений (1), (2) с граничными условиями (3) и соотношениями для плотностей тепловых потоков (4) изложен, например, в [7,8]. В силу того, что для противотока изменение температур внешнего и внутреннего теплоносителей, а также значения температурных градиентов в стенке по длине трубы заранее неизвестны, была организована итерационная процедура вычислений. Изменение температуры теплоносителей в межтрубном пространстве и внутри трубы на i -м участке трубы длиной $\Delta x = s+l$ определялось по суммарному тепловому потоку, отведенному (подведенному) к теплоносителю на участке поверхности Δx .

Используя описанную выше методику расчета, найдены локальные и интегральные тепловые характеристики в каждой ячейке между выступами (впадинами), а также общее количество тепла, переданное стенкой с интенсификаторами. Для апробации разработанной модели теплопереноса труб с интенсификаторами проведено сравнение результатов расчета с зависимостями, полученными в [1] экспериментальным путем для труб с накаткой. Результаты сравнения расчетной и экспериментальной зависимости $\text{Nu}_d / \text{Nu}_{d,zi}$ для труб с интенсификаторами при различном расстоянии между выступами для $\text{Re}_{d1} = 2,02 \cdot 10^3$, $h/d_1 = 0,1$ представлены на рис. 3. Максимальные различия между расчетными и экспериментальными данными составляют $\pm 17\%$.

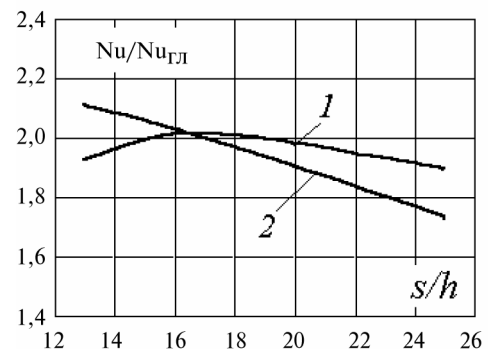


Рис. 3. Зависимость Nu/Nu_{zi} от расстояния между выступами $s/h = 2$: 1 – расчетная кривая; 2 – экспериментальная зависимость [1]

В результате расчетов получены локальные распределения коэффициентов теплоотдачи α_{jk} на элементарном участке внутренней и внешней поверхностей трубы при большом и малом расстоянии между выступами (впадинами) (рис. 4, 5).

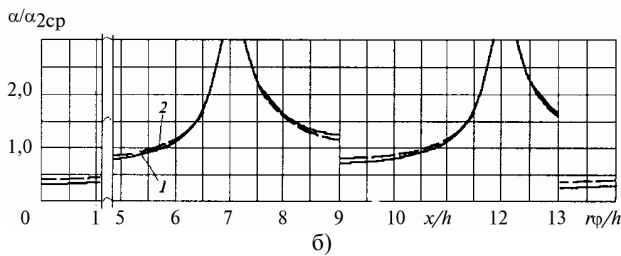
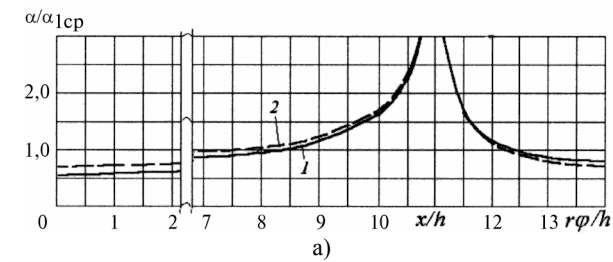


Рис. 4. Распределение локальных коэффициентов теплоотдачи в ячейке на внешней (а) и внутренней (б) поверхности трубы при $s/h = 11$; 1 – решение сопряженной задачи; 2 – изотермическая поверхность

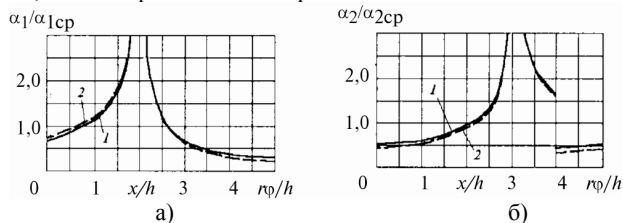


Рис. 5. Распределение локальных коэффициентов теплоотдачи в ячейке на внешней (а) и внутренней (б) поверхности трубы при $s/h = 2$: 1 – решение сопряженной задачи; 2 – изотермическая поверхность

Как следует из расчетов, максимальный теплообмен имеет место на начальных участках формирования ПС в областях присоединения потока к поверхности обтекания, а наименьшие значения – вблизи точек отрыва внешнего течения. Кроме распределений α_{jk} на рисунках представлены также коэффициенты теплоотдачи на изотермической поверхности α_{jk}^* . Различия между локальными значениями α_j и α_j^* , полученные в расчетах, могут составлять 15-20 %.

На участках ОТ теплоотдача с поверхности существенно меньше, что обусловлено невысокими значениями коэффициентов теплоотдачи и более низкими значениями температурного напора в областях ОТ. Поэтому при выборе поверхности с интенсификаторами целесообразно использовать геометрии с минимальными размерами отрывных зон, например, уменьшая высоту (глубину) выступов (впадин).

В плане практического применения рассматриваемых поверхностей наибольший интерес представляет такая геометрия поверхности с интенсификаторами, для которой с единицы площади теплообменной поверхности отводится максимальное количество тепла. Чтобы определить поверхности с оптимальным размещением интенсификаторов, были проведены варианты расчеты теплопереноса для рассматриваемых поверхностей при варьировании промежутка между соседними выступами (впадинами). Результа-

ты расчетов представлены на рис. 6, где приведены зависимости усредненных по поверхности удельных отводимых (подводимых) тепловых потоков от относительного расстояния между выступами (впадинами). Расчеты проводились для заданного числа Рейнольдса $Re_{jh} = U_{gj}h/\nu_j = 1,6 \times 10^3$ (U_{gj} – скорость течения в канале, $j=1,2$). Как следует из рис. 6, оптимальное расстояние между выступами внутри трубы составляет $(s/h)_{opt} = 12-16$.

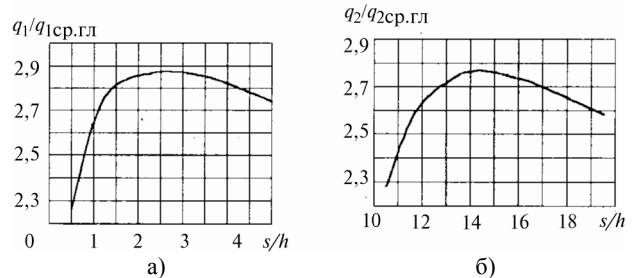


Рис. 6. Зависимость усредненного коэффициента теплоотдачи от расстояния между интенсификаторами на внешней (а) и внутренней (б) поверхности трубы

Что касается поверхностей с малыми расстояниями между выступами, то уменьшение этого расстояния увеличивает общую теплоотдачу на внутренней поверхности обтекания. Отметим, что интенсивность теплообмена для этой геометрии расположения интенсификаторов будет меньшей по сравнению с геометрией, для которой характерны большие расстояния между выступами.

Оптимальные расстояния между впадинами на внешней поверхности трубы существенно меньше, чем оптимальное расстояние между выступами на внутренней поверхности. Как показывает расчет (рис. 6, б), оптимальный интервал между впадинами составляет $(s/h)_{opt} = 2-3$. Это обусловлено условиями обтекания поверхностей с впадинами, где определяющим в суммарную теплоотдачу с поверхности является вклад участков трубы между впадинами, для которых теплоотвод с поверхности максимальный. Интенсивность отвода теплоты во впадинах с ОТ существенно ниже.

В общем случае при выборе оптимальной геометрии трубы с интенсификаторами следует принимать во внимание различие значений усредненных коэффициентов теплоотдачи с двух сторон трубной поверхности. Поскольку при наличии двухстороннего теплообмена на стенке лимитирующим фактором при теплопереносе через стенку является поверхность с более низкими значениями коэффициента теплоотдачи, представляется целесообразным выбирать оптимальное расстояние между интенсификаторами рассматриваемого типа равным

$$(s/h)_{opt} = \frac{\alpha_{1,cp}(s/h)_{2,opt} + \alpha_{2,cp}(s/h)_{1,opt}}{\alpha_{1,cp} + \alpha_{2,cp}},$$

где индексы 1 и 2 относятся к внешней и внутренней поверхностям трубы.

Одним из выводов, который можно сделать из результата проведенных расчетов, является целесооб-

разность уменьшения высоты интенсификаторов. Поскольку в области ОТ плотности тепловых потоков, отводимых с единицы площади обтекаемой поверхности, меньше, чем в области ПТ, то снижение высоты интенсификаторов уменьшает размеры участков ОТ и увеличивает интенсивность теплоотдачи с поверхности в целом.

Расчет гидравлических сопротивлений поверхностей рассматриваемого типа показывает, что уменьшение высоты цилиндрических интенсификаторов помимо интенсификации теплообмена приводит также к снижению гидравлического сопротивления в каналах. Этот вывод подтверждается данными экспериментальных исследований [1].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Расчеты теплопереноса для шахматного пучка труб с цилиндрическими интенсификаторами, проведенные с использованием интегральных методов, показывают, что оптимальным соотношением между выступами являются $(s/h)_{opt} = 12-16$, а между впадинами — $(s/h)_{opt} = 2-3$. Выбор оптимального расстояния между интенсификаторами при двухстороннем обтекании стенок зависит от соотношения между теплоотдачей с внешней и внутренней поверхности труб.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

d - диаметр трубы, м;
 h - высота выступа (впадины), м;
 s - расстояние между выступами (впадинами), м;
 T - температура, К;
 q - плотность отводимого (подводимого) теплового потока, Вт/м²;
 U - скорость течения, м/с;
 x, y - текущие координаты, м;
 α - локальный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 δ - толщина, м;
 φ - угловая координата, рад;
 λ - коэффициент теплопроводности, Вт/(м²·К);

$Re = Ul/\nu$ - число Рейнольдса (l - характерный размер);

Pt - число Прандтля;

$f(x, \xi)$ - функция влияния необогреваемого участка;

ПС – пограничный слой;

ОТ – отрывное течение;

ПТ – присоединенное течение.

Индексы:

gl - гладкая поверхность;

cp - усредненное значение;

g - внешний теплоноситель;

sep - отрывной;

* - изотермическая поверхность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А.** Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение. 1981, 207 с.
2. **Кэйс В.М.** Конвективный тепло- и массоперенос. М.: Энергия, 1972. 446 с.
3. **Дорфман А.Ш.** Теплообмен при обтекании неизотермических тел. М.: Машиностроение, 1982. 191 с.
4. **Горобец В.Г.** Теплообмен при обтекании неизотермических развитых поверхностей. Дис. ... д-ра техн. наук. Киев: ИТТФ НАН Украины, 2004. 42 с.
5. **Сибиси Т., Брэдшоу П.** Конвективный теплообмен. М.: Мир, 1987. 590 с.
6. **Чжен П.** Отрывные течения. М.: Мир, 1972. Т.1-3.
7. **Гречанный О.А., Дорфман А.Ш., Горобец В.Г.** Сопряженный теплообмен и эффективность поперечно обтекаемых плоских ребренных поверхностей в условиях вихреобразований // ТВТ. 1986. Т. 24. № 5. С. 900 - 906.
8. **Горобец В.Г.** Сопряженный конвективный теплообмен кольцевых ребер при поперечном их обтекании // Прикл. мех. и техн. физика. Изв. СО РАН. 1993. Т. 34. № 3. С. 108 - 115.