

УДК 532.516: 536.24.01

ХАЛАТОВ А.А.

*Институт технической теплофизики НАН Украины*

# НОВЫЕ ВИХРЕВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ АЭРОТЕРМОДИНАМИКИ В ЭНЕРГЕТИЧЕСКОМ ГАЗОТУРБОСТРОЕНИИ

## Часть 3. Совершенствование термогазодинамических процессов

$C_p$  – коэффициент давления;  
 $D, d$  – диаметр углубления;  
 $f$  – коэффициент поверхностного трения;  
 $H$  – высота канала;  
 $h$  – глубина углубления;  
 $m$  – массовый расход;  
 $Nu$  – число Нуссельта;  
 $Re$  – число Рейнольдса;

$S$  – поверхность теплообмена;  
 $T$  – температура.

**Индексы:**

1 – вход;  
 2 – выход;  
 0 – осевой поток (стандарные условия);  
 г – “горячий” теплоноситель;  
 х – “холодный” теплоноситель.

**Управление структурой потока**

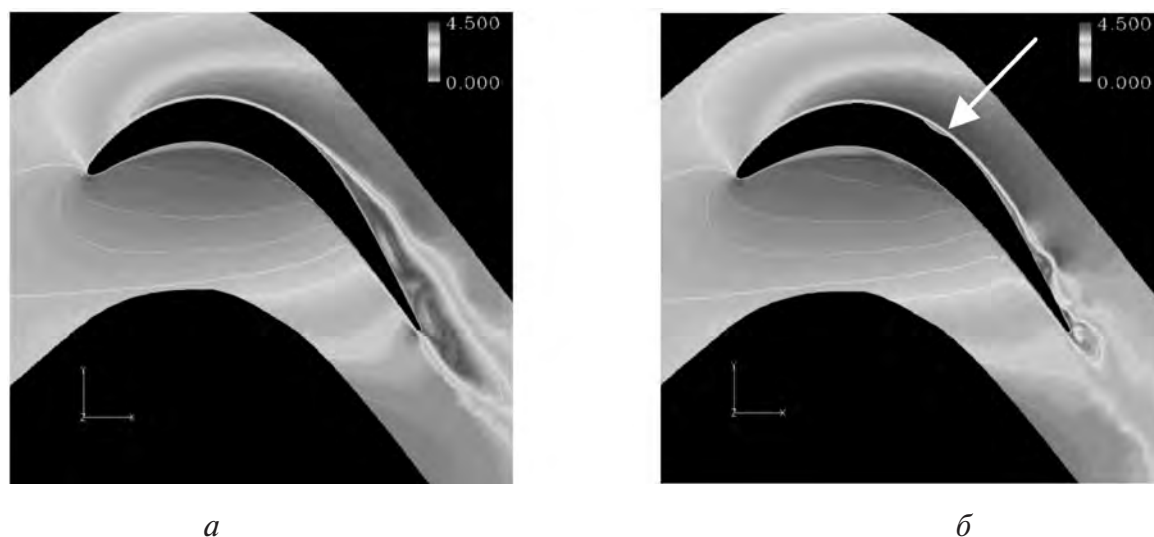
*Отрыв потока.* Как показано в [1], одиночный и двойной ряд “мелких” сферических и цилиндрических углублений ( $h/D = 0,10$ ) генерируют объемно-вихревые флуктуации потока за углублениями. Эти пульсации вносят дополнительную кинетическую энергию в пограничный слой, способствуя повышению его устойчивости (положительный градиент давления) или “активации” ламинарно-турбулентного перехода. Эти свойства одно- и двухрядной системы поверхностных углублений позволили предложить новый метод пассивного контроля отрывом потока около выпуклой поверхности лопатки турбины [2].

Форма углубления играет важную роль в формировании структуры объемных флуктуаций потока. Для первого и второго ряда цилиндрических углублений максимальное значение числа Струхала (максимум флуктуаций) наблюдается при  $Re_D \approx 10000$ , а для сферических – при  $Re_D \approx 17000$ . Однако, как показано в [1], в обоих случаях абсолютный уровень флуктуаций

второго ряда ниже, чем первого, т.е. пульсации первого ряда “подавляют” пульсации второго ряда. Это означает, что для управления отрывом потока более целесообразно использовать однорядную систему углублений.

В работах [3, 4] приведены результаты экспериментального исследования однорядной системы “мелких” сферических углублений ( $h/D \approx 0,10$ ) на выпуклой поверхности лопатки газовой турбины. Измерения показали, что наиболее эффективно отрыв потока “подавляется” при установке поперечного ряда углублений непосредственно перед областью отрыва потока. Было обнаружено, что при установке углублений потери давления практически отсутствуют при больших (расчетных) числах Рейнольдса и минимальны по сравнению со всеми другими методами при низких (нерасчетных) числах Рейнольдса. Таким образом, положительные свойства “мелких” поверхностных углублений проявляются там, где имеет место отрыв потока.

В работе [5] выполнено компьютерное моделирование и экспериментальное исследование



**Рис. 1. Обтекание лопатки турбины низкого давления в нерасчетных условиях. а – гладкая лопатка; б – лопатка с одним рядом сферических углублений (стрелка). ( $Re_L = 25000$ ) [5].**

ламинарного обтекания лопатки газовой турбины на нерасчетном режиме работы. Расчеты показали, что постановка перед областью отрыва потока на выпуклой поверхности одного ряда “мелких” углублений сферической формы ( $h/D = 0,09$ ) существенно подавляет отрывные явления и сдвигает область отрыва потока к выходной области лопатки (рис. 1). Одновременно обнаружено, что высокая турбулентность внешнего потока снижает положительный эффект управления отрывом потока.

Предельным случаем однорядной системы углублений является поперечная канавка полусферического профиля. В работе [6] экспериментально и численно исследованы характеристики аэродинамического профиля NASA-0015 (США) на различных углах атаки, на стороне разрежения которого формируется отрыв потока. Изучалось влияние “мелкой” полусферической канавки ( $h/D = 0,10...0,15$ ), установленной перед областью отрыва потока. Расчеты показали, что формируемое внутри канавки циркуляционное течение (рис. 2) “активирует” переход к турбулентному режиму в задней части канавки и способствует подавлению отрыва потока.

На рис. 3 приводятся результаты визуализации потока поверхностными индикаторами при экспериментальном исследовании обтекания профиля NASA-0015 воздушным потоком под углом

атаки 3 градуса. Хорошо видно, что постановка поперечной канавки на поверхности профиля способствует быстрому присоединению потока к поверхности профиля и существенному уменьшению протяженности зоны отрыва.

На рис.4 показано распределение статического давления около аэродинамического профиля при обтекании под углом атаки 3 градуса. Пики давления внутри канавки характеризуют сложную структуру потока, связанную с образованием зоны отрыва и рециркуляцией потока. Примерно такой же характер распределения статического давления был обнаружен ранее в сферическом углублении [7]. Как следует, поперечная канавка подавляет отрыв потока, но уменьшает подъемную силу профиля (площадь внутри кривой статического давления на рис.4). Это объясняется большими потерями давления внутри канавки вследствие наклонного натекания внешнего потока на область выхода из канавки. По-видимому, оптимальное (более “гладкое”) проектирование выходной кромки канавки может привести к положительным результатам с точки зрения аэродинамических характеристик профиля.

*Поперечно-обтекаемый цилиндр* является элементом многих технических устройств. Его обтекание характеризуется, как правило, смешанным режимом течения и отрывом потока в кормовой области. Одним из методов пассивного управле-

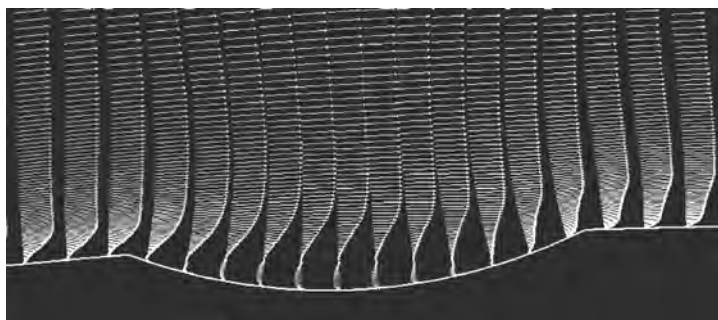


Рис. 2. Структура потока в двумерной канавке при обтекании аэродинамического профиля *NACA-0015* под углом атаки  $3^\circ$  ( $Re_L = 238000$ ) [6].

ния отрывом потока может служить нанесение поверхностных углублений на поверхность цилиндра. Первые эксперименты, выполненные в работе [8], показали, что “мелкие” сферические углубления ( $h/D = 0,10$ ) на внешней поверхности одиночной трубы при ее поперечном обтекании смещают область отрыва потока в кормовую область и уменьшают критическое число Рейнольдса по сравнению со случаем обтекания гладкой трубы. Более поздние эксперименты при поперечном обтекании трубы с углублениями [9] также подтвердили смещение точки отрыва в кормовую область трубы, уменьшение области обратного течения и потери давления ( $Re_d = 139000 \dots 360000$ ). В экспериментах было также обнаружено, что потери давления меньше для “мелких” углублений, а кривая, описывающая коэффициент сопротивления в зависимости от числа Рейнольдса, фактически такая же, как и у мяча для игры в гольф [10].

В работах [11, 12] изучено поперечное обтекание одиночного ряда круглых труб с симметричными и несимметричными углублениями цилиндрической формы диаметром  $d = 1,0 \dots 3,0$  мм и относительной глубиной  $h/d = 0,067 \dots 0,68$ . Результаты исследования показали, что за цилиндром с углублениями на поверхности зона отрыва потока существенно меньше, чем при обтекании гладкого цилиндра (рис. 5). Число Струхала, характеризующее нестационарные флуктуации потока в зоне отрыва потока изменялось от 0,21 до 0,96. Симметричные углубления более эффективно подавляют отрыв потока, наименьшая зона обратного течения обнаружена за трубой с симметричными углублениями диаметром 1,0 мм

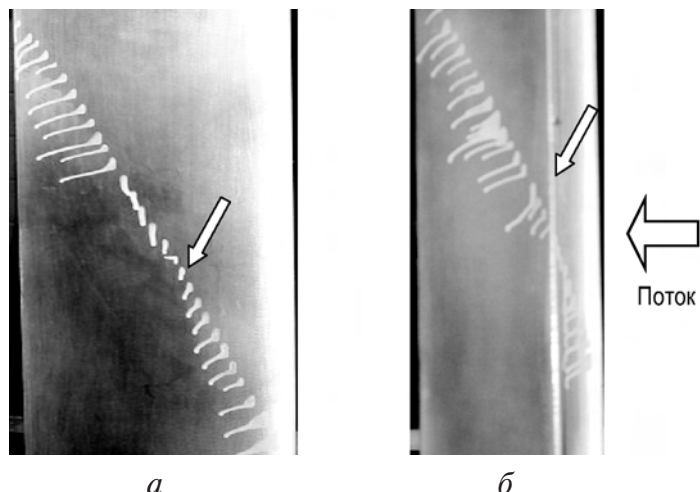


Рис. 3. Линии тока на поверхности аэродинамического профиля *NACA-0015* при угле атаки  $3^\circ$ . а – гладкий профиль; б – профиль с канавкой [6]. Стрелки показывают линию отрыва потока.

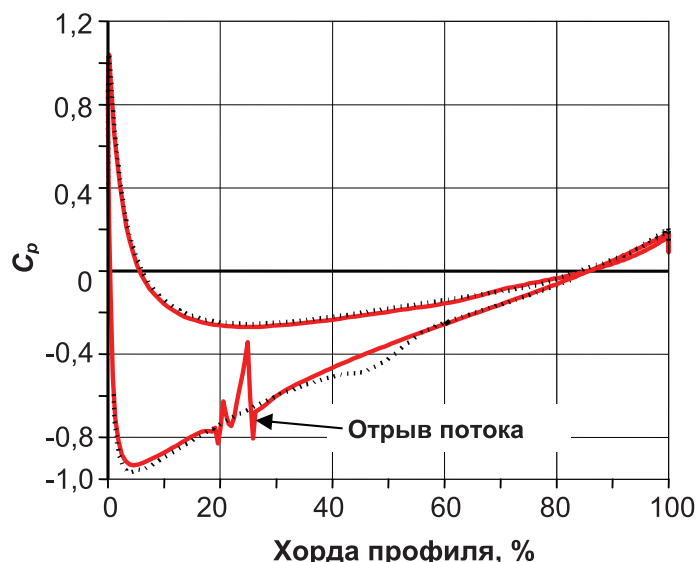


Рис. 4. Коэффициент давления на поверхности гладкого профиля *NACA-0015* (пунктир) и профиля с продольной канавкой (сплошная линия) под углом атаки  $3^\circ$ .  $Re_L = 238000$  [6].

и относительной глубиной 0,68 (LS) и трубой с симметричными углублениями диаметром 3,0 мм и относительной глубиной 0,06 (GS).

В отличие от гладкого цилиндра ширина зоны отрыва потока за трубой с углублениями изменяется по кривой с минимумом в области  $Re_d = 9000 \dots 28000$  (рис. 6), причем при  $Re_d > 40000 \dots 50000$  ширина зоны отрыва практически стабилизируется. Для каждого типа углубления существует определенное число



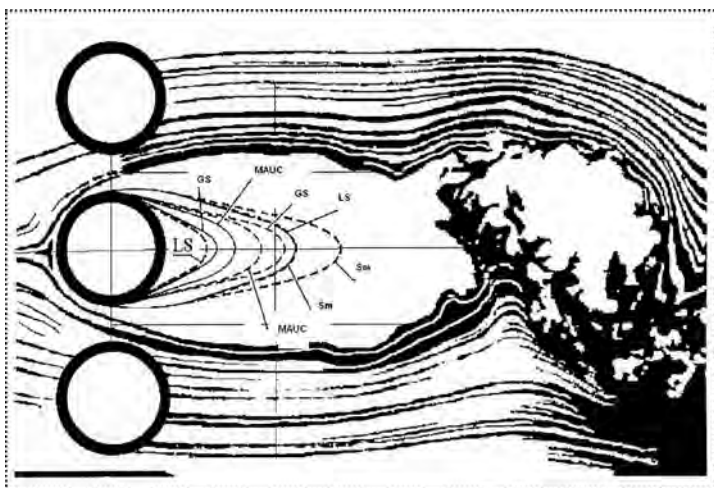


Рис. 5. Линии тока за одним рядом круглых труб с углублениями на поверхности [11, 12].  
Сплошные линии – гладкий цилиндр ( $Re_d=10000$ );  
пунктирные – симметричные и несимметричные углубления ( $Re_d=21680$ ).

Рейнольдса, при котором зона отрыва потока является минимальной.

Для эффективного управления структурой потока большое значение имеет определение режимов течения в углублении при воздействии различных факторов. В работе [13] на основе обобщения опубликованных данных построена карта режимов течения в одиночном углублении сферической формы. Данные, приведенные в [13], могут быть также использованы при анализе одно- и многорядных систем углублений, поскольку структура потока в одиночном углублении незначительно отличается от таковой в углублении, расположенном в двух-, трех- и многорядной системе углублений [1]. Наиболее интересная с практической точки зрения область “смерчевого” поведения вихря наблюдается в области  $h/D = 0,1 \dots 0,5$ , и граница этой области определяется уравнением [13]

$$h/D = 3200Re_D^{-1} + 0,054, \quad (3.1)$$

где  $Re_D$  – число Рейнольдса, построенное по диаметру углубления. В наиболее глубоком углублении ( $h/D=0,5$ ) “смерчеобразный” режим поведения вихря возникает при  $Re_D > 7000$ , а при обтекании “мелкого” углубления ( $h/D < 0,10$ ) образуются только объемно-вихревые флуктуации потока [1].

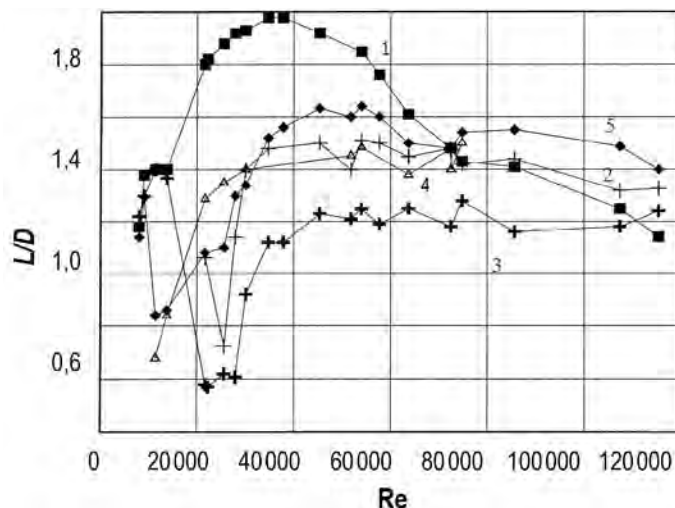


Рис. 6. Ширина зоны отрыва потока  $L$  за цилиндром с поверхностными углублениями [11, 12].  
1 – гладкая труба; 2–4 – симметричные углубления: 2 –  $d=1,0$  мм,  $h/d=0,32$ ; 3 –  $d=1,0$  мм,  $h/d=0,68$ ; 4 –  $d=3,0$  мм,  $h/d=0,067$ ;  
5 – несимметричные углубления:  $d=2,6$  мм,  $h/d=0,23$ .

Вихревые ячейки [14] относятся к активно-пассивным методам управления отрывом потока на поверхности плохообтекаемых тел. Они представляют собой выемку (чаще круговую) на поверхности обтекаемого тела, внутри которой образуется область с замкнутыми линиями тока. Такая выемка является генератором вихрей, которые вносятся в пограничный слой и подавляют отрыв потока (пассивный режим). Степень вихревого движения в вихревой ячейке может быть существенно увеличена за счет тангенциальной подачи и закрутки потока внутри нее (активный режим).

Система вихревых ячеек встраивается в корпус плохообтекаемых тел и используется для управления отрывом потока. Одним из примеров является аппарат типа “летающей тарелки” “ЭКИП”, срединное сечение которого представляет собой относительно толстый профиль [14]. Применение вихревых ячеек позволило добиться полного подавления отрыва потока и существенного повышения аэродинамического качества летательного аппарата.

*Вторичные течения.* Свойство поверхностных углублений генерировать нестационарные вихревые структуры, привело к новой идее “газодина-

мического замка” в узком зазоре за счет формирования вихревых структур, способных перекрывать узкий зазор [15]. Углубления, выполненные на верхней торцевой поверхности лопатки и неподвижном корпусе турбины, генерируют вихревые структуры, которые при их взаимодействии в условиях вращения лопатки уменьшают вторичные перетекания со стороны поверхности давления лопатки на сторону разрежения, способствуя повышению КПД ступени. Эта проблема исключительно важна для современного газотурбостроения и может сочетаться с тепловым регулированием зазора.

### **Новые поверхности теплообмена**

Специфические свойства поверхностных генераторов вихрей широко используются для интенсификации теплообмена. Подробный анализ исследований теплообмена около поверхностей с многорядными углублениями представлен в монографии [1]. В работах [16, 17] представлены обобщенные диаграммы, характеризующие интенсификацию теплообмена, гидравлическое сопротивление, фактор аналогии Рейнольдса и параметр теплогидравлической эффективности в каналах прямоугольного сечения с цилиндрическими и сферическими углублениями, а также со сферическими углублениями и выступами.

В ряде приложений, в частности при создании теплообменных аппаратов с существенно различным давлением в трактах “горячего” и “холодного” теплоносителя, применение обычных каналов невозможно, и для предотвращения их “смятия” необходимо использование контролируемых элементов. Для этого случая в ИТТФ НАН Украины разработаны и исследованы более десяти вариантов новых поверхностей теплообмена, основанных на использовании углублений различной формы и глубины [1, 18], некоторые из которых представлены на рис. 7.

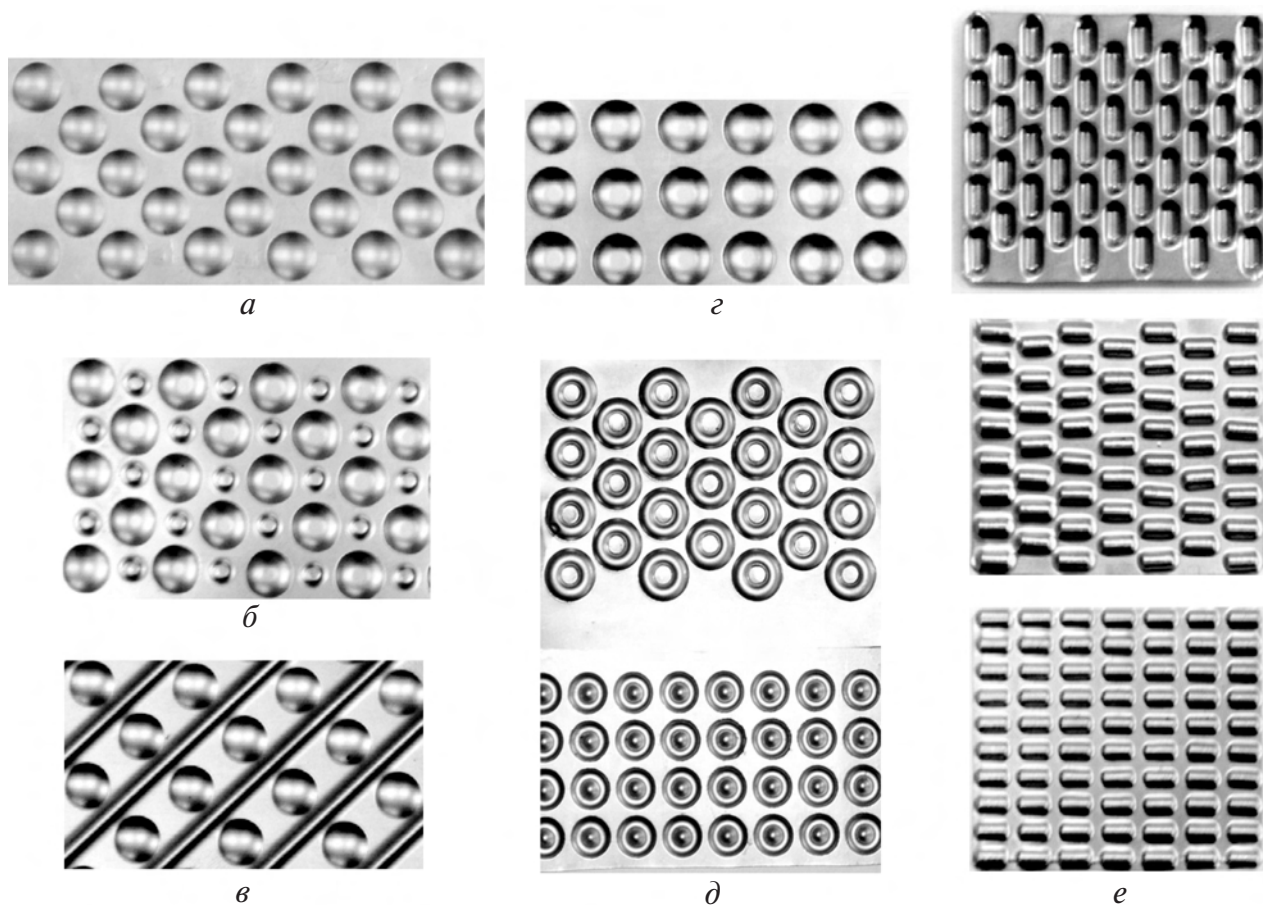
Отличительная особенность разработанных поверхностей состоит в том, что наряду с поверхностными углублениями они включают специальные элементы для поддержания постоянной высоты теплообменного канала. Так как эти элементы частично перекрывают поперечное сечение канала, то они могут разрушать вихревую

структуру, генерируемую углублениями. Для определения теплогидравлических характеристик каналов было проведено подробное исследование теплообмена и гидравлического сопротивления новых поверхностей теплообмена, на основе которого далее выполнены расчеты фактора аналогии Рейнольдса  $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)$  и параметра теплогидравлической эффективности  $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{0,33}$ . Ниже рассмотрены наиболее важные результаты этих исследований.

*Канал “углубления-углубления”.* В “узком” канале ( $H/D = 0,175$ ) со сферическими углублениями на обеих сторонах интенсификация теплообмена  $Nu/Nu_0$  составляет 2,1...3,7 при изменении плотности углублений от 40 до 67% [1]. Наибольшие значения фактора интенсификации теплообмена ( $Nu/Nu_0 = 3,7$ ) и параметра теплогидравлической эффективности (2,8) получены при плотности углублений 67% и эквивалентом числе Рейнольдса ( $Re$ ) около 2400 (рис. 8). Фактор аналогии Рейнольдса в канале превышает единицу во всем диапазоне чисел Рейнольдса.

*Канал с овальными сферическими углублениями.* В работе [19] исследованы “узкие” каналы, образованные поверхностями с овальными углублениями (рис. 7,  $d$ ;  $H/D = 0,175$ ; высота канала  $H = 2,1$  мм;  $D = 12$  мм – диаметр углубления). Канал образован наложением поверхностей с овальными углублениями и их смещением друг относительно друга на угол  $45^\circ$ . Интенсификация теплообмена при различной плотности углублений (60...73%) составляет 3,3...4,3, а относительное увеличение гидравлического сопротивления  $f/f_0 - 33...62$ . Теплогидравлическая эффективность при этом изменяется от 0,8 до 1,4, причем наибольшие ее значения получены в области более низких значений эквивалентного числа Рейнольдса ( $Re = 2200...2600$ ) при плотности углублений 55%. Выводы, приведенные в работе [19], указывают на необходимость дальнейшего совершенствования поверхности с овальными углублениями в направлении снижения гидравлического сопротивления.

*Канал “углубления – выступы”.* В работе [20] изучен канал, образованный наложением обратной стороны тонкой (0,2 мм) поверхности, имеющей сферические выступы, на поверхность с углублениями. Выпуклости на обратной стороне



**Рис. 7. Новые теплообменные поверхности [19].**

*а, г – шахматное и коридорное расположения углублений; б – сферические углубления и дистанционирующие выступы; в – сферические углубления и диагональные ребра; д – сферические углубления с овалом (“кратеры”); е – продолговатые углубления и выступы.*

поверхности плотно контактируют с плоской поверхностью между углублениями при шахматном и коридорном расположениях углублений и выступов. Высота канала  $H$  составляла 2,0 мм, диаметр  $D$  – 10 мм ( $H/D = 0,2$ ), а плотность углублений изменялась от 34 до 48,5%. Максимальная интенсификация теплообмена, достигнутая при  $Re = 2400$ , составила 4,6 для “шахматного” (плотность – 48,5%) и “коридорного” (плотность – 34%) расположений сферических углублений. Наибольшее значение фактора аналогии Рейнольдса (около 0,4) и параметра теплогидравлической эффективности (около 2,0) имеет поверхность с “коридорным” расположением углублений при  $Re \approx 2400$  и плотности углублений 34%. Таким образом, “коридорное” расположение углублений при умеренной плотности уг-

лублений является более предпочтительным, поскольку в меньшей степени разрушает вихревую структуру, генерируемую углублениями.

Канал “углубления – дистанционирующие выступы”. В этом случае дистанционирующие выступы полусферической формы плотно контактируют с плоской поверхностью между углублениями (рис. 7, б). В работе [1] представлены результаты исследования “узкого” канала высотой 2,1 мм с углублениями диаметром 12,0 мм ( $H/D = 0,175$ ); эквивалентное число Рейнольдса изменялось от 950 до 5500. Максимальная интенсификация теплообмена ( $Nu/Nu_0 = 4,2$ ) достигнута при  $Re \approx 2400$ , а относительные потери давления  $f/f_0$  при этом составили 10,5. Наибольшее значение фактора аналогии Рейнольдса для рассматриваемого канала при  $Re > 2400$  составило



около 0,4, а параметра теплогидравлической эффективности – 1,9. Это примерно соответствует данным, полученным для канала “углубления – выступы”. При  $Re > 2400$  отношение  $f/f_0$  сохраняется примерно постоянным, а фактор интенсификации теплообмена  $Nu/Nu_0$  незначительно снижается.

*Канал “продолговатые углубления – выступы”.* В работе [21] изучены три канала с поперечным расположением продолговатых углублений и продольным расположением продолговатых выступов (рис. 7, e;  $H = 2,0$  мм) и два канала с поперечными выступами и продольными углублениями такой же формы ( $H = 2,5$  мм). Эквивалентное число Рейнольдса изменялось от 710 до 8600. Максимальная интенсификация теплообмена в зависимости от конфигурации составила 6,0...9,1 ( $Re \approx 2400$ ), а относительные потери давления изменялись от 18 до 130. Так же, как и в предыдущем случае, отношение  $f/f_0$  при  $Re > 2400$  остается примерно постоянным, а отношение  $Nu/Nu_0$  – незначительно снижается. Фактор аналогии Рейнольдса уменьшается с ростом числа Рейнольдса, а параметр теплогидравлической эффективности изменяется по кривой с максимумом при  $Re \approx 2400$ . Наибольшее значение фактора аналогии Рейнольдса составило 0,34 ( $Re \approx 1000$ ), а параметра теплогидравлической эффективности – 2,1 ( $Re \approx 2400$ ).

*Канал “углубления – диагональные ребра”.* При наложении поверхностей с диагональными ребрами друг на друга формируется “узкая” вихревая матрица. Изучены два канала с углом пересечения ребер  $\beta = 45^\circ$  (рис.7, в) и высотой канала 2,0 мм (высота ребра 1,0 мм). Продольный и поперечный шаги углублений равнялись 10 мм, эквивалентное число Рейнольдса изменялось от 950 до 9050. Первый канал имел сферические углубления диаметром 12,0 мм и глубиной 2,4 мм, расположенные в области между диагональными ребрами, а второй канал таких углублений не имел.

Исследования показали, что нанесение углублений практически не влияет на величину фактора интенсификации теплообмена ( $Nu/Nu_0$ ). Это отношение изменяется по кривой с максимумом при  $Re \approx 2400$ , причем его максимальное значение составляет 6,2. Отношение  $f/f_0$  для обеих конфигураций достигает максимума при

$Re \approx 2400$ , а затем сохраняется примерно постоянным. Опытные данные для “узкой” вихревой матрицы с углублениями незначительно (5...7%) превышают результаты, полученные для вихревой матрицы без углублений. Максимальная величина отношения  $f/f_0$  для матрицы с углублениями составляет приблизительно 22. Фактор аналогии Рейнольдса при изменении числа Рейнольдса от 1000 до 8000 уменьшается от 0,4 до 0,2, а параметр теплогидравлической эффективности изменяется по кривой с максимумом при  $Re \approx 2400$ . Максимальное значение этого параметра для обеих конфигураций составляет 2,3.

*Сравнительный анализ.* На рис. 8 дается сравнение новых поверхностей теплообмена. Интенсификация теплообмена и увеличение гидравлического сопротивления приведены на рис. 8, а, откуда следует, что отношения  $Nu/Nu_0$  и  $f/f_0$  зависят от числа Рейнольдса: для всех каналов отношение  $Nu/Nu_0$  достигает максимума при  $Re \approx 2400$ . Наибольшая степень интенсификации теплообмена (6,2) имеет место в канале с углублениями и диагональными ребрами. Для канала с углублениями и дистанционирующими выступами максимальное значение интенсификации составляет 4,2, а для канала с углублениями на двух сторонах канала – только 2,5. При  $Re > 5000$  отношения  $Nu/Nu_0$  и  $f/f_0$  незначительно уменьшаются для всех исследованных каналов.

Результаты определения фактора аналогии Рейнольдса приведены на рис. 8, б. Значение больше единицы получено только для канала с углублениями на двух сторонах. Загромождение поперечного сечения канала контролирующими элементами (каналы 2 – 5) существенно снижает фактор аналогии Рейнольдса вследствие частичного или полного разрушения вихревой структуры, генерируемой углублениями. В канале с диагональными ребрами (с углублениями и без них) фактор аналогии Рейнольдса изменяется от 0,4 при малых числах Рейнольдса до 0,2 при  $Re = 10000$ . Для канала с углублениями и дистанционирующими выступами он имеет более высокое значение, изменяясь от 0,5 при малых числах Рейнольдса до 0,35 при  $Re = 5500$ .

Параметр теплогидравлической эффективности для всех каналов изменяется по кривой с максимумом при  $Re \approx 2400$  (рис. 8, б), причем наи-

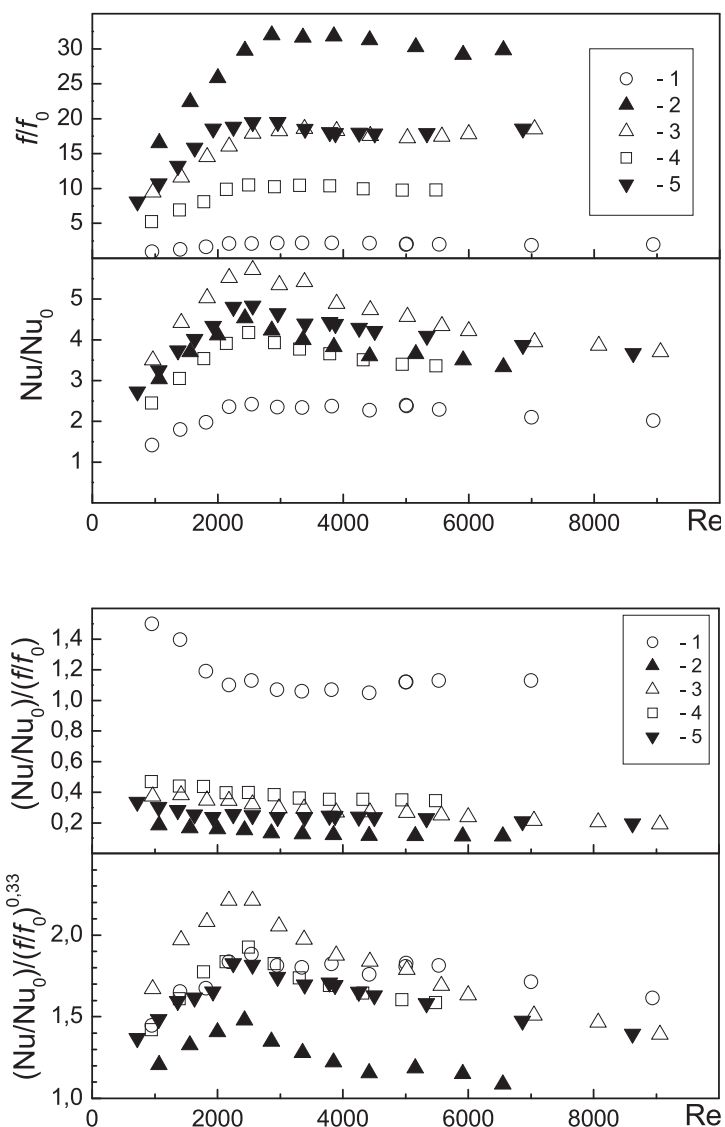


Рис. 8. Теплогидравлические характеристики новых поверхностей теплообмена [18].

- 1 – канал “углубления – углубления” (рис. 7, а), плотность углублений 55%;
- 2 – канал “углубления – выступы”;
- 3 – канал “углубления – диагональные ребра”;
- 4 – канал “углубления – полусферические дистанционирующие выступы”;
- 5 – канал “продолговатые углубления – выступы”.

большее значение имеют каналы с диагональными ребрами и углублениями. Канал с углублениями на двух сторонах канала имеет невысокие значения параметра теплогидравлической эффективности вследствие низкого уровня интенсификации теплообмена. Таким образом, поверх-

ность с диагональными ребрами и углублениями между ними обладает наиболее высокими показателями интенсификации теплообмена и теплогидравлической эффективности.

В ряде случаев, в частности в высокотемпературных аппаратах, использование поверхностей теплообмена с многорядными углублениями затруднительно вследствие возникновения значительных термических напряжений из-за большой разницы температур между “горячим” и “холодным” теплоносителем. В этом случае более привлекательными являются поверхности теплообмена с двухрядными углублениями, которые устанавливаются отдельными группами на поверхности через 2–3 диаметра углублений.

В работах [22, 23] выполнено экспериментальное исследование теплообмена, поверхностного трения и теплогидравлической эффективности за двумя рядами углублений сферической, цилиндрической, ромбовидной и квадратной формы с относительной глубиной  $h/D = 0,20$  и  $0,30$ . Исследования показали, что для исследованной поверхности фактор аналогии Рейнольдса и параметр теплогидравлической эффективности всегда больше единицы, при этом теплогидравлическая эффективность двухрядных и многорядных систем практически одинакова и находится в диапазоне  $1,1 \dots 2,1$ .

Выше было рассмотрено использование симметричных и несимметричных углублений на внешней поверхности круглой трубы при управлении отрывом потока при поперечном обтекании. Трубы с поверхностными углублениями могут также эффективно использоваться и для интенсификации внешнего теплообмена. Исследования, выполненные в [11, 12] при поперечном обтекании одиночного ряда труб, показали, что интенсификация среднего теплообмена наблюдается для симметричных и несимметричных углублений, причем наибольшие значения фактора интенсификации ( $Nu/Nu_0 = 1,70 \dots 1,78$ ) получены в области больших чисел Рейнольдса при обтекании труб с глубокими несимметричными ( $h/D = 0,23$ ) и мелкими симметричными углублениями ( $h/D = 0,09$ ). Трубы с наиболее глубокими симметричными углублениями ( $h/D = 0,68$ ) обладает наихудшими показателями по теплообмену. Наибольшая теплогидравлическая эффек-



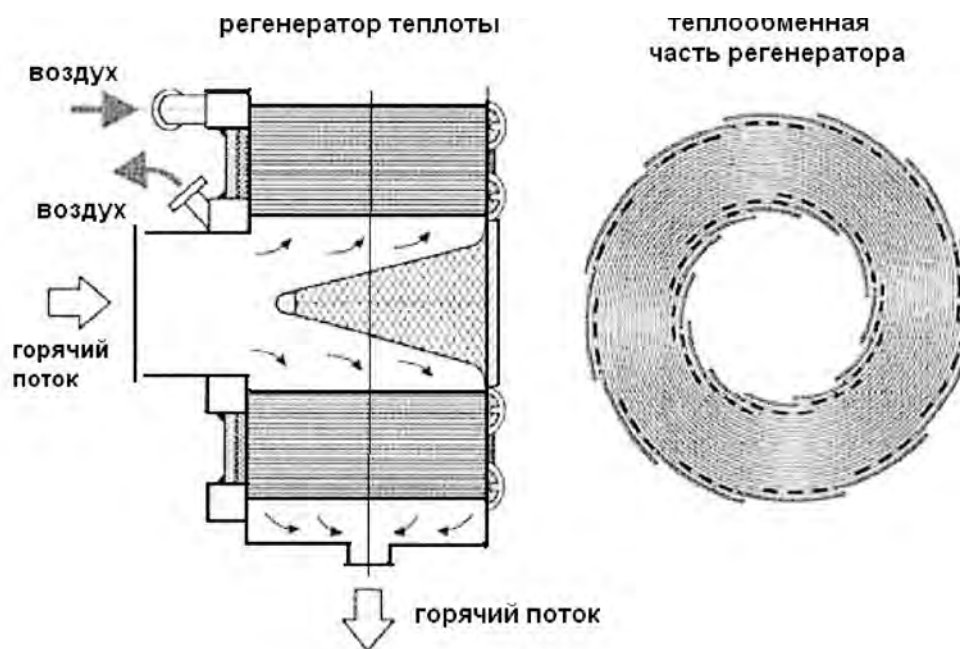


Рис. 9. Схема теплообменника (регенератора) спирального типа [22].

тивность наблюдается для труб с несимметричными углублениями.

Что касается углублений на внутренней поверхности трубы, то при использовании сферических углублений параметр теплогидравлической эффективности существенно меньше единицы [1]. Применение цилиндрических углублений при определенном сочетании их диаметра, плотности и глубины может привести к увеличению теплообмена и снижению гидравлических потерь [1]. В этом случае положительный эффект достигается за счет «качения» основного потока по вихревым структурам, которые генерируются углублениями, и частичной замены трения скольжения трением качения. В частности, в работе [24] при изучении особенностей обтекания двухрядной системы углублений на плоской поверхности были обнаружены режимы обтекания поверхности, когда трение качения частично или полностью заменялось трением скольжения.

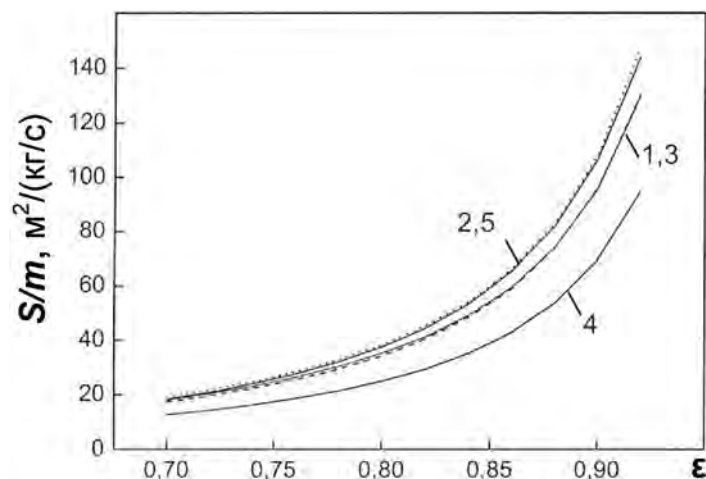
### Теплообменные аппараты

Новые поверхности, разработанные в ИТТФ НАН Украины, имеют большую перспективу для использования в регенераторах микротурбин и газовых турбин механического привода, а также в теплообменниках, применяемых в индивидуаль-

ных тепловых пунктах. Применение дистанционирующих элементов в этом случае является необходимым, т.к. один из теплоносителей имеет более высокое давление.

Одна из возможных схем кольцевого спирального теплообменника (регенератора) предложена в работе [25]. В этой схеме (рис. 9) реализуется противоточное течение теплоносителей, за счет чего достигается высокая тепловая эффективность, которая сочетается с относительно низкими потерями давления. В работе [26] рассмотрена конструкция спирального теплообменника (регенератора), в которой использованы поверхности теплообмена с диагональными ребрами и углублениями между ними (рис. 7, в), обладающие наиболее высокими показателями теплогидравлической эффективности. Пилотный вариант теплообменника, созданный и испытанный в ИТТФ НАН Украины, демонстрировался на выставке в США в 2007 г.

На рис. 10 приведено сравнение удельных показателей поверхностей теплообмена с углублениями (рис. 7), а также гофрированных поверхностей, широко применяемых при изготовлении теплообменников (регенераторов) [1]. Как следует, наилучшими характеристиками обладают каналы с диагональными ребрами и углублениями. Поскольку в данном случае используется не уве-



**Рис. 10.** Удельная поверхность теплообмена для конфигураций, представленных на рис. 7 [23].

1 – канал “выступы-выступы”, шахматное расположение; 2 – канал “выступы-выступы”, коридорное расположение; 3 – канал “углубления – полусферические дистанционирующие выступы”; 4 – канал “диагональные ребра с углублениями”; 5 – трапециевидальные гофры, синусообразные по длине.

$\epsilon = (T_{2x} - T_{1x}) / (T_{1r} - T_{1x})$  – тепловая эффективность;  $T_1$  и  $T_2$  – входная и выходная температура.

личение поверхности теплообмена, а интенсификация теплообмена, то при заданных потерях давления длина поверхности теплообмена может быть сделана несколько большей, чем поверхности с другими типами интенсификаторов. Это позволяет более равномерно распределить теплоноситель по сечению теплообменного канала.

Исследования показали, что тепловая эффективность теплообменника при одинаковых расходах холодного и горячего воздуха в обоих трактах составила 0,80...0,83. Одновременно было показано, что в конструкции теплообменника имеется большой резерв дальнейшего повышения теплообмена за счет увеличения высоты выступов (глубины углублений) или уменьшения высоты канала до 1,5 мм (последний вариант увеличивает технологические трудности из-за сложности выполнения боковых щелей). При улучшении гидродинамики входных и выходных зон следует ожидать снижения общего сопротивления газового тракта, что дает возможность увеличения длины теплообменной зоны на 20...30% и

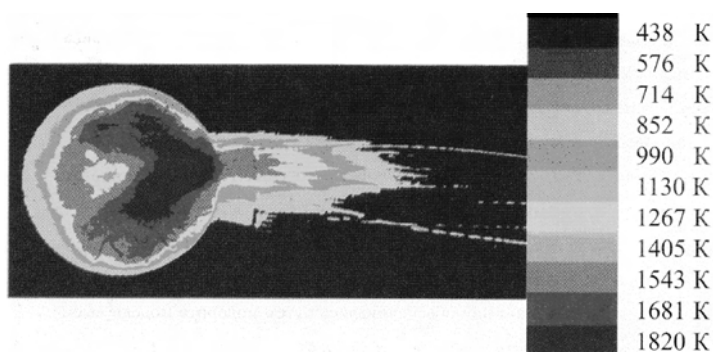
повышения эффективности теплообменника до 88...89% [26].

Среди других важных применений техники поверхностных углублений следует упомянуть плоские радиаторы для автомобилей [27] и интенсификацию тепло- и массообмена в закризисной области теплообмена ядерных энергоустановок [28]. В работе [28] показано, что интенсификация теплообмена в закризисной области может достигать 4,0, что показывает высокие потенциальные возможности техники поверхностных углублений для интенсификации массообмена между перегретым пристенным паровым слоем и ядром потока, содержащим жидкие капли. Предложенное в работе [28] эмпирическое уравнение обобщает опытные данные по теплоотдаче к пароводяной смеси в закризисной области при течении в кольцевом канале.

Технология поверхностных углублений может быть использована для увеличения критического теплового потока в ядерной энергетике. Представленные в работе [29] результаты показали увеличение критического теплового потока на поверхности почти в 5 раз, что обусловлено более эффективным удалением в поток зародышей паровой фазы и паровых пузырьков. В патентах России и США [30, 31] описана теплообменная поверхность с углублениями, на основе которой созданы высокоэффективные воздухоподогреватели, котлы и теплообменники различного назначения.

## Процессы горения

Вихревые и закрученные потоки уже много лет используются при организации и совершенствовании горения жидких, твердых и газообразных топлив. Высокая турбулентность, устойчивая зона обратных и рециркуляционных течений, значительные радиальные градиенты скорости и давления в потоке способствуют эффективной стабилизации пламени и качественному сжиганию топлива. Среди хорошо известных и уже много лет используемых конструкций следует отметить вихревые горелки и предтопки, авиационные и судовые камеры сгорания, циклонные и вихревые топки, пылеугольные котлы и вихревые топки Н. Голованова в энергетике.

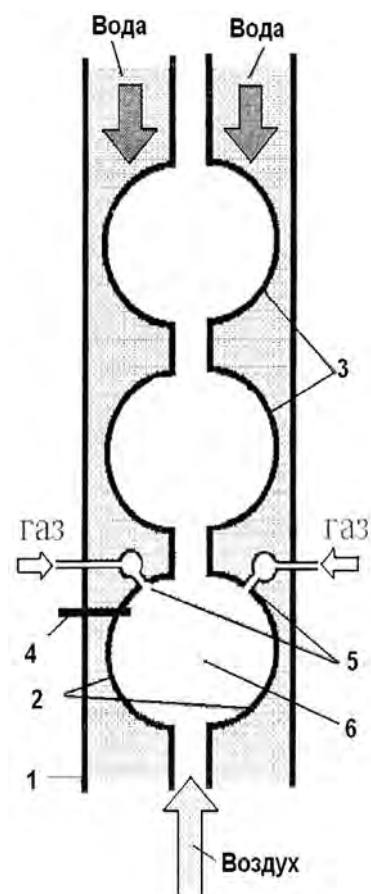


**Рис. 11.** Горение природного газа (компьютерный анализ) в сферическом углублении ( $h/D=0,50$ ) [32].

Свойства вихревого потока в поверхностных углублениях были использованы для эффективного и низкотоксичного сжигания газообразного топлива [32, 33]. Исследования показали, что горение разрушает пульсирующие вихревые структуры внутри сферического углубления и трансформирует их в тороидальную структуру [1, 32]. Стабильное горение природного газа в глубоком полусферическом углублении ( $h/D = 0,5$ ) наблюдается только в случае, когда газообразное топливо подается в заднюю область углубления ( $\varphi = 135^\circ \dots 225^\circ$ ).

Визуализация потока при сжигании пропановоздушной смеси с помощью тонкоизмельченного порошка алюминия и компьютерный анализ фотографии позволяют увидеть внутри углубления тороидальные вихревые структуры и след вниз по потоку (рис. 11). Наиболее высокая температура имеет место в задней части углубления, в то время, как небольшая зона низкой температуры сохраняется в его центре. Из-за значительного всасывания холодного воздуха вокруг контура углубления формируется узкая полоса низкой температуры. Зона горения внутри углубления и след от пламени достаточно короткие в случае, если количество подаваемого газа мало. Однако след расширяется до трех диаметров углубления вниз по потоку при увеличении массы подаваемого газа. Высота канала, градиент давления и скорость набегающего потока слабо влияют на структуру потока в углублении при горении [32, 33].

В соответствии с этими результатами канал теплообменного аппарата со сферическими углублениями на обеих сторонах канала ( $H/D = 0,4 \dots 1,0$ )



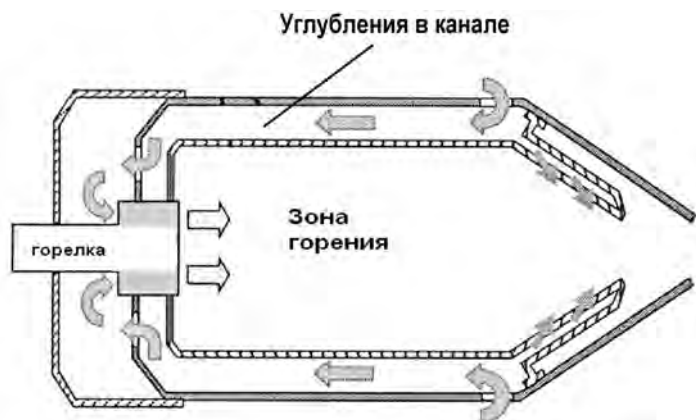
**Рис. 12.** Схема теплообменного аппарата с горением природного газа в углублении [33].

- 1 – секция теплообменного аппарата;  
 2 – углубления с горением и теплообменом;  
 3 – теплообменные поверхности; 4 – свеча зажигания; 5 – газовые форсунки; 6 – область горения газа.

спроектирован таким образом, что природный газ подается только через первый ряд углублений (рис. 12), где осуществляется горение и стабилизация пламени. Второй и третий ряды углублений служат для дожигания смеси, а остальные ряды используются для интенсификации теплообмена в соседнем канале с жидкостью, образованном системой выпуклостей на обеих сторонах канала.

Для всех высот канала, изученных в работе [32], наблюдалось присоединение факелов пламени с противоположных сторон канала. Согласно выводу, приведенному в [32], система углублений на поверхности может обеспечить высокий уровень дожигания топлива, низкую эмиссию





**Рис. 13. Низкотоксичная камера сгорания с конвективным охлаждением [37].**

вредных продуктов и уменьшение загрязнения окружающей среды. При одинаковой тепловой нагрузке теплообменный аппарат, основанный на технике поверхностных углублений, компактнее гладкоканального варианта почти в два раза.

В работах [34, 35] предложены новые конструкции горелок для промышленных газовых турбин. В [34] рассмотрена горелка, в которой для снижения выбросов окислов азота часть продуктов сгорания подается в тракты первичного и вторичного воздуха, а на область контакта топливо-воздушной смеси с вторичным воздухом для интенсификации горения накладывается поле акустических колебаний. В [35] рассматривается конструкция горелки, в которой используется стабилизация пламени за счет установки углублений различной формы на поверхности горелки. В отличие от струйно-нишевой технологии, где стабилизация пламени осуществляется двумерными вихревыми системами (нишами), применение углублений позволяет за счет генерации трехмерных вихревых систем поддерживать устойчивое горение в широком диапазоне изменения расхода топлива и окислителя.

Новая концепция низкотоксичной камеры сгорания газовой турбины с конвективным охлаждением рассмотрена в патенте [36]. Широко применяемое в настоящее время охлаждение камеры сгорания осуществляется через многорядную систему отверстий, что приводит к “замораживанию” реакции образования двуокси углерода и сохранению в продуктах сгорания значительного количества окиси углерода CO. Переход к “чис-

то” конвективной схеме охлаждения стенок камеры сгорания позволит существенно снизить концентрацию окиси углерода CO в продуктах сгорания, но такой подход требует использования интенсификаторов теплообмена с низкими потерями давления в охлаждающем тракте.

При использовании поверхностных углублений, обладающих пониженным сопротивлением, конвективное охлаждение камеры сгорания с полной (на вход) или частичной подачей “отработанного” охладителя в выходную часть камеры сгорания [37] позволит создать низкотоксичную камеру сгорания. Углубления располагаются на обеих сторонах канала охлаждения (рис. 13), а высота канала, диаметр углублений и плотность их расположения подбираются из условия опережающего роста теплообмена по сравнению с потерями давления в канале охлаждения. Сравнительные эксперименты, выполненные в работе [37], показали, что в широком диапазоне изменения числа Рейнольдса (2000...35000) наиболее низкие потери давления и наиболее высокий фактор теплогидравлической эффективности ставят технику поверхностных углублений выше применяемых в настоящее время технологий струйного охлаждения и оребрения поверхности.

Исследование теплообмена в прямоугольном канале с углублениями на нижней поверхности и оребрением боковых поверхностей, выполненное в работе [38], подтвердило принципиальную возможность достижения высокого уровня теплообмена в тракте охлаждения камеры сгорания при малых потерях давления. Несколько таких каналов, установленных по периметру камеры сгорания, позволят организовать надежное конвективное охлаждение камеры сгорания.

### **Заключение**

Ввиду ограниченности объема статьи ее содержание концентрируется только на вихревых технологиях аэротермодинамики, относящихся к области энергетических газовых турбин. Как следует из содержания статьи, вихревые и закрученные потоки обладают достаточно высоким теплофизическим потенциалом и имеют большую перспективу при разработке новых газотурбинных технологий.

Положительные результаты, полученные в газовых турбинах, могут стимулировать использование поверхностно-вихревых систем для контроля отрыва потока на лопатках центробежного компрессора, работающих в условиях положительного градиента давления. Осциллирующее пленочное охлаждение может найти применение при охлаждении наиболее теплонапряженной области передней критической точки лопатки за счет установки одного ряда углублений по высоте лопатки.

Сильнозакрученные потоки жидкости, характеризующиеся высоким уровнем гидродинамических пульсаций, могут использоваться при приготовлении водотопливных композиций и тонкодисперсном распылении жидкого топлива в камере сгорания, что позволит значительно улучшить процесс горения. В частности, использование вихреакустических эффектов может способствовать более надежной стабилизации пламени.

Очистка входного воздуха от мелкодисперсной пыли играет важную роль при эксплуатации промышленных газотурбинных установок. Неблагоприятное воздействие вихревых структур на степень очистки воздуха в низконапорных циклонных аппаратах может быть ликвидировано за счет направленного управления структурой сильнозакрученного потока, установки различных элементов, устраняющих как прецессию вихря, так и формирование крупномасштабных вихревых структур.

Уникальные свойства закрученных и вихревых потоков могут использоваться при создании низкотоксичных горелок и вихревых камер сгорания, более совершенных вихревых теплогенераторов, микрокомпрессоров и эжекторов, циклонных фильтров, вихревых эмульгаторов, установок получения холода, новых теплообменных аппаратов и технологий. Большой практический интерес представляет контролируемое управление кавитационными процессами в сильнозакрученных потоках, где имеет место интенсивная перестройка межмолекулярных наноструктурных образований.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. *Халатов А.А., Борисов И.И., Шевцов С.В.* Теплообмен и гидродинамика в полях центро-

бежных массовых сил. Том 5 – Теплообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков. – К.: Изд. Ин-та технической теплофизики НАН Украины, 2005. – 500 с.

2. *Халатов А.А., Варганов И.С., Коваленко Г.В., Борисов И.И.* Лопатка движущая, турбины, компрессора, вентилятора // Патент Украины № 44532. – 2002.

3. *Lake J., King P. & Rivir R.* Low Reynolds Number Loss Reduction on Turbine Blades with Dimples and V-Grooves // AIAA Paper № 00-0738. – 2000.

4. *Rivir R., Sondergaard R., Bons J. & Lake J.* Passive and Active Control of Separation in Gas Turbines // AIAA Paper № 2000-2235. – 2000.

5. *Rouser K.* Use of Dimples to Suppress Boundary Layer Separation on a Low Pressure Turbine Blade // 2002. M.S. Thesis. – Air Force Institute of Technology. – WPAFB. – Ohio USA. – 177 p.

6. *Robarge T., Stark A., Seong K.-M., Khalatov A. & Byerley A.* Design Considerations for Using Intended Surface Treatments to Control Boundary Layer Separation // The 42d AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. – Reno USA. – 2004.

7. *Афанасьев В.Н., Роганов П.С., Чудновский Я.П.* Процессы теплоотдачи при обтекании регулярных сферических вогнутостей турбулентным потоком // Инженерно-физический журнал. – 1993. – Т. 63, № 1. – С.23–27.

8. *Bearman P., Harvey J.* Control of Circular Cylinder Flow by the Use of Dimples // AIAA Journal. – 1993. – Vol.31, №10. – P.1753-1756.

9. *Козлов А.П., Шукин А.В., Агачев Р.С.* Гидродинамические эффекты от сферических углублений на поверхности поперечно обтекаемого цилиндра // Изв. высш. учеб. заведений. – Серия “Авиационная техника”. – 1994. – №2. – С. 27–34.

10. *Bearman P. & Harvey J.* Golf Ball Aerodynamics // Aeronautical Quarterly. – 1976. – Vol. 27, Pt. 2. – P. 112–122.

11. *Kovalenko G.V., Khalatov A.A.* Fluid Flow and Heat Transfer Features at a Cross-Flow of Dimpled Tubes in a Confined Space // ASME № GT2003-38155. – 2003.

12. *Kovalenko G.V., Khalatov A.A.* Characteristic Features of Hydrodynamics and Heat Transfer in Transverse Flow Past Cylinders with Dimples in

Single Row Bundles // Heat Transfer Research. – 2004. – Vol. 35, №7-8. – P. 472–486.

13. *Халатов А.А., Коваленко Г.В., Терехов В.И.* Режимы течения в одиночном углублении, имеющем форму сферического сегмента // Труды VI Минского международного форума по тепло- и массообмену. – Минск: Изд. АН Беларуси. – 2008 (компакт-диск).

14. *Баранов П.А., Гувернюк С.В., и др.* Управление обтекания тел с вихревыми ячейками в приложении к летательным аппаратам интегральной компоновки. – М.-С.Петербург: Судостроение. – 2001. – 360 с.

15. *Халатов А.А., Варганов І.С., Халатов С.А.* Кінцева частина лопатки і корпус турбіни // Патент України № 51043. – 2001.

16. *Халатов А.А., Онищенко В.Н., Коваленко А.С.* Теплогидравлическая эффективность плоских каналов с поверхностными генераторами вихрей и выступами // Промышленная теплотехника. – 2006. – Т.28, № 6. – С. 5–14.

17. *Халатов А.А., Онищенко В.Н.* Обобщение опытных данных по теплообмену и гидравлическому сопротивлению в плоских каналах со сферическими углублениями на поверхности // Промышленная теплотехника. – 2007. – Т.29, №4. – С. 5–13.

18. *Халатов А.А., Борисов И.И., Кобзарь С.Г., Онищенко В.Н.* Теплогидравлические характеристики каналов со сферическими углублениями и дистанционирующими элементами // Труды VI Минского международного форума по тепло- и массообмену. – Минск: Изд. АН Беларуси, 2008 (компакт-диск).

19. *Borisov I., Khalatov A., Kobzar S., & Glezer B.* Comparison of Thermo-Hydraulic Characteristics for Two Types of Dimpled Surfaces // ASME Paper № GT2004-54204. – 2004.

20. *Borisov I., Khalatov A., Kobzar S., & Glezer B.* Heat Transfer and Pressure Drop in a Narrow Rectangular Channel Structured With Spherical Dimples and Protrusions // ASME Paper № GT2004-54204. – 2004.

21. *Халатов А.А., Борисов И.И., Кобзарь С.Г.* Теплообмен и сопротивление в щелевых каналах с продолговатыми углублениями и выступами // Промышленная теплотехника. – 2006. – Том 28, № 5. – С. 30–36.

22. *Халатов А.А., Онищенко В.Н., Шевцов С.В.* Теплообмен за двумя рядами углублений различной геометрической формы // Промышленная теплотехника. – 2007. – Том 29, № 6. – С. 10-15.

23. *Khalatov A.A., & Onishchenko V.N.* Heat Transfer and Surface Friction Downstream of a Dual Array of Dimples of a Different Shape // ASME Paper № GT2008-50022. – 2008.

24. *Онищенко В.Н.* Теплообмен и гидродинамика за двойным рядом углублений различной геометрической формы // Дисс. на соиск. уч. ст. канд. техн. наук. – К.: Институт технической теплофизики НАН Украины. – 2008. – 24 с.

25. *Халатов А.А., Варганов І.С., Борисов И.И., Кобзарь С.Г.* Спиральный теплообменник и способ его изготовления // Патент Украины №38269. – 2000.

26. *Glezer B., Borisov I., Khalatov A., Kobzar S.* Spiral Heat Exchanger Utilizing Dimpled Primary Surface // ASME Paper №GT2007-27209. – 2007.

27. *Witry A., Al-Hajeri & Bondok A.* Thermal Performance of Automotive Aluminum Plate Radiator // Applied Thermal Engineering. – 2005. – № 25. – P. 1207–1218.

28. *Горяинов Д.А.* Интенсификация теплоотдачи к кипящей пароводяной смеси в закризисной области с помощью сферических лунок // Дисс. канд. техн. наук. – М.: Объединенный ин-т высоких температур РАН. – 2005. 18 с.

29. *Кикнадзе Г.И., Гачечиладзе И.А., Алексеев В.В.* Самоорганизация смерчеобразных струй в потоках вязких сплошных сред и интенсификация тепломассообмена, сопровождающая это явление. – М.: Изд. Московского энергетического института. – 2005. – 83 с.

30. *Кикнадзе Г.И., Гачечиладзе И.А., Олейников В.Б.* Поверхность обтекания для формирования динамических структур в пограничных и пристенных слоях потоков сплошных сред // Патент Российской Федерации № 2020304. – 1994.

31. *Kiknadze G., Gachechladze I., & Oleinikov V.* Streamline Surface // U.S. Patent № 6,096,823. – 1999.

32. *Шукин А.В., Козлов А.П., Агачев Р.С., Чудновский Я.П.* Интенсификация теплообмена сферическими выемками при воздействии возмущающих факторов. – Казань: Изд. Казанского технического университета. – 2003. – 142 с.



33. Чудновский Я.П., Козлов А.П., Шукин А.В., Агачев Р.С., Груздев В.Н. Использование пристенных вихревых генераторов для организации горения и стабилизации пламени // Известия Российской Академии наук.—Серия “Энергетика”.—1998.— №3.— С.39-46.
34. Халатов А.А., Коваленко Г.В., Хлебников О.Є., Кобзар С.Г. Спосіб спалювання газоподібного палива. Заявка на патент України. Реєстраційний номер заявки № а 2006 08392 від 26.07.2006.
35. Долінський А.А., Халатов А.А., Коваленко Г.В. Пальник. Заявка на патент України. Реєстраційний номер заявки № а 2007 05442 від 18.05.2007.
36. Glezer B., Greenwood S., Dutta P. & Moon H.-K. Combustor for a Low-Emissions Gas Turbine Engine // U.S. Patent №6,098,397.— 2000.
37. Kim Y., Arrelano L., Vardakas M., Moon H.-K. & Smith K. Comparison of Trip-Strip/Impingement/Dimple Cooling Concepts at High Reynolds Numbers // ASME Paper № GT2003-38935.— 2003.
38. Lauffer D., Weigand B. & Liebe R. A Study on Local Heat Transfer Enhancement in a Rectangular Dimpled Channel with a Large Aspect Ratio // ASME Paper № GT2005-68089.— 2005.

Получено 15.09.2008 г.