



УДК 563.24+532.5

**Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В., Байгалиев Б.Е.** Теплогидравлический расчет и проектирование оборудования с интенсифицированным теплообменом. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2004. 432 с.

ISBN 5-7579-0712-6

Монография посвящена актуальной научно-технической проблеме использования интенсификации теплообмена для повышения технико-экономической эффективности промышленного теплообменного оборудования. Изложены методы расчета теплообмена и сопротивления в каналах с интенсификаторами теплообмена. Представлены алгоритмы теплогидравлического расчета промышленного оборудования с интенсифицированными по теплообмену каналами. Решение задач интенсификации теплообмена и повышения экономичности рассмотрено для энергетического и транспортного оборудования.

Рецензенты: докт. техн. наук, академик РАН, проф. В.Е. Алемасов (КФРАН);

докт. техн. наук, проф. А.В. Фафурин (Казанский государственный технологический университет).

ISBN 5-7579-0712-6

© Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2004

© Ю.Ф. Гортышов, В.В. Олимпиев,  
Б.Е. Байгалиев, 2004



## ПРЕДИСЛОВИЕ

Развитие теплоэнергетики сопровождается постоянным возрастанием кпд теплосиловых установок. В существующих и перспективных паротурбинных установках (ПТУ), газотурбинных установках (ГТУ), ядерных энергоустановках (ЯЭУ), в авиационных газотурбинных двигателях (ГТД) с регенерацией тепла, в установках, использующих альтернативные источники энергии, в транспортных системах теплообменное оборудование (теплообменные аппараты (ТА)) составляет основную или весомую часть по габаритам и металлоемкости и во многом определяет общие технико-экономические показатели.

В теплоэнергетике широко используются ТА различных типов и с различными теплоносителями (газ – газ, газ – жидкость, жидкость – жидкость). Как и всякую техническую систему, теплообменное оборудование можно охарактеризовать основным показателем качества – его энергетической эффективностью. В общем виде энергетическая эффективность определяется соотношением между полезным эффектом (переданным тепловым потоком) и затратами на изготовление и эксплуатацию ТА (стоимость материалов и затраты энергии на прокачку теплоносителей).

Очевидно, что при разработке перспективных тепловых установок необходимо спроектировать высокоэффективное теплообменное оборудование. На современном этапе развития науки и техники основным фактором, обеспечивающим высокую экономичность теплообменного оборудования, является использование интенсификации теплообмена.

Данная книга ориентирована на вопросы теории и практического применения интенсификации теплообмена в стационарных и транспортных энергетических установках.

Авторы выражают благодарность академику РАН А.И. Леонтьеву и профессору Г.А. Дрейцеру за обсуждение материалов данной работы.

Книга издана в рамках Федеральной целевой программы книгоиздания России.

## ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $h$  – высота шероховатости или ребра, м;  
 $d_n$  – наружный диаметр трубы, м;  
 $\epsilon$  – коэффициент сопротивления канала;  
 $D$  – внутренний диаметр трубы по гладкой поверхности, наружный диаметр ребра, м;  
 $t$  – шаг выступов шероховатости или ребер, м;  
 $d$  – диаметр горла выступа в трубе, м;  
 $d_s$  – эквивалентный диаметр канала, м;  
 $n$  – число заходов спиральных выступов;  
 $S = nt$  – шаг спирали, шаг труб в пучке, м;  
 $S_1, S_2$  – поперечный и продольный шаги труб в пучке, м;  
 $\bar{S} = S/d_n$  – относительный шаг труб в пучке;  
 $\varphi$  – угол между осью трубы и продольной осью выступа;  
 $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  
 $W$  – скорость течения в канале, м/с;  
 $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);  
 $\nu, \mu$  – коэффициенты кинематической и динамической вязкости, м<sup>2</sup>/с, Н·с/м<sup>2</sup>;  
 $\eta = (Nu/Nu_{r,n})/(\epsilon/\epsilon_{r,n})$  – коэффициент эффективности интенсификации теплообмена;  
 $V$  – объем теплообменника или теплоносителя, м<sup>3</sup>;  
 $\delta$  – толщина динамического пограничного слоя у стенки, м;  
 $\tau$  – касательное напряжение трения, Н/м<sup>2</sup>;  
 $x, y$  – координаты вдоль и поперек потока, м;  
 $\Delta p, p$  – перепад давления, давление, Н/м<sup>2</sup>;  
 $\ell$  – длина вдоль канала или длина трубы, м;  
 $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  
 $R$  – внутренний радиус трубы, м;  
 $T, t$  – температура, К, °С;

$\Delta t$  – температурный напор, °С;  
 $B, G$  – функции шероховатости;  
 $q$  – плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;  
 $c_p$  – удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);  
 $\xi, C_f$  – коэффициенты местного сопротивления (при внутреннем и внешнем обтекании поверхности);  
 $Q$  – количество тепла, Вт;  
 $N$  – мощность прокачивания теплоносителя, Вт, или число труб в пучке, шт.;  
 $E$  – энергетический коэффициент;  
 $Z_1$  – число рядов труб в пучке по ходу потока;  
 $Z$  – количество ходов в трубах;  
 $G$  – массовый расход теплоносителя, кг/с;  
 $K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  
 $F$  – поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>.

#### Числа подобия

$Re$  – число Рейнольдса;  $Pr$  – число Прандтля;  $Nu$  – число Нуссельта;  
 $St$  – число Стантона;  $Re_{\tau}^{**}$  – число Рейнольдса, построенное по толщине потери энергии;  $Re_w^{**}$  – число Рейнольдса, построенное по толщине потери импульса.

#### Индексы

$gl$  – гладкая поверхность;  $f$  – средняя температура потока;  $W$  – стенка;  
 $sr$  – средняя величина;  $0$  – горло выступа или стандартные условия;  
 $\infty$  – невозмущенный поток или ось канала;  $\Sigma$  – суммарный параметр;  
 $tr$  – трение;  $l$  – локальный параметр;  $k$  – точка присоединения потока;  
 $'$  – вход в теплообменник;  $''$  – выход из теплообменника;  $kr$  – критическая величина;  $p$  – ребро;  $n$  – продукт.

## **Часть I. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТА, РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА И ТРЕНИЯ В КАНАЛАХ ТА**

### **Глава 1. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООБМЕННИКОВ, МЕТОДЫ ЕЕ ОЦЕНКИ И СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ**

#### **1.1. Эффективность теплообменников и значение нагнетания конвективного теплообмена**

Развитие авиации и энергетики характеризуется непрерывным увеличением кпд теплосиловых установок, главным образом за счет наращивания удельных мощности и теплонапряженности при условии все более экономного расходования энергоресурсов. Теплообменный аппарат — одна из основных неотъемлемых частей силовой установки. Создание новых установок с высокими энергетическими и экономическими показателями, а также модернизация существующих неразрывно связаны с разработкой технически совершенных теплообменников.

Совершенство теплообменного аппарата (ТА) определяется многими качествами: размерами, массой, стоимостью изготовления и эксплуатации, удобством эксплуатации и ремонта, надежностью и долговечностью в работе и пр.

Естественно, что в зависимости от области применения основные качества, влияющие на выбор теплообменника, могут изменяться. Для стационарной теплоэнергетической установки преимущественными характеристиками теплообменника могут служить стоимость изготовления и эксплуатации, долговечность аппарата и ряд других. В транспортной силовой установке, например в авиации и космонавтике, главные качества теплообменника — компактность и малая масса.

Параметры, характеризующие совершенство теплообменника, взаимосвязаны, поэтому часто улучшение одного из качеств аппарата приводит к ухудшению другого.

Проследим основное противоречие связей между качествами аппарата на примере кожухотрубчатого теплообменника. Процесс теплоотдачи в каналах аппарата описывается уравнением

$$Q = \alpha(t_w - t_f)F, \quad (1.1)$$

откуда

$$F = \frac{Q}{\alpha(t_w - t_f)}. \quad (1.2)$$

При турбулентном течении теплоносителя в канале уравнение подобия для расчета теплоотдачи имеет вид

$$Nu = cRe^{0.8}, \quad (1.3)$$

откуда

$$\alpha = \frac{\lambda}{d} c \left( \frac{Wd}{\nu} \right)^{0.8}, \quad (1.4)$$

где  $c$  — постоянный коэффициент. Тогда уравнение для поверхности теплообмена может быть записано в виде

$$F = \frac{Q}{c \frac{\lambda}{d} \left( \frac{Wd}{\nu} \right)^{0.8} (t_w - t_f)}. \quad (1.5)$$

Мощность, необходимая для прокачивания теплоносителя, определяется выражением

$$N = \Delta p V = \Delta p W S, \quad (1.6)$$

где  $S$  — площадь поперечного сечения труб.

В рассматриваемом случае в предположении, что по сравнению с сопротивлением трения все другие виды сопротивления пренебрежимо малы, полные потери давления можно записать следующим образом:

$$\Delta p = \varepsilon \frac{\ell \rho W^2}{d}. \quad (1.7)$$

В соответствии с законом Блазиуса

$$\varepsilon = \frac{0,3164}{Re^{0.25}}, \quad (1.8)$$

тогда

$$\Delta p = 0,3164 \frac{\ell}{2d} \rho W^2 \frac{1}{(Wd/\nu)^{0.25}}, \quad (1.9)$$

а мощность на прокачивание теплоносителя запишем:

$$N = 0,3164 \frac{\rho}{2d} \frac{1}{(d/v)^{0,25}} W^{2,75} S, \quad (1.10)$$

Из записанных уравнений (1.5) и (1.10) следует, что увеличение скорости потока теплоносителя при прочих равных условиях вызывает сокращение поверхности теплообмена пропорционально скорости течения в степени 0,8 ( $W^{0,8}$ ), однако одновременно мощность на валу насоса теплоносителя возрастает пропорционально скорости в степени 2,75 ( $W^{2,75}$ ). Для ламинарного режима показатели степени соответственно меняются. Уменьшение рабочей поверхности аппарата сопровождается уменьшением его размеров, массы и стоимости, а увеличение мощности привода насоса удорожает эксплуатацию (затраты электроэнергии) и насосный агрегат.

Обилие параметров, оценивающих совершенство теплообменника, противоречия и многообразие связей между ними, не позволяют пока определить абсолютно идеальную конструкцию аппарата для любой области применения. Однако для конкретных условий использования разработаны достаточно надежные критерии выбора оптимальной конструкции теплообменника на основе определения оптимального, наиболее выгодного с технической и экономической точек зрения, соотношения между основными показателями аппарата. Теплообменник, удовлетворяющий таким критериям, будет эффективным.

В стационарной энергетике основной показатель эффективности теплообменника – экономичность использования всех видов природных ресурсов: топлива, металла и т.д.

Современная тенденция развития энергетики – укрупнение теплообменников [1, 2]. Например, трубная система воздухоподогревателя энергоблока 800 МВт для канско-ачинского угля имеет массу 2500 т. Конденсатор паровой турбины К-800-240-4 состоит из двух корпусов, общая площадь их поверхности теплообмена 41200 м<sup>2</sup>, длина одного корпуса 12 м. Расход охлаждающей воды через конденсатор – 73000 м<sup>3</sup>/ч. Масса конденсатора – 1100 т, масса трубной системы – 366 т. Корпусы конденсатора по условиям транспортировки делятся на отдельные блоки. На привод циркуляционных насосов, прокачивающих охлаждающую воду через конденсатор, затрачивается до 1% мощности энергоблока. Мощность, необходимая для прокачивания теплоносителей через все теплообменники ТЭС (затраты на собственные нужды), достигает 10% общей мощности станции [3]. Очевидно, что изготовление таких теплообменников и их эксплуатация требуют больших затрат природных ресурсов (топлива, руд, металлов, нерудных ископаемых, кислорода атмосферного воздуха). При этом процессы производства и эксплуатации теплообменного оборудования сопровождаются загрязнением окружающей среды.

Следовательно, экономически и экологически весьма важно техническое совершенствование теплообменников, позволяющее уменьшать их габариты и металлоемкость, сокращать мощность прокачивания, повышать ресурс и надежность работы, уменьшать вредное воздействие на окружающую среду. Интенсификация теплообмена увеличивает количество тепла, передаваемое в ТА. При интенсификации теплообмена экономия материалов достигается не только уменьшением габаритов теплообменника, но и повышением его компактности (увеличением поверхности теплообмена в единице объема теплообменника).

В современной энергетике компактность теплообменников достигает  $150 \text{ м}^2/\text{м}^3$  при изготовлении их из труб диаметром 12 – 40 мм. Уменьшение диаметра труб до 6 – 12 мм позволяет достигать компактности до  $250 \text{ м}^2/\text{м}^3$ , а в пластинчато-ребристых теплообменниках можно получить  $6000 \text{ м}^2/\text{м}^3$  и более. Однако показатели технических объектов значительно уступают биологическим системам (например, компактность легких человека –  $17500 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ). Следовательно, при разработке теплообменников существуют большие перспективы их усовершенствования, а основным инструментом этого является интенсификация теплообмена.

Посредством интенсификации теплообмена можно улучшить режим работы теплообменника, например, снизить температурный напор, т.е. снизить температуру стенки при фиксированной температуре теплоносителя или увеличить температуру теплоносителя при заданной максимально допустимой температуре стенки.

Повышение технического уровня теплообменного оборудования посредством интенсификации теплообмена улучшает общие характеристики теплоэнергетической установки, включающей интенсифицированные теплообменники. На настоящем этапе развития энергетики при условии использования современных конструкционных сталей возможности повышения тепловой экономичности промышленных тепловых установок (ПТУ) и других теплоэнергетических установок путем совершенствования тепловой схемы, повышения начальных параметров пара и повышения КПД турбин и котлов практически исчерпаны. Снижение удельного расхода топлива существенно зависит от совершенства теплообменного оборудования энергоустановок. Поэтому интенсификация теплообмена служит мощным средством повышения эффективности не только теплообменного оборудования, но и теплоэнергетической установки в целом.

## 1.2. Оценка эффективности теплообменников

В настоящее время существует довольно много методов оценки эффективности ТА. Рассмотрим основные.

**Кдд теплообменника.** Кдд теплообменника, или в соответствии с терминологией, принятой в зарубежной литературе, эффективность нагревания (охлаждения) теплоносителя в теплообменнике — это отношение прироста (или падения) температуры теплоносителя к максимальной разности температур теплоносителей. Например, для холодной жидкости

$$\eta = \frac{t_2' - t_2}{t_1 - t_2}. \quad (1.11)$$

Кдд теплообменника характеризует соотношение между теплом, фактически полученным (отданным) одним из теплоносителей, и максимально возможным (располагаемым) количеством тепла, которое могло быть передано холодному теплоносителю.

В монографии [2] кдд представлен как самый важный параметр, на основании которого можно оценивать характеристики всех типов поверхностей теплообмена.

При неизменной температуре одного из теплоносителей существует простая связь между кдд и основными параметрами теплообменника:

$$\eta = 1 - e^{-\frac{kC}{W}}. \quad (1.12)$$

где  $W = GC_p$  — водяной эквивалент жидкости с изменяющейся температурой.

Соотношение (1.12) при выбранной конструкции теплообменника удобно использовать для построения графиков зависимости кдд от длины теплообменника и расхода теплоносителя с переменной температурой. Целесообразно соотношение (1.12) представить в виде

$$\ln(1 - \eta) = -\frac{k\ell}{W}, \quad (1.13)$$

тогда при некотором фиксированном расходе теплоносителя и выбранной геометрии теплообменника (постоянном периметре поперечного сечения канала —  $u$ ) длина аппарата и его кдд линейно связаны между собой в полулогарифмических координатах  $\ln(1 - \eta)$  и  $\ell$ . Практически удобнее пользоваться длиной  $\ell/d$ , а вместо величины  $\ln(1 - \eta)$  откладывать по оси ординат соответствующее ей значение кдд. В [2] отмечается два предельных случая: если длина теплообменных каналов стремится к нулю, то кдд также стремится к нулю; если длина аппарата бесконечно увеличивается, то кдд стремится к максимально возможному значению, равному 1. Следовательно, при постоянном расходе график функции  $\ln(1 - \eta) = f(\ell/d)$  представляет собой прямую линию, исходящую из начала координат. Поэтому, если для некоторых конкретных условий параметры



теплообменника рассчитаны и соответствующая им точка нанесена в указанных координатах, прямая линия, проведенная через расчетную точку и начало координат, отразит взаимосвязь между кпд и длиной аппарата в широком диапазоне изменения последней величины. Несколько аналогичных расчетных точек при различных расходах теплоносителя позволяют построить серию характеристик (рис. 1.1, сплошные линии), охватывающих большую область изменения основных параметров теплообменника.

Однако для обеспечения выбора оптимальных параметров аппарата характеристики эффективности необходимо рассматривать совместно с гидравлическими характеристиками потерь давления в потоке теплоносителя при протекании его через теплообменник.

При построении гидравлических характеристик предполагается, что основные потери давления связаны с трением и определяются уравнением Дарси. По этому уравнению рассчитываются длины каналов теплообменника при различных расходах теплоносителя для ряда постоянных перепадов давления. Каждому конкретному варианту теплообменника (расчетной точке на рис. 1.1) соответствуют конкретные значения основных параметров аппарата, в частности:  $\eta$ ;

$l/d$ ;  $G$ ;  $\Delta p$ . Следовательно, на рис. 1.1 можно дополнительно построить гидравлические характеристики — линии постоянных потерь давления (пунктирные линии).

Анализ совмещенных графиков тепловых и гидравлических характеристик (рис. 1.1) позволяет выбрать для заданных условий оптимальное компромиссное соотношение между размерами рабочей поверхности аппарата, его эффективностью и потерями давления.

Описанный метод оценки эффективности пригоден не только в случае постоянства температуры одного из теплоносителей. Он с успехом может использоваться для противоточных и перекрестноточных теплообменников (воздухоохладителей, маслоохладителей, газоохлаждаемых ядерных реакторов и др.), в которых существенное различие водяных эквивалентов и коэффициентов теплоотдачи теплоносителей приводит к практически неизменной температуре одного из теплоносителей. В этих случаях линейная аппроксимация связи между эффективностью и длиной каналов теплообменника справедлива при малом изменении температуры одного из тепло-

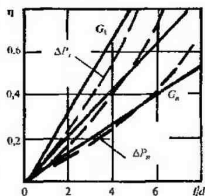


Рис. 1.1

носителей по сравнению с разностью температур теплоносителей на входе (менее 80%) или при изменении отношения падения температуры горячего теплоносителя к приросту температуры холодного теплоносителя  $\delta t_1/\delta t_2$  в диапазоне  $\theta \approx 30\%$ .

Очевидно, что при рассматриваемых условиях расчет теплообменника должен быть дополнен расчетом процессов теплообмена и течения в канале теплоносителя, температура которого остается приблизительно постоянной. Расчет выполняется непосредственно на основании уравнений теплового баланса, расхода и потерь давления.

В общем случае существенного изменения температуры обоих теплоносителей и для различных схем движения жидкостей связь эффективности, расхода теплоносителей и размеров рабочей поверхности теплообменника более громоздка.

**Метод расчетных затрат.** Основой этого метода оценки эффективности теплообменника служит величина расчетных затрат (в руб.), связанных с изготовлением, монтажом, эксплуатацией, ремонтом аппарата и насосов с приводимыми двигателями.

Теплообменник, для которого сумма годовых эксплуатационных расходов и амортизационных отчислений с капиталовложений (в год) есть величина наименьшая, будет наиболее эффективным. Определение оптимальной конструкции теплообменника осуществляется на базе технико-экономических расчетов для нескольких вариантов аппаратов.

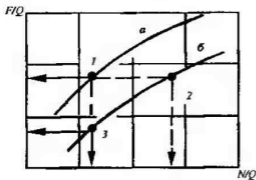


Рис. 1.2

В упрощенном виде метод базируется на следующих соображениях. Затраты на изготовление зависят в основном от величины рабочей поверхности; затраты на эксплуатацию — от мощности, потребной для прокачивания теплоносителей (т.е. расхода электроэнергии на привод насосов). Для сравнения различных вариантов теплообменников по

результатам расчетов строятся их характеристики — графики (рис. 1.2) в координатах  $F/Q$  и  $N/Q$  ( $N$  — мощность прокачивания обоих теплоносителей). При фиксированном значении одного из этих параметров наиболее эффективен тот теплообменник, у которого второй параметр — наименьший. На рис. 1.2 вариант 1 теплообменника конструкции типа *a* более предпочтителен по сравнению с вариантом 2 конструкции *b*; вариант 3 конструкции *b* более эффективен (с точки зрения принятых позиций) по сравнению с вариантом 1 конструкции *a*.

Результатом анализа эффективности теплообменного оборудования на базе метода расчетных затрат могут служить выводы, полученные в работе [2]. Расчеты показали, что минимум расчетных затрат для типичных конструкций рекуперативного регенератора газотурбинной силовой установки и парогенератора паротурбинного блока АЭС обычно располагается в области, где затраты энергии на прокачку теплоносителей составляют от 0,5 до 1% тепла, передаваемого через рабочую поверхность.

При более подробном рассмотрении этот метод технико-экономической оценки эффективности теплообменника становится более сложным.

Приведенные расчетные затраты  $Z$  (руб./г.) при изготовлении и эксплуатации теплообменника в течение года описываются соотношением [3]

$$Z = (a + p)(K_F F + K_N N) + C_s \tau N / \eta, \quad (1.14)$$

где  $a$  — доля годовых амортизационных отчислений от первоначальной стоимости оборудования на его амортизацию и эксплуатацию;  $p$  — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений;  $K_F$  — стоимость 1 м<sup>2</sup> поверхности теплообмена, руб.;  $K_N$  — стоимость 1 кВт мощности нагнетателя, руб.;  $C_s$  — стоимость 1 кВт·ч электроэнергии, руб.;  $F$  — площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;  $N$  — общая затрата мощности на прокачивание теплоносителей через теплообменник, кВт;  $\eta$  — кпд перекачивающих насосов с приводом;  $\tau$  — время работы насосов в год, ч.

Удельные приведенные затраты на единицу тепловой производительности теплообменника ( $Z'$ , руб./Вт·г.) составляют

$$Z' = Z/Q = C_F/q + C_N/E, \quad (1.15)$$

где  $C_F = (a + p)K_F$  — годовые затраты на 1 м<sup>2</sup> поверхности теплообмена, руб.;  $C_N = (a + p)K_N + C_s \tau / \eta$  — годовые затраты на насосы и прокачивание теплоносителей, отнесенные к единице электрической мощности насосов, руб.;  $Q$  — тепловая производительность теплообменника, Вт;  $E$  — энергетический коэффициент.

Уравнение (1.15) позволяет оптимизировать теплообменник по любому параметру, определяющему его работу (например, по числу Рейнольдса одного из теплоносителей). Для этого необходимо продифференцировать уравнение по соответствующему параметру, приравнять выражение для производной нулю, полученное соотношение откроет возможность определить оптимальное значение характерного параметра.

**Энергетический коэффициент.** Академик М.В. Кирпичев предложил для оценки эффективности поверхности теплообмена использовать энергетический коэффициент  $E$ , равный отношению количества тепла,

отданного поверхностью, к мощности, затраченной на перекачивание теплоносителя относительно поверхности:

$$E = \frac{Q}{N}. \quad (1.16)$$

Коэффициент  $E$  характеризует степень использования работы, затраченной на передачу тепла, или теплогидродинамическое совершенство организации процесса теплообмена около некоторой поверхности. Очевидно, что чем больше  $E$ , тем меньше затраты работы, необходимые для передачи одного и того же количества тепла, и тем более эффективна поверхность теплообмена. В отличие от кпд абсолютная величина энергетического коэффициента не характеризует уровень теплогидродинамического совершенства теплообменника. Коэффициент  $E$  применим только для сравнения эффективности теплообменников или поверхностей теплообмена.

В [4] предложена более удобная форма записи энергетического коэффициента, в которой коэффициент  $E$  относится к единице поверхности и единичному температурному напору ( $\Delta t = 1^\circ\text{C}$ ), т.е. исключается влияние величины температурного напора:

$$E' = \frac{Q}{N} \frac{1}{\Delta t} = \frac{\alpha F \Delta t}{N \Delta t} = \frac{\alpha}{N/F}. \quad (1.17)$$

В литературе приводится непосредственная аналитическая связь между коэффициентом теплоотдачи и мощностью прокачки теплоносителя. Для турбулентного течения теплоносителя в трубе кожухотрубчатого теплообменника скорость движения теплоносителя выражается следующим образом:

$$W = \frac{\alpha^{1,25} d^{0,25} \nu}{\lambda^{1,25} c^{1,25}}. \quad (1.18)$$

Подстановка скорости потока в уравнение мощности (1.10) приводит к искомому соотношению:

$$N = \alpha^{3,44} 0,3164 \frac{\ell}{2} \rho S \frac{\nu^3}{d^{0,56} \lambda^{3,44} c^{3,44}}. \quad (1.19)$$

Зависимости (1.17) и (1.19) используются для сопоставления эффективности различных форм поверхностей при помощи построения характеристик поверхностей в координатах  $\alpha$  и  $N/F$  (рис. 1.3).

Если уравнения для расчета теплоотдачи и потерь давления представлены показательными функциями, то в логарифмических координатах  $\lg \alpha$  и  $\lg N/F$  характеристики поверхностей будут прямыми линиями, что значительно облегчает их построение.

Сравним эффективности поверхностей теплообменников типов *a* и *b* одинаковой теплопроизводительности (рис. 1.3).

При  $\alpha = \text{const}$  вариант 1 поверхности теплообменника *a* более эффективен, чем вариант 2 поверхности *b*, так как в первом случае потребная мощность прокачивания меньше, чем во втором. При одинаковой мощности прокачивания вариант 1 поверхности *a* более выгоден, чем вариант 3 поверхности *b*, так как во втором случае коэффициент теплоотдачи меньше и для передачи одного и того же количества тепла потребуется большая поверхность теплообмена.

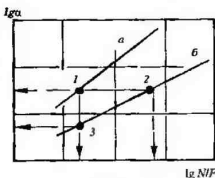


Рис 1.3

В рассмотренном варианте записи энергетического коэффициента учитывается процесс теплоотдачи только с одной стороны теплообменной поверхности. Поэтому в таком виде коэффициент  $E$  пригоден для сравнительной оценки эффективности теплообменных аппаратов в целом только в том случае, если с другой стороны рабочей поверхности коэффициент теплоотдачи бесконечно велик или значительно превышает величину учитываемого коэффициента теплоотдачи, а термическое сопротивление теплопроводности поверхности теплообмена пренебрежимо мало. Действительно, коэффициент теплопередачи, например, для плоской рабочей поверхности, имеет вид

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2},$$

при условиях  $\alpha_2 \gg \alpha_1$  и  $\delta/\lambda \rightarrow 0$  будет  $K = \alpha_1$ .

Для случая, когда коэффициенты теплоотдачи по разные стороны от поверхности теплообмена соизмеримы, в работе [4] предложена иная форма записи энергетического коэффициента:

$$E' = \frac{Q}{\Delta t \Sigma N} = \frac{K \Delta t F}{\Delta t \Sigma N} = \frac{K}{\Sigma N / F},$$

представляющая собой отношение коэффициента теплопередачи к затратам мощности на перекачивание обоих теплоносителей, приходящимся на единицу площади рабочей поверхности теплообменника. Такая форма энергетического коэффициента универсальна, сопоставление эффективности различных типов теплообменников проводится при этом по их характеристикам, построенным в координатах  $K$  и  $\Sigma N / F$ . Методика сравнительной оценки аналогична рассмотренной.

Полезно сопоставить коэффициент  $E$  с другими показателями эффективности ТА.

По В.И. Антуфьеву можно записать энергетический коэффициент в форме:

$$E' = \frac{Q}{N\Delta t} = \frac{\alpha}{N/F} = \frac{\alpha}{N/(\Pi \cdot \ell)},$$

где  $F = \Pi \ell$  ( $\Pi$  – периметр поперечного сечения канала;  $\ell$  – длина канала). Разумно использовать коэффициент  $E'$  или его относительную форму  $\bar{E}' = E'/E'_{\text{гл}}$ . Сопоставление кожухотрубных ТА с различными интенсификаторами теплообмена (ИТ) или с гладкими каналами целесообразно проводить при следующих одинаковых для всех ТА условиях (которые не ограничивают область сравнения!):

$$\text{Re}; \ell; D; N_1; (F; G; V) = \text{idem}, \quad (1.20)$$

где равенство параметров, заключенных в скобки, есть следствие одинаковости других величин, входящих в (1.20);  $D$  – диаметр гладкой части трубы;  $N_1$  – число труб в ТА;  $G, V$  – массовый и объемный расходы теплоносителя. Тогда расчетное соотношение  $\alpha/\alpha_{\text{гл}}$  позволит судить (при  $\Delta t = \text{idem}$ ) о соотношении теплопроизводительностей интенсифицированного и гладкостенного каналов ТА  $Q/Q_{\text{гл}}$  в условиях (1.20). Одновременно величина  $\alpha/\alpha_{\text{гл}}$  показывает возможности сокращения поверхности канала с интенсификаторами теплообмена  $F$  относительно поверхности гладкого  $F_{\text{гл}}$  (при  $Q = \text{idem}$ ). Величина отношения вычисленных коэффициентов сопротивления  $\epsilon/\epsilon_{\text{гл}}$  характеризует соотношение мощностей прокачивания  $N/N_{\text{гл}}$ . Следовательно, коэффициент  $E'$  и сопутствующие его определению расчетные данные гарантируют возможность сравнения при условиях (1.20) всех основных параметров –  $Q, N, F$  для каналов ТА с различными ИТ и без них, т.е. обеспечивается полноценное сопоставление разнообразных ИТ между собой. Поэтому коэффициент  $E'$  необходимо классифицировать в качестве простого, физически ясного, основополагающего критерия оценки эффективности ИТ, каналов, ТА. Теплообменник, имеющий качество на уровне  $E' = \text{max.}$  и ИТ, обеспечивающие такое качество, являются максимально эффективными (оптимальными).

Дополнительное преимущество метода оценки эффективности с помощью коэффициента  $E'$  заключается в том, что открывается возможность непосредственного сравнения параметров  $E', Q, N, F, V_1$  для

разнообразных, реально проектируемых вариантов ТА без предварительного пересчета их с целью приведения сравниваемых ТА к некоторым условным аппаратам, имеющим, например, равные мощности прокачивания или теплопроизводительности.

Разумеется, основная цель преобладающего большинства остальных методов оценки эффективности ТА (существующих или только замышляемых) – сравнение главных параметров ТА:  $Q$ ,  $N$ ,  $F$  (при равенстве некоторых прочих условий) для нескольких аппаратов. Следовательно, остальные методы принципиально обречены на существенное повторение идеи коэффициента  $E'$  или тех относительных параметров ( $Q/Q_{гр}$ ,  $N/N_{гр}$ ), которые можно извлечь из результатов расчетов, сопутствующих вычислению величин  $E'$  для сравниваемых ТА.

Например, для оценки эффективности использования интенсификации теплообмена (ИТО) в ТА в литературе часто рекомендуется коэффициент  $\eta = (Nu/Nu_{гр}) / (\epsilon/\epsilon_{гр})$ , который можно переписать в форме  $\eta = E'/E'_{гр}$ , т.е. представить отношением коэффициентов  $E'$  для ТА с ИТ и для обычного ТА (гладкостенного).

Сравнение интенсивности теплоотдачи в каналах и теплопроизводительности ТА (каналов) при условии  $N, F = idem$  предлагается проводить с помощью коэффициентов  $R_3 = \alpha/\alpha_{гр}$  (Бергелс, США) и  $K_Q = Q/Q_{гр}$  (В.А. Кирпиков).

Во-первых, при практическом поиске оптимального ТА на основе проектирования ряда вариантов функцией цели должно служить условие  $E' = \max$ . Требование фиксированной мощности прокачивания  $N = idem$  при сравнении реально разрабатываемых вариантов ТА – искусственное, оно является существенным недостатком коэффициентов  $R_3$  и  $K_Q$ . Фактически эти коэффициенты более предназначены для сопоставления неких условных вариантов ТА (пересчитанных на одинаковую мощность), чем для выполнения роли инструмента ориентировки в процессе реального проектирования. (Коэффициенты  $R_3$ ,  $K_Q$  могут быть востребованы, точнее, возникнут как самоочевидные критерии, только в одном частном случае – при проектировании ТА на заранее заданные допустимые потери давления). Относительно новизны коэффициентов  $K_Q$  по сравнению с  $E$  можно добавить, что  $K_Q = E/E_{гр}$  (при  $N = idem$ ), т.е. коэффициент  $K_Q$  в относительном виде повторяет содержание критерия  $E$ .

Во-вторых, безразмерные параметры  $\alpha/\alpha_{гр}$  и  $Q/Q_{гр}$  представляют предварительную, промежуточную информацию при расчете коэффициентов  $E'$ , и в этом смысле коэффициенты  $R_3$ ,  $K_Q$  не приносят новых сведений по сравнению с коэффициентом  $E'$  для условий (1.20).

В-третьих, легко заметить, что по своему содержанию величины  $R_3$ ,  $K_Q$  фактически дублируют друг друга – сравнивают теплообменные свойства ТА.

В-четвертых, параметр  $R_3$  однозначен и корректен, а  $K_Q$  содержит суммарные сведения по влиянию на  $Q$  величин  $\alpha$  и  $\Delta t$  без выяснения доли воздействия каждой.

Согласно методу расчетных затрат (при простейшей трактовке) наиболее эффективный ТА соответствует условию  $Z = И + Э = \min$  ( $И$  – затраты (в руб.) на изготовление ТА;  $Э$  – затраты (в руб.) на эксплуатацию ТА в течение некоторого периода времени;  $Z$  – суммарные затраты). Величина  $И$  преимущественно определяется размерами рабочей поверхности ТА –  $F$ , а параметр  $Э$  – затратами мощности на прокачивание –  $N$ . Площадь  $F$  (при прочих равных условиях) может служить эквивалентом  $Q$ , тогда определение наиболее выгодного ТА записывается в форме  $Q + N = \min$  (при некоторой потребности фиксированной теплопроизводительности  $Q = \text{idem}$  для ряда ТА), откуда следует, что в методе расчетных затрат (как и при использовании коэффициента  $E'$ ) оптимальный ТА соответствует наиболее выгодному соотношению величин  $Q$  и  $N$  (при  $Q = \text{idem}$  желательно достичь  $N = \min$ ). Именно поэтому результаты оптимизации ТА по параметрам  $Z$  и  $E'$  в большинстве случаев совпадают. При этом необходимо заметить, что критерий  $E'$  более компактен и удобен, чем  $Z$ .

Если при оптимизации ТА из рассуждений выпадает коэффициент  $E'$ , то это может привести к разработке ошибочных методов поиска наиболее выгодных вариантов ТА. Например, в случае применения ИТО в литературе рекомендуется находить лучший ТА посредством сравнения размеров поверхностей теплообмена  $F$  интенсифицированного и гладкостенного ТА при условии  $Q = Q_{\text{тн}}$ ,  $G = G_{\text{тн}}$ ,  $N = N_{\text{тн}}$ . Очевидно, что в процесс поиска оптимального ТА автоматически закладывается постоянство коэффициентов  $E = Q/N = \text{const}$  для любых вариантов ТА, т.е. закрывается возможность теплогидродинамического усовершенствования (увеличения  $E$ ) лучшего, искомого ТА с интенсификаторами.

Анализ многих распространенных методов объективно подтверждает, что наиболее обоснованным и лаконичным методом оценки эффективности ИТ или ТА является энергетический коэффициент  $E$  (или  $E'$ ), который используется в новейшей литературе.

С практической точки зрения сопоставление ТА в условиях (1.20) соответствует процессу оценки возможных полезных эффектов от последовательного применения различных ИТ в одном и том же существующем (эксплуатируемом) ТА посредством сравнения вариантов модернизированных, интенсифицированных ТА (с разными ИТ) между собой



и с гладкотрубным ТА. Модернизация эксплуатируемых ТА в условиях (1.20) осуществляется при неизменных конструкции, размерах ТА и расходах теплоносителей. В случаях такой модернизации изменение ТА связано лишь с формированием ИТ на стенках каналов. В несесенных каналах при турбулентном потоке рассматриваемые ИТ позволяют, как правило, получить  $Nu/Nu_{гн} < \epsilon/\epsilon_{гн}$  и  $Nu/Nu_{гн} < 2,5$ . Для ограниченного интервала размеров ИТ возможно некоторое превышение роста теплоотдачи над увеличением сопротивления  $Nu/Nu_{гн} \geq \epsilon/\epsilon_{гн}$ . Следовательно, в большинстве случаев модернизация существующих ТА с помощью ИТО характеризуется соотношением  $\bar{E}' \leq 1$ . Выигрыш в теплопроизводительности может быть значительным и определяется параметром  $Nu/Nu_{гн}$ .

Итак, модернизация серийных ТА обсуждаемым образом не обеспечивает значительного (более чем на десятки процентов) повышения эффективности ( $\bar{E}'$ ) интенсифицированного ТА по сравнению с обычным (гладкостенным).

Если при модернизации ТА имеется возможность снижения скорости теплоносителя по сравнению с ее значением в гладкостенном ТА или в случае проектирования нового ТА с ИТ, когда конструктор располагает широким полем выбора исходных параметров ТА, то эффективность ( $\bar{E}'$ ) теплообменного оборудования с ИТ может быть повышена в несколько раз по сравнению с гладкостенным.

Очевидно, что соотношение  $\bar{E}' \leq 1$ , сопровождающее сравнение каналов ТА с ИТ и гладкостенных каналов ТА в условиях (1.20) совершенно не означает, что теплогидравлические качества интенсифицированных каналов всегда хуже, чем гладких. Интенсификаторы с оптимальными размерами для соответствующего числа Re весьма значительно увеличивают эффективность канала (ТА). Выражение  $\bar{E}' \leq 1$  лишь подчеркивает важное опытное положение: теплогидравлическое качество гладкостенного канала невозможно значительно повысить за счет использования рассматриваемых ИТ в условиях (1.20), когда значение скорости потока в гладком канале сохраняется неизменным при монтаже ИТ в этом гладком канале.

Как уже отмечалось, сравнение эффективности каналов с ИТ в условиях (1.20) позволяет выяснить теплогидравлическую ценность рассматриваемых ИТ.

В качестве логического вывода из анализа проблемы оценки эффективности ТА или ИТ впервые формулируется цель промышленно рационального применения ИТО. Использование ИТ во вновь проектируемых ТА целесообразно лишь при удовлетворении условий:  $\alpha > \alpha_{гн}$ ,  $E > E_{гн}$  (выполнение которых должно сопровождаться улучшением,

по крайней мере, одного из главных параметров ТА –  $Q$ ,  $N$  или  $F$ ), тогда соответствующие ИТ – эффективны. Равенство  $E = E_{гр}$  (или незначительное снижение  $E$  относительно  $E_{гр}$ ) допустимо только при модернизации серийного действующего гладкостенного парка ТА за счет внедрения в конструкцию теплообменника ИТ. Эта ситуация соответствует модернизации и сравнению ТА в условиях (1.20).

Большое значение для транспортных теплообменников имеют вес и габариты собственно аппарата и насосов с приводными механизмами. Особенно важной характеристикой эффективности становится компактность – площадь рабочей поверхности, приходящаяся на единицу объема аппарата. Сравнение теплообменников по компактности проводится при одинаковых теплопроизводительности и затратах мощности на прокачивание теплоносителей.

Ряд других методов оценки эффективности теплообменников приводится в работах [4 – 7] (см. также библиографию к нм).

### 1.3. Механизмы интенсификации коинтективного теплообмена

Повышение интенсивности теплообмена между теплоносителями и рабочей поверхностью теплообменника приводит (при прочих равных условиях) к увеличению теплопроизводительности аппарата или к сокращению рабочей поверхности при неизменной теплопроизводительности. Следовательно, интенсификация теплообмена может обеспечить возрастание эффективности теплообменника, если при этом мощность, необходимая для прокачивания теплоносителей, остается прежней или увеличивается незначительно.

При однофазном течении жидкости и газа в каналах или при внешнем обтекании тел около поверхности теплообмена формируется пограничный слой, являющийся основным термическим сопротивлением на пути теплового потока. Известно, что чем тоньше погранслои и чем больше коэффициент теплопроводности теплоносителя, тем выше интенсивность теплоотдачи. Интенсивность теплоотдачи возрастает и при переходе от ламинарного (молекулярного) к турбулентному (молярному) механизму переноса тепла. Очевидно, что основные принципы интенсификации теплообмена должны заключаться в достижении (посредством того или иного способа) возможно меньшей толщины погранслоя или в полном разрушении его, а также в обеспечении турбулентного режима течения теплоносителя.

Уменьшить толщину пограничного слоя можно за счет увеличения скорости движения теплоносителя относительно поверхности теплообмена. Это достигается не только непосредственным увеличением среднерасходной скорости потока, но и путем возбуждения колебаний, вращением тепло-

обменной поверхности и другими способами, которые приводят к увеличению относительной скорости среды около поверхности.

Частичное или полное разрушение пограничного слоя, а также турбулизация течения достигаются посредством специального конструктивного выполнения поверхности теплообмена (накатки шероховатости на стенке), периодическим пережатием сечения канала, а также увеличением относительной скорости потока, генерации в потоке пульсаций давления и др.

Теплообмен стенки с двухфазным теплоносителем обладает рядом особенностей по сравнению с однофазной жидкостью. Принципы интенсификации теплообмена базируются на анализе особенностей теплоотдачи двухфазного теплоносителя.

При кипении теплоносителя в теплообменных аппаратах обычно стремятся реализовать пузырьковый режим кипения в области, близкой к критическому температурному напору. В пузырьковом режиме пузырьки пара при отрыве от поверхности теплообмена активно оттесняют нагретые слои жидкости от стенки, перемешивают, разрушают пограничный слой, интенсифицируя теплообмен. При пленочном кипении пленка пара, обладающая высоким термическим сопротивлением, отделяет поверхность от жидкости, поэтому теплоотдача значительно снижается по сравнению с пузырьковым кипением. Поскольку движение пузырьков пара интенсифицирует теплообмен, то основной принцип интенсификации теплоотдачи при пузырьковом кипении — увеличение количества пузырьков пара, образующихся на теплообменной поверхности в единицу времени, и облегчение отрыва их от поверхности.

Известно, что на несмачиваемой поверхности кипение происходит практически в пленочном режиме и теплоотдача малоинтенсивна; на плохо смачиваемой поверхности первая критическая тепловая нагрузка несколько снижается. Однако некоторое ухудшение смачиваемости поверхности (например, путем нанесения на поверхность специальных составов или пятен тефлона) приводит к интенсификации теплообмена, так как при ухудшении смачиваемости увеличивается число действующих центров парообразования.

По современным представлениям о кипении преимущественными центрами парообразования на поверхности являются углубления между бугорками шероховатости. Экспериментально показано, что при оптимальной геометрии шероховатости теплоотдачу можно увеличить в 5–6 раз.

Наложение звукового или ультразвукового поля вызывает ускорение процесса кипения, пульсация пузырьков пара в акустическом поле облегчает отрыв их от поверхности и уменьшает критический размер пузырька, — все эти факторы интенсифицируют теплоотдачу при кипении.

Воздействие электрических полей на кипящую жидкость приводит к существенной (в несколько раз) интенсификации теплообмена и увеличению первой критической плотности теплового потока.

При небольших тепловых нагрузках вибрация поверхности нагрева незначительно интенсифицирует теплообмен, при развитом пузырьковом кипении вибрация отрицательно влияет на теплоотдачу.

Конденсация теплоносителя может быть пленочной, если конденсат смачивает поверхность теплообмена, или капельной — при несмачиваемой поверхности. При капельной конденсации пар непосредственно контактирует с поверхностью, теплоотдача в этом случае в 8 — 10 и более раз выше, чем при пленочной конденсации, когда пар отделен от поверхности теплообмена пленкой конденсата, представляющей большое термическое сопротивление. Следовательно, основные способы интенсификации теплообмена при конденсации заключаются в обеспечении условий для капельной конденсации или в утончении и разрушении пленки конденсата при пленочной конденсации.

При пленочной конденсации пара на горизонтальных пучках труб теплоотдача падает по направлению движения пара вследствие снижения скорости движения пара по мере конденсации и увеличения гидросопротивления из-за конденсатного дождя, а также из-за утолщения пленки конденсата на нижних трубах при стекании ее с верхних рядов труб. На основе теоретического анализа и экспериментальных данных предполагается, что посредством некоторого наклона горизонтального пучка труб можно обеспечить безотрывное стекание конденсата вдоль труб (до трубной доски или перегородки), это предотвратит утолщение пленки на нижних рядах труб и повысит среднюю теплоотдачу в пучке, а следовательно, сократит поверхность теплообмена.

Шероховатость поверхности создает дополнительное сопротивление движению пленки конденсата, утолщает пленку и снижает теплоотдачу, поэтому при конденсации неподвижного пара предпочтительны гладкие поверхности. Однако макрошероховатость в форме гребней интенсифицирует теплоотдачу, так как под действием сил поверхностного натяжения конденсат собирается в канавках между гребнями, верхние части которых оказываются в непосредственном контакте с паром, и это увеличивает общую теплоотдачу.

Для поддержания высокой интенсивности теплоотдачи нельзя допускать присутствия в паре неконденсирующихся газов, которые скапливаются при конденсации около стенки и снижают теплоотдачу.

Теплоотдача при пленочной конденсации зависит от перегрева пара, формы и положения поверхности, взаимного направления и скорости движения пара и пленки конденсата.

При капельной конденсации теплоотдача возрастает с увеличением теплового потока, а затем падает, так как происходит быстрое слияние отдельных капель и конденсация становится пленочной. Коэффициент теплоотдачи в процессе капельной конденсации увеличивается с возрастанием температурного напора до 2 – 3 К, а далее остается примерно постоянным. На гладких поверхностях теплоотдача выше, чем на шероховатых.

Для интенсификации теплообмена капельная конденсация обеспечивается добавкой в пар или нанесением на поверхность тонких мономолекулярных слоев специальных химических веществ (для воды – гидрофобизаторов) или полимерных покрытий (тефлона). В настоящее время созданы гидрофобизаторы, которые обеспечивают в промышленных условиях устойчивую капельную конденсацию на латунных и медных поверхностях в течение года.

Экспериментально получено увеличение теплоотдачи в несколько раз при конденсации в электростатическом поле.

Интенсификация теплообмена при наличии фазового перехода в теплоносителе достигается при использовании закрутки потока или оребрения теплообменной поверхности. Например, в конденсаторах ПТУ ребра на трубах пучка не только увеличивают поверхность теплообмена, но и образуют естественные точки стока конденсата, способствующие ускоренному стеканию конденсата; оба фактора существенно увеличивают теплоотдачу пучка.

Ряд других (более специфичных) способов интенсификации теплообмена при кипении и конденсации теплоносителя обсуждаются в специальной литературе.

#### **1.4. Оптимизация параметров ТА и критерии целесообразности интенсификации теплообмена**

**Оптимизация отдельных параметров теплообменника.** Использование для оптимизации аппарата конкретного метода оценки эффективности теплообменника в чистом виде и в полном объеме может сопровождаться рядом затруднений. Например, метод приведенных затрат требует учета влияния большого количества параметров на качество теплообменника: схемы течения теплоносителей, компоновки и шагов трубного пучка, чисел Рейнольдса для теплоносителей, эквивалентных диаметров каналов и т.д. Для дискретно шероховатых поверхностей теплообмена необходимо дополнительно определять зависимость совершенства аппарата от геометрических параметров поверхности. Большое количество переменных параметров значительно осложняет расчетный поиск эффективного варианта теплообменника даже с помощью ЭВМ. Для

упрощения поиска используется возможность предварительной оптимизации отдельных параметров, построенная на энергетическом коэффициенте. Предварительная оптимизация некоторых параметров сокращает число переменных параметров и облегчает технико-экономическую оптимизацию аппарата.

Коэффициент  $E$  может использоваться в качестве относительно простого критерия оценки эффективности для предварительной оптимизации отдельных элементов теплообменника на начальном этапе проектирования или при модернизации оборудования [8].

Оптимизация ряда параметров ТА выполнена в работе [3].

При поперечном обтекании шахматного пучка труб и ограничении на шаг труб  $\bar{S}_{\min} = S_{\min}/d_n \geq 1,44$  оптимальна решетка с ячейкой в форме равностороннего треугольника с шагом  $\bar{S}_{\text{opt}} = \bar{S}_{\min}$ , что обычно реализуется в инженерной практике: для  $\bar{S}_{\min} \leq 1,44$  оптимальна решетка с ячейкой в форме равнобедренного треугольника  $\bar{S}_{\text{opt}} = 1,44$ .

Для коридорного пучка приближенно оптимальна решетка с квадратной ячейкой и минимально допустимым шагом. При любой компоновке предпочтительны тесные пучки [3, 9].

Для продольного обтекания трубного пучка не существует общих количественных рекомендаций по оптимизации компоновки пучка. Оптимальные размеры решеток определяются для каждого конкретного случая, они зависят от теплофизических свойств теплоносителей и могут быть найдены по графикам в работе [3]. Лучшим вариантом является решетка с расположением труб в углах равностороннего треугольника. Если по условиям прочности, технологическим и другим причинам невозможно реализовать оптимальный шаг труб, то необходимое увеличение его приводит к существенному возрастанию затрат на прокачивание теплоносителя. Снижение мощности прокачивания можно обеспечить посредством частичного заполнения межтрубного пространства вставками-вытеснителями.

Сопоставление эффективности шахматного и коридорного пучков труб при поперечном обтекании не подтверждает безусловного преимущества шахматной компоновки. При  $\bar{S}_{\min} \leq 1,9$  шахматный пучок эффективнее коридорного при  $Re = 10^3 \div 10^5$  и  $Z_1 \geq 10$  ( $Z_1$  – число рядов труб в пучке по ходу потока). Увеличение  $\bar{S}_{\min}$  приводит к большей эффективности коридорного пучка в некоторой области чисел  $Re$ . При  $Re \leq 10^4$  и  $Z_1 \geq 25$  для практического диапазона  $\bar{S}_{\min} \leq 3$  целесообразен шахматный пучок, что соответствует обтеканию пучка газом малой плотности в воздухонагре-

вателях ГТУ и других случаях. Особого решения требуют малорядные пучки труб для  $Z_1 < 10$ .

Сравнение эффективности продольного и поперечного обтекания пучка осложняется обилием возможных вариантов различных параметров теплообменника и соответствующим диапазоном числа  $Re$ . При  $Z_1 < 10$  теплоотдача в поперечно омываемом пучке труб значительно зависит от числа рядов труб, пересекаемых потоком. В случае  $Re < (10^4 + 10^5)$  поперечное обтекание пучка более эффективно. Оптимизация компоновок пучков и схем обтекания на основе  $E$  совпадает с результатами технико-экономической оптимизации рассмотренных параметров и условий теплообмена, что очень важно для сокращения времени проектирования эффективного теплообменника.

Очевидно, что приведенные результаты сопоставления различных поверхностей теплообмена справедливы при условии, когда характеристики обсуждаемых поверхностей имеют оптимальное значение.

Определение оптимального диаметра канала для теплообменника возможно посредством технико-экономической оптимизации. Однако изменение, например, диаметра труб в пучке влияет на многие другие параметры теплообменника, а поэтому процесс оптимизации диаметра канала связан с большим объемом расчетов. В соответствии с анализом [3] приведенные затраты монотонно убывают при уменьшении диаметра, следовательно, для ускорения поиска эффективного теплообменника целесообразно принимать величину диаметра минимально возможной по конструктивным, технологическим и прочим соображениям.

Приближенная средняя оценка эффективности различных вариантов теплообменников может выполняться с учетом только одностороннего обтекания теплообменной поверхности, если с другой стороны поверхности теплоотдача весьма интенсивна или происходит при фазовом переходе теплоносителя (постоянной его температуре), а термическое сопротивление теплопроводности поверхности пренебрежимо мало.

Сравнение эффективности различных теплообменников можно выполнить отдельно для трубного и межтрубного потоков. Затем можно сравнить эффективность теплообменников в целом в зависимости от соотношения интенсивности теплоотдачи в трубах и межтрубном пространстве [10]. При определении в первом приближении оптимального числа Рейнольдса потока в дискретно шероховатом канале теплообменника можно использовать некоторые известные положения.

Турбулентное течение теплоносителя обеспечивает более выгодное соотношение между теплоотдачей и гидротерями по сравнению с ламинарным и поэтому предпочтительно для теплообменников с маловязкими

средами. Мощность прокачивания теплоносителя при увеличении скорости в канале быстро нарастает пропорционально скорости в степени 2,75 ( $W^{2,75}$ ).

Кроме того, если обсуждать, например, дискретно шероховатые каналы, то необходимо учесть, что повышение скорости потока снижает эффект интенсификации теплообмена за счет применения дискретных выступов на стенке канала. Следовательно, чрезмерное повышение скорости течения нежелательно. Одновременно необходимо учитывать, что наличие дискретной шероховатости ускоряет возникновение турбулентного течения относительно гладкого канала, а использование шероховатости в переходном режиме течения особенно эффективно. Обоснованно можно полагать, что первоначальное ориентировочное значение числа Рейнольдса для расчета эффективного теплообменника с шероховатыми каналами можно принять равным  $10^4$ , которое соответствует началу развитого турбулентного течения в гладком канале. В случае приближенного расчета теплообменника для этого выбранного числа Рейнольдса можно провести технико-экономическую оптимизацию геометрических размеров шероховатости.

Подробного анализа требует и выбор способа интенсификации ТО.

В абсолютном большинстве случаев интенсификация процесса теплообмена связана с возрастанием гидросопротивления теплообменника или с дополнительными затратами энергии, необходимыми для интенсификации теплообмена, например, генерацией пульсаций давления в потоке, возбуждением механической вибрации поверхности теплообмена. Возможно увеличение энергопотребления теплообменником при одновременном проявлении двух указанных факторов.

**Критерии целесообразности ИТО.** Целесообразность использования того или иного способа интенсификации теплообмена оценивается сопоставлением значений коэффициентов  $E$  теплообменников при условиях (1.20) в случае применения различных способов интенсификации теплообмена и без нее.

Естественно, что эффект интенсификации возрастет, если увеличение теплоотдачи внутри труб сопровождается интенсификацией теплообмена в межтрубном пространстве, или при условии, что коэффициент теплоотдачи внутри труб значительно меньше, чем снаружи.

Заключение об использовании определенного способа интенсификации возможно строить на базе сравнительных технико-экономических расчетов эффективности различных вариантов теплообменника.

Возможны случаи, когда потери давления в теплообменнике не ограничены, тогда следует выбирать такой способ интенсификации теплообмена, который обеспечивает максимальный коэффициент теплопередачи.



Избранный способ интенсификации теплообмена должен обеспечивать не только повышение эффективности теплообменника, но и технологичность его производства, удобство и надежность в эксплуатации, сохранение прочности аппарата.

Различные способы интенсификации теплообмена разработаны и исследованы в неодинаковой степени, лишь часть из них доведена до уровня промышленного использования. Однако современное развитие народного хозяйства, связанное с необходимостью экономии всех видов природных ресурсов, требует дальнейшей разработки, совершенствования и промышленного применения перспективных способов интенсификации теплообмена. В мировой практике прогнозируется расширение применения различных способов интенсификации и возрастание серийного производства интенсифицированных поверхностей теплообмена.

При разработке теплообменного оборудования используется довольно широкий перечень способов интенсификации, некоторые из которых являются для теплоэнергетики достаточно традиционными: использование турбулентного режима течения теплоносителей; уменьшение диаметра каналов; тесные пучки труб; повышение скорости течения сред; ребрение поверхности теплообмена; применение турбулизаторов потоков теплоносителей; использование шероховатых поверхностей теплообмена; закручивание потоков теплоносителей; применение коротких каналов и прерывистых поверхностей теплообмена; наклон трубного пучка при конденсации пара на трубах; пленочное течение среды по поверхности теплообмена; использование криволинейных каналов; применение псевдооживленного слоя; устройство поперечных перегородок в трубном пучке.

Общие физические принципы, лежащие в основе этих способов и объясняющие возможность получения положительного эффекта в случае их применения, известны уже длительное время, однако количественные зависимости для расчета теплообмена и гидросопротивления в широком диапазоне изменения геометрических параметров интенсификаторов теплообмена и гидродинамических условий течения определены пока далеко не в полной мере. Поэтому исследования известных способов интенсификации продолжаются. Одновременно разрабатываются новые разновидности известных способов, требующие дополнительных обширных исследований. Кроме того, как продукт современного развития науки и техники появляются принципиально новые способы интенсификации теплообмена. Далее в работе рассматриваются способы интенсификации, наиболее перспективные для промышленного применения.

## Глава 2. СПОСОБЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ТА

### 2.1. Развитые (оребристые) поверхности теплообмена

Для интенсификации процесса теплопередачи в теплообменниках как весьма продуктивное средство можно применять оребрение рабочей поверхности аппарата со стороны меньшего коэффициента теплоотдачи. Интенсификация обеспечивается при этом за счет снижения термического сопротивления теплоотдачи со стороны развитой поверхности. Оребрение наиболее эффективно при значительной разнице коэффициентов теплоотдачи теплоносителей по разные стороны разделительной стенки (в 10 и более раз). Обычно различие в коэффициентах теплоотдачи связано со значительным отличием теплофизических свойств теплоносителей. Развитие поверхности за счет оребрения особенно эффективно до тех пор, пока произведения коэффициента теплоотдачи и поверхности теплообмена с обеих сторон стенки не станут одинаковыми, дальнейшее развитие поверхности менее эффективно. Следовательно, отношение площадей поверхностей оребренной и гладкой сторон стенки должно быть равно обратному отношению коэффициентов теплоотдачи. Однако эффективность ребра понижается по мере увеличения его поверхности, поэтому обычно пользуются следующим ориентировочным правилом: поверхность ребер должна составлять примерно половину от величины, определенной приведенным далее кратким анализом.

Подробная оценка целесообразности использования оребрения приведена в работе [2] на основе классификации теплообменников по агрегатным состояниям теплоносителей.

Теплообменники типа жидкость — жидкость преимущественно выполняются по кожухотрубчатой схеме. Коэффициенты теплоотдачи в них отличаются не более чем в 2 — 3 раза, поэтому не существует острой необходимости в использовании оребрения. Однако часто оребрение и в этом случае помогает повысить эффективность аппарата.

Для теплообменников типа газ – газ в качестве основных конструктивных схем выбираются кожухотрубчатые аппараты с пучками гладких или оребренных внутри и снаружи труб, а также компактные теплообменники. Коэффициенты теплоотдачи теплоносителей отличаются в этом случае не более чем в 3 – 4 раза, но абсолютные значения их обычно в 10 – 100 раз меньше, чем для жидкостей. Следовательно, для передачи одного и того же количества тепла для газообразных теплоносителей требуется значительно большая поверхность теплообмена, чем для жидкостей. Целесообразность применения оребрения здесь повышается по сравнению с теплообменниками типа жидкость – жидкость, однако оребрение и в этом случае не является обязательно необходимым. Применение оребрения необходимо подтвердить технико-экономическими расчетами эффективности теплообменника.

Теплообменники типа газ – газ широко распространены в энергетике и других отраслях техники, примером их могут служить кожухотрубчатые и вращающиеся воздухоподогреватели ГЭС, регенеративные подогреватели ГТУ и т.п.

Теплообменники типа жидкость – газ обычно характеризуются значительно меньшим коэффициентом теплоотдачи со стороны газа по сравнению с жидкостью, поэтому использование оребрения в этом типе аппаратов весьма эффективно. Например, в теплообменнике вода – воздух с водяной стороны легко достижимы коэффициенты теплоотдачи в пределах 2500 – 5000 Вт/(м<sup>2</sup>·К), а с воздушной стороны интенсивность теплоотдачи определяется уровнем 50 – 100 Вт/(м<sup>2</sup>·К), для эффективного процесса теплопередачи необходимо с воздушной стороны увеличить поверхность теплообмена в 10 – 30 раз и более.

Конструктивно эти теплообменники целесообразно выполнять по кожухотрубчатой схеме с пучками из оребренных труб или по принципу компактных аппаратов.

Примеры теплообменников типа жидкость – газ в технике: конденсаторы паровых турбин, автомобильные радиаторы, агрегаты холодильных установок и установок для кондиционирования воздуха и т.д.

В настоящее время в мировой практике применяются ребристые теплообменники с ребрами самой разнообразной конфигурации, изготавливаемыми по различной технологии. Используются продольные и поперечные ребра, винтовые одно- и многозаходные, шипообразные, постоянной толщины и переменного сечения, высокие и низкие. Ребра могут изготавливаться как единое целое со стенкой трубы путем литья, механической обработки, высадки (накатки) на трубообжимных станках. Возможно и раздельное изготовление трубы и ребер и последующее крепление ребер к трубе на основе различной технологии. Ребра могут

навиваться на трубу в виде ленты, поставленной на ребро, а затем крепиться к трубе сваркой или пайкой. Поперечные ребра могут напрессовываться на трубу или надеваться на нее с зазором при условии последующего крепления пайкой или сваркой; возможно и гидравлическое поддавливание трубы изнутри вплоть до некоторой остаточной деформации (увеличения диаметра), которая обеспечит качественный контакт между трубой и основанием ребра. Основание ребер может завальцовываться в стенку трубы. Продольные ребра удобно крепить роликовой или точечной сваркой.

Преимущество раздельного изготовления ребер и трубы заключается в том, что ребра могут быть изготовлены из высокотеплопроводного материала: меди, алюминия, а трубы – из более дешевого и прочного металла, например, стали. Однако есть и существенный недостаток раздельной технологии – проблема устранения контактного термического сопротивления в месте стыка поверхности трубы и основания ребра. Контактное сопротивление снижает эффект применения ребристой поверхности.

Количество ребер на единице длины трубы определяется возможностями производства, стремлением достижения минимальных габаритов аппарата и влиянием количества, формы и размеров ребер на гидродинамику и теплообмен потока около ребренной поверхности. Известно, что наличие ребер на поверхности может почти не влиять на величину коэффициента теплоотдачи, свойственной гладкой поверхности, а может увеличить или уменьшить интенсивность теплоотдачи ввиду изменения условий течения около ребренной стенки по сравнению с гладкой.

В зарубежной практике выпускаются трубы с высокими ребрами (высота ребра 0,0254 м) с 6 – 15 ребрами на длине 1 м и трубы с низкими ребрами (высота ребра менее 0,0032 м) с 630 – 748 ребрами на длине 1 м. Наружная поверхность одного погонного метра трубы с 748 ребрами в 2,5 раза больше, чем аналогичная поверхность гладкой трубы одинакового наружного диаметра. Трубы с низкими ребрами (высотой 0,0016 м) производятся накаткой дисками из труб заготовок, при этом наружный диаметр ребер всего на 0,000025 м меньше по сравнению с наружным диаметром заготовки, деформация которой происходит за счет изменения внутреннего диаметра заготовки (уменьшается на 0,0018 м). Следовательно, низкорребристые трубы оказываются взаимозаменяемыми с гладкими трубами в кожухотрубчатых теплообменниках и не требуют изменения конструкции и технологии сборки аппарата. В частности, крепление (развальцовку) низкорребристых труб в трубных решетках можно осуществлять по технологии для гладких труб, если края ребристых труб оставлять гладкими. Стенка трубы под ребрами примерно на 0,0007 м меньше, чем у неоребренной трубы.

Трубы с продольными ребрами особенно широко используются в теплообменниках типа "труба в трубе", в которых оребряется внутренняя труба.

Продольные ребра обычно имеют толщину около 0,0009 м, при высоте ребер 0,0127 – 0,0254 м на трубе располагаются 24 или 36 ребер. Длина труб примерно 7,5 м. Количество ребер незначительно влияет на стоимость трубы, однако сильно сказывается на величине гидросопротивления. Очевидно, чем больше ребер на трубе, тем выше сопротивление в потоке, омывающем ребра.

При оценке эффективности теплообменника необходимо учитывать большую стоимость ребристых труб (в случае их применения) по сравнению с гладкими.

Производство ребристых труб путем напрессовки ребер на гладкие трубы обходится сравнительно дешево, крепление ребер сваркой, и особенно пайкой, обходится дороже.

Известно, что чем выше коэффициент эффективности ребра, тем большее количество тепла может быть передано оребренной поверхностью. Однако необходимо отыскивать оптимальный коэффициент эффективности ребра, критерием выбора которого является максимальная тепловая эффективность ребристой поверхности и всего теплообменника в целом. Используя суживающиеся по высоте ребра, можно снизить вес ребер и уменьшить гидравлическое сопротивление в потоке между ребрами за счет увеличения проходных сечений около вершин ребер. Однако стоимость изготовления ребер переменного сечения значительно возрастает по сравнению с ребрами постоянной толщины. Поэтому ребра переменного профиля используются только в случае изготовления их заодно с трубами – отливкой, прокаткой, механической обработкой. Последний способ изготовления ребристых труб наиболее трудоемкий.

Погонный метр трубы с низкими ребрами дороже аналогичной гладкой трубы всего в 1,25 – 1,5 раза в зависимости от материала.

Современная технология позволяет производить медные трубы с 1000 и более ребрами на длине 1 м, однако массовое производство таких труб будет значительно дороже, чем труб с 748 ребрами.

Возникало опасение, что низкие ребра могут забиваться различными отложениями из теплоносителя и становиться бесполезными для интенсификации переноса тепла. Эксплуатационная проверка показала полную работоспособность низкорребристых труб.

Принципиальные особенности течения возникают при продольном обтекании трубы с поперечными ребрами. В полостях между ребрами образуется достаточно интенсивная циркуляция жидкости в виде торондальных вихрей. При высоких и часто расположенных ребрах в межреберной

полости возникают два тороидальных вихря по высоте полости. Направление вращения внешнего вихря, как и единственного вихря при относительно низких ребрах, совпадает с направлением движения основного потока. Циркуляция жидкости между ребрами способствует достаточно интенсивной теплоотдаче, однако часто в зависимости от высоты и частоты расположения ребер средние коэффициенты теплоотдачи на оребренной поверхности ниже, чем на гладкой трубе. Гидросопротивление потоку около оребренной трубы обычно значительно выше, чем у гладкой.

При поперечном обтекании пучка труб с низкими поперечными ребрами коэффициент теплоотдачи примерно на 10% меньше по сравнению с гладкотрубным пучком при одинаковых расходах теплоносителей.

При внешнем продольном обтекании пучка труб с ребрами, параллельными оси трубы, существует проблема обеспечения интенсивной теплоотдачи на поверхности ребер. Если расстояние между вершинами ребер соседних труб больше, чем расстояние между соседними ребрами трубы, то основная часть межтрубного потока протекает за пределами вершин ребер. Вследствие этого поток в межреберном пространстве слабо перемешивается, теплообмен ухудшается, кроме того, жидкость в межреберном пространстве имеет температуру, более близкую к температуре ребер, чем жидкость в основном потоке, это снижает фактический температурный напор и также ухудшает теплоотдачу. Для предотвращения обхода основным межтрубным потоком межреберных каналов используются продольные вставки, заполняющие межтрубное пространство за пределами ребер. Аналогичную роль выполняют стержни, монтируемые внутри трубы, при использовании труб с внутренними продольными ребрами.

Проблема ликвидации зон течения с малоинтенсивным перемещением в межреберных полостях в определенной степени существует и для труб с высокими поперечными ребрами в поперечном потоке. Рекомендации, способствующие обеспечению высокой интенсивности теплоотдачи на поверхности ребер, приведены в [4].

В случае малых расстояний между трубами распределение скоростей во всем межтрубном потоке равномерное, поэтому коэффициент теплоотдачи, а также потери давления достаточно точно рассчитываются по соотношениям для круглых труб (или пучков из них) при условии использования эквивалентного диаметра.

Соотношения для расчета теплоотдачи и потерь давления для ребер различной формы, конкретных параметров пучков труб и условий обтекания приводятся в [2, 4, 11].

Теплообмен и трение около ребристых поверхностей – сложные процессы, исследованные еще недостаточно. Не существует пока кратких и точных рецептов для определения областей использования того или иного

типа оребрения, однако некоторые рекомендации в литературе сформулированы.

Поперечные или спиральные (с малым шагом спирали) высокие ребра особенно эффективны при поперечно омываемых трубных пучках. Ребра увеличивают поверхность теплообмена в 5 – 10 и более раз, потери давления увеличиваются при этом только в 2 – 3 раза, средний коэффициент теплоотдачи может уменьшаться примерно в 2 раза, следовательно, целесообразность использования такого оребрения очевидна.

При малых коэффициентах теплоотдачи со стороны ребер (высоких) теплопроводность стали достаточна для обеспечения необходимого коэффициента эффективности ребра при разумной толщине последнего. Для относительно больших коэффициентов теплоотдачи со стороны оребрения и высоких ребер толщина стальных ребер становится слишком значительной. В подобных случаях целесообразно использовать медные или алюминиевые ребра. Например, стальные ребра (поперечные и продольные) высотой 0,012 м и толщиной 0,00089 м выгодно применять при коэффициентах теплоотдачи, меньших 280 Вт/(м<sup>2</sup> К). Теплопроводные тонкие и высокие медные или алюминиевые ребра весьма эффективны (при атмосферном давлении) в более широком диапазоне коэффициентов теплоотдачи в теплообменниках, один из теплоносителей которых – газообразный.

Трубы с высокими ребрами широко используются в различных теплообменниках с воздушным охлаждением: экономайзерах энергетических парогенераторов, воздушных кондиционерах, в регенераторах ГТУ, газоохлаждаемых ядерных реакторах, конденсаторах и холодильниках химической промышленности, водоохладителях ТЭС, батареях центрального отопления и т.д. Интерес к использованию высоких ребер в последнее время возрос, потому что современные технико-экономические расчеты показали, что даже на предприятиях, расположенных около достаточно богатых природных источников воды (рек, озер и т.д.), воздушная система охлаждения воды и других веществ в теплосиловых и технологических установках часто оказывается дешевле и проще в эксплуатации, чем водяная или комбинированная.

Трубы с поперечными ребрами в продольном потоке жидкости используются редко, так как это связано с большими затратами энергии на перемещение теплоносителя относительно оребренной поверхности. Однако и в таких условиях (особенно в кольцевых каналах) посредством оребрения иногда достигается большее возрастание теплоотдачи по сравнению с умеренным увеличенным сопротивлением.

Как уже отмечалось, трубы с высокими продольными ребрами широко применяются в теплообменниках типа “труба в трубе”. Оказывается, что

даже при высокой интенсивности теплоотдачи по обе стороны поверхности теплообмена оребрение внутренней трубы может быть целесообразным. Если термическое сопротивление теплоотдачи со стороны оребренной поверхности меньше  $3,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ , то выгода от применения ребер значительно снижается. При малых коэффициентах теплоотдачи по разные стороны от внутренней трубы и большой разнице между ними использование оребрения значительно сокращает продольные габариты теплообменника.

Низкоребристые трубы с поперечными ребрами в поперечном потоке эффективны при относительно небольшой разнице в интенсивности теплоотдачи для обоих теплоносителей. Трубы с низкими ребрами используются в холодильной технике (в водоохлаждаемых конденсаторах компрессорных холодильных установок, в конденсаторах и испарителях фреоновых холодильных установок); в нефтеперерабатывающей и химической промышленности (в водяных газо- и воздухоохладителях); в энергетике (в водяных маслоохладителях, конденсаторах) и в других областях техники. Целесообразность использования низкоребристых труб можно проиллюстрировать на следующем примере. Пусть для гладкой трубы наружным диаметром  $0,01905 \text{ м}$  коэффициент теплоотдачи с внешней стороны  $700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Площадь наружной поверхности погонного метра трубы будет  $0,06 \text{ м}^2/\text{м}$ , коэффициент теплоотдачи, отнесенный к отрезку трубы длиной  $1 \text{ м}$ , будет  $42 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ . Для трубы с 748 низкими ребрами на длине  $1 \text{ м}$  при одинаковом наружном диаметре с гладкой трубой площадь поверхности одного погонного метра равна  $0,15 \text{ м}^2$ . При меньшем коэффициенте теплоотдачи на поверхности ребристой трубы —  $636 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  величина коэффициента теплоотдачи, приходящаяся на  $1 \text{ м}$  оребренной трубы, будет  $95,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ . Следовательно, для изготовления некоторого теплообменника понадобится примерно вдвое меньше погонных метров ребристых труб по сравнению с гладкими. Если учесть разницу в стоимости одного погонного метра тех и других труб, то станет ясно, что применение ребристых труб обеспечивает значительное уменьшение продольного габарита (более чем в 2 раза) и стоимости (не менее чем на 25%) теплообменника.

В работе [12] на основе сравнительной оценки коэффициентов эффективности высоких продольных и низких поперечных ребер из различных материалов определены оптимальные области их использования. Трубы с поперечными низкими ребрами в диапазоне коэффициентов теплоотдачи  $1140 - 5700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  выгоднее, чем трубы с высокими продольными ребрами. Последние предпочтительны при меньших коэффициентах теплоотдачи.



Возможность использования наружных низких продольных ребер для интенсификации теплообмена в поперечно обтекаемых коридорных и шахматных пучках труб исследована в [4]. Опыты проводились на трубах с диаметрами по основанию ребер 0,01525 и 0,038 м и высотой ребер в пределах  $0,00102 \div 0,005$  м.

При шахматном расположении труб теплоотдача одного погонного метра ребристых труб существенно выше, чем у гладких, и возрастает с увеличением числа Рейнольдса омывающего потока. В области чисел Рейнольдса  $7 \cdot 10^4 - 8 \cdot 10^4$  теплоотдача ребристых труб примерно в 1,6 раза больше, чем у гладких, а сопротивление труб с ребрами увеличивается незначительно по сравнению с гладкими. При числах Рейнольдса  $Re < 2 \cdot 10^4$  сопротивление ребристых труб примерно одинаково с гладкими.

Отмечено, что зависимости для теплоотдачи и трения ребристых труб аналогичны соответствующим зависимостям для шероховатых труб.

Анализ результатов экспериментов показал, что теплоотдача и сопротивление ребристых труб увеличиваются пропорционально поверхности теплообмена. При числах Рейнольдса  $Re > 4 \cdot 10^4$  коэффициент теплоотдачи ребристых труб становится больше, чем у гладких.

В коридорных пучках эффект оребрения оказался значительно ниже, увеличение теплоотдачи не превышает 35% по сравнению с гладкими трубами. Сопротивление ребристых трубных пучков примерно одинаково с гладкими.

Высота ребер влияет на тепловую эффективность поверхности. При ребрах малой высоты ( $0,0017 \div 0,002$  м) теплоотдача возрастает пропорционально поверхности теплообмена. Ребра высотой 0,002 – 0,005 м менее эффективны, а при ребрах высотой 0,005 м, поверхность которых примерно в 3 раза больше гладкой, теплоотдача увеличивается только в 2 раза по отношению к гладкой. Аналогично влияет на теплосъем уменьшение шага между ребрами от 0,0035 до 0,0015 м, поверхность теплообмена возрастает при этом в 2 раза, а теплоотдача только на 10%.

Эффективность пучков труб с винтовыми низкими ребрами при углах наклона ребер  $30 - 60^\circ$  в поперечном потоке оказалась практически одинакова с пучками труб с продольными прямыми ребрами [4].

Соединение в одном аппарате преимуществ малых эквивалентных диаметров каналов (до 0,001 м) и оребрения для обеспечения высокоинтенсивного теплообмена привело к созданию компактных теплообменников. Компактные современные теплообменники содержат до  $4500 \text{ м}^2$  рабочей поверхности в  $1 \text{ м}^3$  объема аппарата по сравнению с  $65 - 130 \text{ м}^2/\text{м}^3$  в обычных теплообменниках из труб с наружным диаметром 0,0159 – 0,0254 м [12]. Конструкция и расчет компактных теплообменников рассматриваются в работах [2, 4 – 6, 11, 12].

В котлоагрегатах энергоблоков, предназначенных для работы на углях Восточной Сибири, с высокими показателями изнашивания поверхности нагрева оказалось целесообразным внедрение мембранных поверхностей. Эффективны эти поверхности и в водогрейных котлах. В мембранных поверхностях трубы каждого ряда трубной системы, обтекаемой поперечным межтрубным потоком газа, связаны между собой вдоль потока плоскими (иногда изогнутыми) продольными (или поперечными) приварными поверхностями (ребрами), которые увеличивают поверхность теплообмена. Промышленные испытания подтвердили высокие конструктивные, технологические и эксплуатационные качества мембранных поверхностей, их тепловую эффективность. Они позволяют увеличить нагрузку котлов по сравнению с гладкотрубными поверхностями и одновременно снизить износ поверхностей и скорость газов. Применение мембранных поверхностей в водяном экономайзере обеспечивает снижение металлоемкости трубного пучка на 30%, аэродинамического сопротивления примерно на 25%, гидросопротивления – на 30%. При поперечном оребрении коэффициент оребрения почти в 2 раза больше, чем при продольном, поэтому число труб уменьшается примерно в 2 раза и существенно уменьшаются габариты экономайзера. Важно, что загрязнение ребристого экономайзера не выше, чем у гладкотрубного. Расчетные соотношения для теплоотдачи и аэродинамического сопротивления мембранных шахматных и коридорных пучков труб, шахматных пучков с поперечными ребрами получены И.Д.Лисейкиным и др. Формулы теплообмена и потерь давления в мембранно-лепестковом экономайзере (мембранная поверхность с дополнительными поперечными к трубам ребрами) получены Г.И. Левченко.

Высокая эффективность кольцевых поперечных ребер при поперечном обтекании трубного пучка определила широкое применение их в современной энергетике. Обобщающие расчетные соотношения приведены в [9, 13].

Интересное развитие получило плавниковое оребрение труб. Для котельных экономайзеров разработаны двухслойные двухплавниковые трубы: на обычной трубе (несущей) обжимается другая труба, из которой при этом формируются два плавника. Производство таких труб высокотехнологично (отсутствует сварка) и относительно дешево (обжимаемая труба может изготавливаться из менее дефицитных сталей, чем несущая). Конструкция позволяет уменьшить абразивный износ основных труб и обеспечивает повышение эффективности конвективного теплообмена по сравнению с обычной мембранной поверхностью.

В отечественной и зарубежной теплоэнергетике продолжается широкое внедрение низкорребристых труб с поперечными ребрами, накатанными на наружной поверхности трубы. Они особенно эффективны в конденсаторах

различного назначения при конденсации пара в межтрубном пространстве горизонтального пучка труб.

Механизм процесса конденсации пара на ребристой поверхности пока не выяснен полностью. Однако новые экспериментальные исследования и теоретический анализ убедительно свидетельствуют, что интенсификация теплообмена обеспечивается силами поверхностного натяжения, которые (совместно с силой тяжести) стягивают пленку конденсата с поверхности ребер в межреберные канавки, откуда конденсат под действием силы тяжести стекает на нижнюю часть трубы, а затем покидает трубу. Значительная часть ребристой поверхности освобождается от конденсата для активного теплообмена с паром, при этом практически исключается термическое сопротивление пленки конденсата и, следовательно, увеличивается интенсивность теплоотдачи от пара к развитой (ребристой) поверхности трубы. Одновременно в нижней части поперечного сечения трубы силы поверхностного натяжения препятствуют стоку конденсата с трубы за счет капиллярного удерживания конденсата между ребрами. Отрицательная роль капиллярного эффекта приводит к частичному или полному "затоплению" конденсатом ребристой поверхности и соответственно к резкому ухудшению теплоотдачи. Обычно коэффициент теплоотдачи на затопленном участке трубы пренебрежимо мал по сравнению с его уровнем на незатопленном участке.

Интенсивность теплоотдачи зависит от геометрии ребристой поверхности и физических свойств пара. Уменьшение шага оребрения повышает теплообмен благодаря увеличению поверхности теплообмена, непосредственно контактирующей с паром в верхней части трубы. На затопленном участке трубы увеличение плотности ребер существенно ухудшает теплообмен из-за возрастающего капиллярного удерживания конденсата и "затопления" ребер. При чрезмерной плотности оребрения возможно полное "затопление" конденсатом всей поверхности трубы. Повышение коэффициента поверхностного натяжения конденсата улучшает теплообмен в верхней части трубы (облегчается стягивание конденсата с ребер) и одновременно ухудшает теплообмен в нижней части (увеличивается капиллярное удерживание конденсата). Экспериментально показано, что несмотря на низкий уровень теплообмена в нижней части трубы при оптимальной геометрии оребрения достигается существенная общая интенсификация теплоотдачи для ребристой трубы (до 500%) в сравнении с гладкой трубой. Для водяного конденсатора паровой турбины, в котором термическое сопротивление по паровой стороне составляет обычно 30–50% суммарного термического сопротивления между паром и охлаждающей водой (для гладкой трубы), посредством низкорребристых труб можно

значительно сократить габариты аппарата. В опытах при конденсации водяного пара при атмосферном давлении на трубах с прямоугольными ребрами толщиной 0,5 мм и высотой 1,6 мм фиксировалось увеличение теплоотдачи при уменьшении шага оребрения до 2 мм; достигнуто возрастание коэффициента теплопередачи в 1,6 раза (скорость охлаждающей воды 3,5 м/с). Дальнейшее уменьшение шага оребрения вызывало почти полное "затопление" ребристой поверхности и снижение теплообмена. Новая технологичная форма ребер предложена Кедзерски, Узбба.

Различие в условиях конденсации по контуру поперечного сечения ребристой трубы обуславливает сложность расчета среднего коэффициента теплоотдачи для такой трубы. Необходимо определить размеры затопленного и незатопленного участков, по рекомендованным соотношениям рассчитать теплоотдачу на этих участках и на межреберной поверхности, а затем вычислить осредненное значение теплоотдачи. Расчет оказывается сложным и трудоемким, привлекаются численные методы расчета на ЭВМ. Приближенная формула для средней теплоотдачи низкорребристой трубы предложена Узбба и др.

Высокие технико-экономические качества низкорребристых труб проявляются и во многих других видах теплообменников. В маслоохладителях паровых турбин применение их позволяет снизить массу аппарата на 25–30%. В [14] приведены формулы для определения средней теплоотдачи и гидросопротивления при поперечном обтекании пучка низкорребристых труб маслоохладителей. При конвективном теплообмене однофазной жидкости эффективные высота и шаг ребер зависят от толщины пограничного слоя. Для интенсификации теплообмена высота ребер должна быть больше толщины пограничного слоя. В газах пограничный слой толстый и эффективная высота ребер достигает 25 мм. При тонком пограничном слое, характерном для вязких жидкостей, эффективная высота ребра снижается и ограничивается пределом, равным примерно 1,6 мм.

Использование оребренной (развитой) поверхности для интенсификации теплопередачи целесообразно как при внешнем обтекании пучков труб, так и при течении в каналах.

Экономически оправдано применение труб с внутренними относительно низкими спиральными ребрами, в которых интенсификация теплообмена достигается за счет развития поверхности и закрутки потока. При одинаковой мощности прокачивания теплоносителя и количестве передаваемого тепла ребра, параллельные оси трубы (высота ребра менее 2 мм), обеспечивают снижение металлоемкости пучка труб на 10%, а спиральные ребра (угол подъема спирали 30°) – на 49%. Максимальная экономия металла получается для спиральных ребер высотой 1–1,5 мм.

Из анализа следует, что с возрастанием закрутки потока спиральные ребра увеличивают теплоотдачу больше, чем гидросопротивление, поэтому выгода применения труб с такими ребрами очевидна. Область использования труб со спиральными ребрами для интенсификации теплообмена весьма широка: в потоках однофазных жидкостей и газов; при кипении и конденсации с одновременным вынужденным течением теплоносителя (в конденсаторах и парогенераторах).

## 2.2. Интенсификация теплопередачи в пучках оребренных труб

Оребрение снижает удельный теплосъем, но за счет развития поверхности обеспечивает уменьшение размеров и металлоемкости теплообменника.

Обычно в теплообменниках (например, в аппаратах воздушного охлаждения (АВО)) поток газа поперечно обтекает пучок ребристых труб с высокими поперечными ребрами. При поперечном обтекании пучка оребренных труб в опытах наблюдалась существенная общность процессов с течением в гладкотрубных пучках.

Для ограничения гидросопротивления пучка и увеличения удельной теплоотдачи необходимо выбрать оптимальные геометрические параметры ребристой поверхности и пучка труб в целом; рационально подобрать материал ребер и несущей трубы; правильно назначить число рядов труб в пучке; интенсифицировать теплоотдачу на поверхности ребер и межреберных промежутков; гарантировать плотный стык между ребром и трубой; обосновать режим и скорость течения воздуха в пучке.

В поперечном потоке газов лучшими характеристиками обладают пучки труб с поперечными или спиральными ребрами (с малым шагом спирали) [13].

Экспериментально обнаружено большое влияние относительных шагов ребристых труб в пучке (поперечного  $\bar{S}_1$  и продольного  $\bar{S}_2$ ) на теплообмен и гидросопротивление пучка.

В диапазоне шагов  $\bar{S}_1 = 1,7 + 3$  и  $\bar{S}_2 = 1,2 + 3$  теплообмен и гидросопротивление межтрубного потока газа в шахматном пучке изменяются примерно в 1,5 раза. Аэродинамическое сопротивление шахматного пучка возрастает при уменьшении шага  $\bar{S}_1$  и приблизительно не зависит от шага  $\bar{S}_2$ , за исключением стесненного пучка:  $(S_1 - d_n)/(S_2' - d_n) > 2$ , где  $S_2'$  — диагональный шаг, сопротивление в котором возрастает. Теплоотдача шахматного пучка повышается при увеличении поперечного шага труб и остается практически неизменной при варьировании продольного шага.

Потери давления в пучке больше, чем теплоотдача, зависят от величины шагов между трубами и компоновки пучка [12]. Предпочтительны шахматные пучки с малыми шагами расположения ребристых труб [13].

Конкретная величина шага  $\bar{S}_1$  определяется целесообразной величиной коэффициента эффективности ребра  $\eta_r$  и оптимальным соотношением между теплообменом и гидросопротивлением межтрубного потока. В шахматном пучке часто принимается  $\bar{S}_2 = 0,866\bar{S}_1$  [15], при этом необходимо выдержать ограничение на  $S_2$  (или  $S_2'$ ), исключающее возникновение стесненного пучка.

Форма и геометрические параметры ребер могут повлиять на теплообменные и аэродинамические характеристики ребристого пучка.

Опытное исследование теплоотдачи ребренных труб с различной формой ребер (шпировых, проволочных, дисковых поперечных) показало, что теплоотдача практически не зависит от формы рассмотренных ребер (при условии сравнения оптимальных вариантов), поэтому рекомендуется использовать трубы с поперечными или спиральными ребрами, обладающими технологическими преимуществами перед остальными вариантами.

В отечественном производстве ребристых труб используется накатка ребер по технологии ВНИИметмаша и навивка ленточного ребрения на трубу с приваркой ленты по технологии Киевского института электросварки или с завальцовкой ленты в стенку трубы.

Для снижения термического сопротивления теплопроводности ребер целесообразно изготавливать ребра возможно меньшей толщины при большом количестве их на единице длины трубы.

Оптимальная относительная толщина ребра  $\delta/d_n = 0,005$  [13].

В работе [16] рекомендуется принимать  $\delta = (0,2 - 0,4)$  мм для труб  $d_n = 6 \div 12$  мм и  $\delta \geq 0,035 d_n$  для  $d_n > 20$  мм.

Расчеты подтверждают малое влияние толщины ребра на теплосъем: если толщину ребра уменьшить в 5 раз (или коэффициент теплопроводности ребра снизить в 3 - 5 раз), то при высоте ребра  $h = (0,3 - 0,4)d_n$  теплоотдача снизится только на 5 - 10%.

Шаг ребер  $t$  и расстояние между ребрами  $u$  значительно влияют на гидросопротивление и теплоотдачу ребристых труб; между тесными ребрами поток замедляется и большая часть его проходит мимо ребер. При возрастании шага ребер до  $t = (0,2 - 0,3)d_n$  теплоотдача их увеличивается. Рекомендуется выбирать  $u/d_n \geq 0,06$ ,  $(t - \delta)/h = 0,15 - 0,16$ , так как при меньших  $t$  относительные объем и масса ребристого пучка увеличиваются по сравнению с гладкотрубным.

На практике при учете гидросопротивления, технологии производства, условий работы, возможности загрязнения ребер и их очистки принимается  $t \geq (2 + 2,5) \text{ мм}$  [13, 15, 17].

При увеличении высоты ребра гидросопротивление и теплоотдача, рассчитанная по гладкой поверхности несущей трубы диаметром  $d_n$ , возрастают. Относительное нарастание теплоотдачи при увеличении высоты ребра и числа Рейнольдса постепенно падает, что связано с уменьшением коэффициента эффективности ребра по мере роста его высоты [13]. Следовательно, оптимальная высота ребра ограничивается теплотехнически выгодным  $\eta_p$ , который принимается обычно  $\eta_p \geq 0,5 + 0,7$  [15]. Эффективные величины высоты и шага ребер зависят от толщины пограничного слоя омывающего потока. Высота ребра должна превышать толщину пограничного слоя, чтобы увеличилась площадь активной поверхности ребра.

В ряде исследований экспериментально установлено, что оптимальная высота ребра определяется соотношением  $D/d_n \approx 1,8$ . В работе [16] рекомендуется некоторый диапазон опытных величин для выбора оптимальной высоты ребра  $h = (0,4 + 0,8)d_n$ , при этом для труб диаметром  $d_n < 20 \text{ мм}$  считается целесообразным выбирать максимальное значение  $h/d_n$ , а для  $d_n > 20 \text{ мм}$  принимать минимальное  $h/d_n$ .

Размеры и шаг ребер устанавливают соответствующий коэффициент оребрения поверхности трубы, оптимальная величина которого изменяется в широких пределах – до 25 и более.

Средняя теплоотдача и гидросопротивление шахматных оребренных пучков труб возрастают с увеличением числа рядов труб вдоль межтрубного потока  $Z_1$ . При  $Z_1 \geq 4$  уровень теплообмена в пучке стабилизируется [13]. Потери давления (число Эйлера), приходящиеся на один поперечный ряд,  $Eu/Z_1$  падают при увеличении  $Z_1$ , при числе рядов  $Z_1 \geq 5 - 6$  величина этих потерь остается постоянной. Поэтому расчет теплообмена и потерь в пучке требует учета числа рядов труб.

Эффективность ребра в значительной мере определяется коэффициентом теплопроводности его материала  $\lambda_p$ .

Опытное исследование приведенных коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_{np}$  шахматных пучков ребристых труб из различного материала (медь, алюминий, магний, углеродистая и нержавеющая стали) показало, что  $\alpha_{np}$  увеличивается с ростом  $\lambda_p$  до 140 Вт/м·К, при дальнейшем увеличении  $\lambda_p$  теплоотдача практически остается неизменной.

Переход от стальных труб (ребер) к алюминиевым приводит к увеличению  $\alpha_{np}$  в потоке воздуха всего лишь на 10 – 15%.

Следовательно, замена стальных ребер на ребра из дорогих цветных металлов (магний, алюминий, особенно медь) не связана с острой необходимостью и должна оцениваться экономической и технической эффективностью ТА (АВО).

При выборе оптимальных геометрических параметров ребер и их материала теплоотдачу оребренной трубы можно повысить путем интенсификации теплообмена на поверхности ребер посредством искусственной шероховатости, разрезки, перфорации, отгибки краев и гофрирования ребер.

Термическое сопротивление ребра определяется суммой термосопротивлений теплопроводности и теплоотдачи, поэтому шероховатость поверхности ребра, увеличивающая гидросопротивление и не влияющая на теплопроводность ребра, практически не повышает эффективности ребристой поверхности с малотеплопроводными стальными ребрами. Для высокотеплопроводных ребер из цветных металлов шероховатость поверхности ребер может поднять интенсивность теплообмена на 40 – 50% [13]. Следовательно, для снижения суммарного термосопротивления ребра в случае высокотеплопроводных ребер целесообразна интенсификация теплообмена на поверхности ребер.

Разрезка ребер (по спирали или вдоль оси трубы) с целью организации прерывистой поверхности, обладающей повышенной теплоотдачей, с последующей отгибкой краев ребер (в форме знака “интеграл”) позволяет повысить тепловую эффективность труб в 1,3 – 1,8 раза. Однако отгибка ребер возможна при шаге ребер  $t \geq 3,5$  мм, потребное увеличение  $t$  по сравнению с оптимальным  $t = 2 \div 2,5$  мм снижает теплоотдачу ребристой трубы на 40 – 50%, поэтому разрезка и отгибка ребер не эффективны, выгоднее использовать оребрение с малым шагом ребер. Необходимо дополнительно учитывать, что разрезка и отгибка ребер значительно увеличивают аэродинамическое сопротивление гучка по сравнению с трубами с цельными ребрами (на 30 – 50%). Перфорация ребер отверстиями также не приводит к выигрышу.

Гофрирование ребер при навивке ленты на трубу интенсифицирует теплоотдачу примерно на 10%, если гофры занимают менее 40% расстояния между ребрами, а высота гофр меньше  $(2/3)t$ ; в противном случае теплоотдача падает, а гидросопротивление значительно возрастает [17].

Определение оптимальных параметров ребер и оценка целесообразности применения интенсификации теплообмена на их поверхности основываются на анализе общей эффективности теплообменника.

Для примерной ориентировки (для АВО) можно указать следующее положение: если коэффициент теплоотдачи продукта (в трубах) меньше  $60 - 80 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , то применение оребренных снаружи труб нецелесообразно.



Необходимо использовать гладкотрубный пучок. Однако такая ситуация встречается редко.

Оребрение стенок труб с обеих сторон (при малых коэффициентах теплоотдачи для обоих теплоносителей) также может не обеспечить желаемый результат, так как для существенного увеличения теплопередачи потребуются нереально высокие ребра (особенно внутри трубы) [12].

### 2.3. Закрутка потока и применение каналов переменного сечения

Интенсификацию теплообмена в трубе можно осуществить, закручивая поток теплоносителя вокруг продольной оси трубы (см. работы В.К. Шуккина, А.Бергса, В.М.Будова, Спэрроу, Р.З.Алимова, Г.А.Дрейцера, Б.В.Дяобенко, В.М.Исвлева, А.А.Халатова, Ю.М.Бродова и др.). Закрутка потока обеспечивается различными вставками, монтируемыми в трубе: винтовыми – в форме шнека или плоской закрученной ленты; лопаточными завихрителями – по типу многолопастного проеллера или турбинного колеса. Закрутить поток можно и посредством тангенциального подвода жидкости, как это делается в циклонах. Если закручивающие вставки непрерывны вдоль канвала или расположены с малыми промежутками, то они создают равномерную закрутку потока по всему каналу. При монтаже вставки только на входе в трубу закрутка потока под действием вязких сил достаточно быстро исчезает при движении жидкости вдоль канала. Характеристики закрученного потока для винтовых вставок определяются шагом закручивания вставки  $S$ , для лопаточных завихрителей – углом закрутки лопаток.

Структура закрученного потока очень сложная. Движение жидкости складывается из продольного и вращательного и имеет винтообразный характер, одновременно в поперечном сечении трубы может возникать замкнутое вихревое вторичное течение жидкости. Анализ опытных данных показывает, что в трубах с ленточными завихрителями возможны ламинарное, ламинарное с макровихрями и турбулентное течения.

Гидраалическое сопротивление трубы с закручивающей вставкой возрастает по сравнению со свободной трубой. Это связано с увеличением поверхности трения и дополнительными затратами энергии на создание вращательного движения теплоносителя и образование вторичных поперечных течений. Например, при турбулентном режиме в трубе со скрученной лентой при относительном шаге  $S/d = 5$  гидросопротивление в 1,35 – 1,55 раза больше, чем в трубе без завихрителя.

Интенсификация теплоотдачи в закрученном потоке достигается за счет увеличения пристенной скорости потока и вторичных течений,

возникающих под действием центробежных сил и усиливающих теплообмен между ядром потока и погранслоем на стенке канала, а также за счет того, что протяженный завихритель (скрученная лента) увеличивает поверхность теплообмена, возникает эффект оребрения при условии хорошего контакта между вставкой и стенкой трубы. Вставка посредством теплопроводности передает (или забирает) тепло в стенку трубы. Доля теплового потока за счет эффекта оребрения не превышает 30% от количества тепла, которым обмениваются стенка трубы и теплоноситель путем теплоотдачи. При ламинарном и переходном режимах ленточные завихрители позволяют увеличить теплоотдачу в несколько раз при умеренном росте потерь энергии на прокачивание теплоносителя. В этой области режимов течения завихрители особенно эффективны.

В турбулентном режиме при использовании ленточных завихрителей достигается увеличение теплоотдачи в 1,5 – 2 раза. Интенсификация теплоотдачи снижается при увеличении относительного шага закрутки ленты, возрастании среднерасходного числа Рейнольдса и увеличении теплопроводности жидкости. Снижение эффективности завихрителей при возрастании числа Рейнольдса объясняется тем, что рассматриваемые интенсификаторы теплообмена воздействуют на весь поток, а не только на пристенную область. Турбулентность ядра течения при достаточно больших числах Рейнольдса настолько высока, что дополнительная турбулизация потока посредством завихрителя оказывается малоэффективной и энергетически нецелесообразной. Практически интересный диапазон относительных шагов закрутки ленты  $2 \div 15$ . При меньших шагах резко возрастает сопротивление, при больших – значительно снижается уровень интенсификации теплообмена. В рекомендованном диапазоне относительных шагов теплоотдача возрастает примерно пропорционально увеличению гидросопротивления.

Ленточные и шнековые завихрители, установленные на входе в трубу на коротком входном участке, интенсифицируют теплообмен в несколько раз, а на достаточно протяженном участке трубы (50 – 60 диаметров и больше) обеспечивают повышение теплоотдачи в 1,5 – 2,5 раза. Средством тангенциального подвода теплоносителя в циклонах достигается увеличение теплоотдачи в 25 – 30 раз и выше.

Оценка эффективности труб с некоторыми ленточными и пропеллерными вставками на базе энергетического коэффициента указывает на их преимущество по сравнению со свободными гладкими трубами.

Аналогично каналам с завихрителями поперечные вторичные течения, интенсифицирующие теплообмен, образуются при течении жидкости в изогнутых каналах.

Закручивание потока открывает возможность значительного повышения эффективности энергетических теплообменников. Расчеты для возду-

холодогователя энергоблока мощностью 800 МВт при поперечном обтекании шахматного пучка и со спиральными лентами в трубах показали, что поверхность нагрева уменьшается на 23% при одинаковом гидросопротивлении с обычной гладкотрубной конструкцией. При толщине ленты 1 мм расход металла на закручиватели составляет примерно 4% от расхода на трубы [1]. В парогенерирующих трубах котлоагрегатов закрутка двухфазного потока приводит к вытеснению пара от стенки жидкостью, отбрасываемой к стенке под влиянием центробежных сил закрутки. Обеспечивается интенсивное охлаждение стенки жидкостью, задержка кризиса теплообмена и соответствующее предотвращение опасного перегрева стенки. Эффективно применение закрутки и для не кипящего потока.

Интенсификация теплообмена посредством закручивания потока широко используется в каналах тепловыделяющих элементов ядерных энергетических установок [18].

Ленточные и другие завихрители потока эффективно применяются в технологических и промышленных котлах с дымогарными трубами при работе их на относительно чистых горячих газах (сжигание газа, мазута). Ленточный завихритель при шаге закрутки 0,712 м, ширине ленты 66 мм и толщине 1,4 мм увеличивает теплоотдачу на 65%, а гидросопротивление — на 160% по сравнению с гладкой трубой при прочих равных условиях. Такие завихрители, интенсифицируя теплообмен, приводят к существенной экономии расхода топлива на подогрев жидкости в котле.

При определенных гидродинамических условиях применение скрученной ленты эффективно и в прямоугольном канале.

Возможный недостаток закручивателей потока, смонтированных непрерывно вдоль трубы, заключается в существенном увеличении гидросопротивления. Уменьшение гидросопротивления при сохранении достаточно высокого уровня теплообмена может быть достигнуто установкой в трубе последовательно ряда отдельных закручивателей (например, шнековых). Теплоотдача в таком канале зависит от геометрии закручивателей и расстояния между ними. При тангенциальном подводе газа на вход в трубу теплоотдача уменьшается при удалении от входа (закрутка затухает), однако закрутка вызывает значительно большую интенсивность теплообмена, чем на начальном термическом участке незакрученного потока, и на большей длине трубы. Монтаж в трубе отдельных закручивателей потока технологически сложнее, чем установка непрерывного завихрителя.

Для интенсификации теплообмена закрутка потока используется не только в трубах, но и в межтрубном пространстве теплообменников. Разработан теплообменник с плотным пучком из овальных винтообразно закрученных труб, соприкасающихся между собой. При продольном

межтрубном обтекании пучка теплоноситель закручивается в винтообразных каналах между трубами. Определены соотношения для расчета теплообмена и гидросопротивления в таких теплообменных аппаратах. По сравнению с обычным аппаратом из круглых труб объем такого теплообменника уменьшается в 1,5 – 2 раза.

Исследование процессов тепломассопереноса в межтрубном пространстве при различной геометрии закрученных труб обнаружило, что необходимо использовать пучки с постоянным углом закрутки всех труб относительно оси пучка. При этом повышается интенсификация теплообмена и достигается более равномерное поле температур в поперечном сечении пучка (особенно при неравномерном подводе тепла) и соответственно повышение надежности работы теплообменника [19].

При разработке высокоэффективного теплообменного оборудования достойное приложение могут найти каналы типа диффузор – конфузор (каналы с волнистыми стенками). Каналы выполняются в форме последовательно повторяющегося расположения системы диффузор – конфузор. Плоский канал такого типа широко используется в поверхностях нагрева регенеративных вращающихся воздухоподогревателей, в транспортных радиаторах, в различных системах охлаждения и т.д. Конструктивно канал образуется плоским и волнистым металлическими листами, расположенными параллельно друг другу. Интенсификация теплообмена в таком канале обусловлена особенностями гидродинамики потока. Течение газа в диффузоре характеризуется возрастанием турбулентности и отрывом потока от стенки, поперечным перемешиванием в потоке, что и приводит к интенсификации теплоотдачи. При течении в конфузоре ускорение потока вызывает упорядочение потока (снижение турбулентности) и соответствующее уменьшение теплообмена. Однако если поток поступает в конфузор после диффузора, то турбулентные возмущения течения, генерируемые диффузором и отрывной зоной кромки стыка его с конфузуром, обеспечивают высокий уровень теплообмена и в конфузуре. В целом система диффузор – конфузор характеризуется высокой тепловой эффективностью при умеренном гидросопротивлении [1]. Теплоотдача и сопротивление канала зависят от соотношения длин диффузора и конфузора, размеров входного и выходного сечений диффузора и формы кромки стыка. Угол раскрытия диффузора не должен превышать предельный безотрывный угол ( $\angle \cong 9^\circ$ ), при котором возникает существенное стационарное отрывное течение, резко увеличивающее гидросопротивление канала и почти не изменяющее теплообмен. В плоском волнистом канале теплоотдача увеличивается на 40 – 50% по сравнению с гладким каналом при одинаковом гидросопротивлении.

Разработана простая технология производства таких труб из обычных посредством накатки на них волнистости с помощью специального приспособления с тремя накатывающими роликами. При одинаковой мощности прокачивания теплоносителя и одинаковой поверхности с гладкой трубой волнистые трубы увеличивают теплосъем на 30 – 60% (в зависимости от геометрии трубы). Эскизное проектирование противоточного воздухоподогревателя с трубами типа диффузор – конфузор показало возможность уменьшения его поверхности на 35% по сравнению с гладкотрубным вариантом.

Интенсификация теплообмена в трубе может быть достигнута установкой специальных вставок – смесителей потока, меняющих местами ядро течения и пограничный слой.

#### 2.4. Дискретно шероховатые каналы (ДШК) при турбулентном потоке

**Каналы со сплошной шероховатостью стенки.** Искусственная шероховатость поверхности создается путем нарезки, штамповки, накатки, навивки проволоки и другими методами. Шероховатость может быть сплошной (бугорки шероховатости покрывают всю поверхность) или дискретная. Интенсификация теплообмена посредством шероховатости в общем случае происходит из-за более раннего перехода от ламинарного течения к турбулентному по сравнению с гладкой стенкой, турбулизации пристенного слоя жидкости и увеличения поверхности теплообмена относительно гладкой [1, 9, 10]. Турбулентные возмущения потока, генерируемые шероховатостью, одновременно с улучшением теплообмена повышают гидросопротивление. Определяющее влияние на теплообмен и трение оказывает соотношение высоты шероховатости и толщины вязкого подслоя; форма бугорков относится к ряду характеристик шероховатости, также проявляющихся в процессах переноса. Для характеристики точечной шероховатости поверхности (например, конических выступов, расположенных в отдельных точках поверхности теплообмена) важны еще: концентрация – число элементов шероховатости на единичной площади поверхности; коэффициент увеличения поверхности  $\phi$  – отношение площади поверхности одного погонного метра шероховатой трубы к площади поверхности гладкой трубы, внутренний диаметр которой одинаков с диаметром окружности оснований бугорков шероховатости в шероховатой трубе. Указанные характеристики, совместно с числом Рейнольдса потока, влияют на течение и теплообмен около шероховатой стенки [4]. Термическое сопротивление потока теплоносителя в основном сосредоточено в области ламинарного подслоя, поэтому с точки зрения физического механизма

процесса теплообмена около шероховатой поверхности главное значение имеет величина отношения высоты шероховатости к толщине вязкого подслоя —  $h/\delta_v$ . Влияние последней величины на течение и теплообмен изменяется в зависимости от числа Рейнольдса.

Шероховатость может существенно увеличить поверхность: в 2 раза и более по сравнению с гладкой. Шероховатость способна значительно интенсифицировать теплообмен (в 3 раза и более) при умеренном росте сопротивления. Интенсификация теплообмена возможна как при течении в трубах, так и при поперечном обтекании пучка труб.

Так, в трубе диаметром 0,0167 м с разбойю круглого профиля глубиной 0,000805 м, шагом 0,001517 м в опытах на воде наблюдалось увеличение теплоотдачи в 2,2 раза при росте гидросопротивления в 1,9 раза.

Анализ результатов экспериментального изучения теплоотдачи в шероховатых трубах, неровность поверхности которых обеспечивалась нарезкой полного или усеченного профиля метрической резьбы с достаточным диапазоном изменения шага 0,0003 — 0,002 м, позволил сделать следующие выводы. В исследованном диапазоне шероховатостей форма выступов и относительная шероховатость не влияют на теплообмен, определяющее значение имеет величина поверхности шероховатости. Теплоотдача и сопротивление увеличиваются пропорционально поверхности:

$$Nu = 0,0045 \phi Re^{0,92}, \quad \epsilon = 0,0275 \phi, \quad (2.1)$$

следовательно, необходимо использовать шероховатые поверхности с большими коэффициентами увеличения поверхности:

Оценка эффективности шероховатых поверхностей с точечными выступами на основе энергетического коэффициента показала, что наибольшей эффективностью обладают поверхности с круглыми коническими выступами.

При вынужденном течении однофазной среды шероховатость стенки может обеспечить предельное увеличение теплоотдачи примерно в 4 раза (по сравнению с гладкой поверхностью), соответствующее возрастание гидросопротивления может достигать величины, в 58 раз превышающей уровень для гладкой стенки. Однако существуют эффективные формы шероховатости для поверхностей теплообмена, улучшающие технико-экономические показатели теплообменников, что подтверждается серийным производством за рубежом и опытным изготовлением в нашей стране шероховатых труб для теплообменного оборудования. Использование шероховатости для интенсификации теплообмена целесообразно при течении в каналах, в пучках труб и внешнем обтекании тел.

Сплошная шероховатость наружной и внутренней поверхностей трубы эффективна для повышения теплообмена в парогенераторах ПТУ и ядерных реакторов. В целях стимулирования теплообмена этот вид шероховатости может оказаться полезным и во многих других случаях. Для интенсификации теплообмена при поперечном обтекании тесных пучков труб технически целесообразно в потоке жидкости большой вязкости использовать шероховатость высотой  $h = 0,4 \div 0,8$  мм, в потоке воздуха – высотой  $h = 0,8 \div 2$  мм. Теплообмен может возрастать как из-за более раннего перехода к турбулентному режиму в пограничном слое, так и под влиянием турбулизации пристенной зоны турбулентного пограничного слоя. Например, при относительной высоте шероховатости  $h/d_{\text{н}} = 17 \cdot 10^{-3}$  существенно ускоряется переход в пограничном слое от ламинарного к турбулентному обтеканию труб. Критическое число Рейнольдса снижается до  $2,5 \cdot 10^4$  по сравнению с  $Re = 2 \cdot 10^5$ , характерным для гладкой стенки, что интенсифицирует теплообмен на 50% по сравнению с гладкими трубами. При обтекании пучка труб потоком с докритическими числами Рейнольдса незначительная шероховатость не влияет на перенос тепла [9].

Формулы для расчета теплоотдачи и падения давления в шероховатых пучках в зависимости от относительной шероховатости труб даны в [9].

Реальные трубы, применяемые в теплообменном оборудовании, имеют естественную шероховатость, обусловленную технологией производства труб и условиями их эксплуатации. При расчете теплообмена и трения в таких трубах часто нельзя рассматривать их как гидравлически гладкие, необходимо учитывать влияние шероховатости на переносные свойства потока в трубе. В диапазоне умеренных чисел Рейнольдса (менее  $10^5$ ) определение теплоотдачи в трубах возможно на основе уравнений подобия вида  $Nu = f(Re; Pr; \epsilon)$ , где  $\epsilon$  – коэффициент сопротивления для технических труб [29]; его можно определить по эмпирической формуле Хаузена [22] или с помощью понятия эквивалентной шероховатости.

Повышение теплообмена за счет естественной шероховатости, вероятно, объясняет частое совпадение уровня теплообмена в трубах действующих промышленных теплообменников с результатами расчета теплообмена в этих трубах по формулам для чистых гладких труб. Возможно, что влияние шероховатости стенки, увеличивающее теплообмен, и влияние термического сопротивления загрязнений стенки, снижающее теплообмен, взаимно компенсируются [1].

Для продольного межтрубного обтекания тесных пучков влияние шероховатости труб на теплообмен и потери давления аналогично проявлению шероховатости при течении в трубах (при условии использования в формулах для труб эквивалентного диаметра пучка).

Шероховатость может обеспечить существенную интенсификацию теплообмена в межтрубном потоке. При больших числах Рейнольдса (больше  $10^5$ ), когда интенсивность турбулентности в потоке высока, дополнительная турбулизация потока шероховатостью стенки относительно незначительна. Влияние формы и высоты бугорков шероховатости на гидросопротивление и теплообмен в трубе практически исчезает. Теплообмен и сопротивление зависят от  $\varphi$ .

Определение характеристик течения на плоской технической шероховатой поверхности возможно путем выявления общности его свойств с течением в шероховатой трубе.

Расчетные оценки, выполненные для течения в шероховатых трубах при умеренных и больших числах Рейнольдса, показывают, что по мере нарастания относительной высоты шероховатости увеличение теплоотдачи все более отстает от повышения гидросопротивления по сравнению с гладкой трубой. Сравнительная оценка тепловой эффективности сплошной и дискретной шероховатости приводит к следующему заключению. Интенсификация теплоотдачи отдельными выступами (дискретными турбулизаторами пристенного слоя потока) до уровня, практически соответствующего сплошной шероховатости, достигается при существенно меньших потерях давления на гидросопротивление [1, 9, 10]. Следовательно, дискретная шероховатость в качестве способа интенсификации теплообмена при разработке высокоэффективного теплообменного оборудования наиболее предпочтительна.

Дискретная шероховатость поверхности выполняется в форме отдельных точечных выступов (рассредоточенных по стенке) или протяженных выступов, расположенных поперечно к потоку вдоль периметра поперечного сечения канвала (или его части); форма выступов различна. Интенсификация теплоотдачи посредством дискретных выступов осуществляется за счет турбулизации и разрушения пристенной зоны турбулентного пограничного слоя. Увеличение теплообмена и гидросопротивления при этом зависит от высоты выступа  $h$ , точнее, от соотношения ее с толщинами пограничного слоя  $\delta$  и вязкого подслоя  $\delta_v$ ; расстояния между выступами  $l$  или относительного шага  $l/h$ , формы выступов и их взаиморасположения.

Каналы с поперечными кольцевыми выступами. Турбулентное течение теплоносителей, которому соответствует интенсивный "молярный" механизм переноса тепла, предпочтительно по сравнению с ламинарным, поэтому широко реализуется в теплообменниках. Выбор рационального способа интенсификации теплообмена возможен только на основе анализа структуры и процессов переноса в турбулентном пограничном слое.



Плотность теплового потока поперек турбулентного течения теплоносителя

$$q = q_n + q_t,$$

или

$$q = \lambda \frac{\partial \bar{t}}{\partial y} + c_p A_q \frac{\partial \bar{t}}{\partial y} = \lambda \frac{\partial \bar{t}}{\partial y} + \lambda_t \frac{\partial \bar{t}}{\partial y}, \quad (2.2)$$

где  $q_n$ ,  $q_t$  – молекулярная и турбулентная составляющие теплового потока;  $\bar{t}$  – осредненная температура в турбулентном потоке;  $\lambda_t$  – коэффициент турбулентной теплопроводности.

Экспериментально установлено, что турбулентная теплопроводность очень мала в пристенной области и резко возрастает за ее пределами; в пристенной области справедливо соотношение  $\lambda \gg \lambda_t$ , в ядре наоборот –  $\lambda_t \gg \lambda$ . При фиксированном температурном напоре между потоком и стенкой, числе Рейнольдса и турбулентной теплопроводностью величина  $q_n$  постоянна. Следовательно, для интенсификации теплоотдачи необходимо увеличить турбулентную теплопроводность в тонком пристенном слое жидкости за счет турбулизации пристенной области. Турбулизация течения в ядре потока нецелесообразна, так как в ядре турбулентная теплопроводность в несколько раз превышает ее уровень в пристенной области. Дальнейшее увеличение турбулентности потока в ядре практически не окажет влияния на величину теплового потока, однако значительно увеличит гидравлические потери. При условии технического осуществления турбулизации течения в тонком пристенном слое теплообмен между стенкой и теплоносителем значительно возрастет для неизменных величин температурного напора и числа Рейнольдса основного течения, а потери давления увеличатся незначительно.

Простой способ реализации описанного принципа интенсификации теплообмена заключается в установке вдоль трубы ряда диафрагм (колец), за которыми в потоке образуются вихревые структуры (рис. 2.1) [4, 10]. Вихревая зона потребляет энергию осредненного движения основного потока и частично возвращает ее в поток, главным образом, в области, прилежащей к диафрагме части границы вихря  $AB$ , в виде кинетической энергии пульсационного движения, которая в форме крупных пульсаций скорости сносится основным потоком вдоль линий тока и диффундирует в стороны от них. Перемещаясь вниз по потоку, энергия крупных пульсаций скорости передается более мелким пульсациям, которые постепенно затухают, кинетическая энергия их переходит в тепло, т.е. происходит

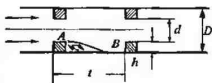


Рис. 2.1

диссипация энергии. Опытным установлено, что распространение пульсаций поперек потока происходит сравнительно медленно. При достаточно малой высоте диафрагмы  $h$  за ней формируется небольшая отрывная зона течения теплоносителя (вихрь), граница которой с потоком (линия  $AB$ ) расположена близко к стенке. Поэтому небольшой вихрь обеспечит усиление пульсаций (пульсационное разрушение пристенной области) или увеличение турбулентной теплопроводности в тонкой пристенной области; существенная интенсификация теплоотдачи произойдет при незначительном увеличении потерь давления. Диафрагмы целесообразно располагать на таких расстояниях друг от друга, чтобы кинетическая энергия пульсаций от вихря предыдущей диафрагмы успевала частично диссипировать на пути до следующей диафрагмы. В этом случае диффузия пульсаций в ядро будет незначительна. Большая высота колец  $h$  энергетически невыгодна, она приводит к значительной и бесполезной с точки зрения интенсификации теплообмена турбулизации ядра и большим гидравлическим потерям.

Интенсификацию теплоотдачи можно осуществить аналогичным образом при помощи вихревого течения, образующегося в поперечной канавке на стенке трубы. Выступы и канавки в качестве турбулизаторов течения могут использоваться для интенсификации теплообмена на плоской поверхности, в кольцевых каналах и т.д.

Турбулизаторы, значительно изменяющие площадь поперечного сечения канала, энергетически нецелесообразны. Они могут обеспечивать интенсификацию теплообмена в 10 и более раз, т.е. существенно больше, чем турбулизаторы с малым гидросопротивлением, однако увеличение сопротивления при этом значительно опережает рост теплоотдачи.

Турбулизаторы, интенсивно воздействующие на весь поток теплоносителя, тем не менее можно применять в тех случаях, когда потери давления не ограничиваются.

Оценка тепловой эффективности труб с внутренними выступами на основе энергетического коэффициента продемонстрировала их превосходство по сравнению с гладкими трубами.

Итак, при интенсификации теплоотдачи в трубах весьма эффективны низкие поперечные кольцевые выступы (рис. 2.2), наиболее просто получаемые накаткой [10].

Экспериментально обнаружено, что в области относительно малых чисел Рейнольдса и сравнительно больших относительных шагов выступов турбулизация потока приводит к выгодному соотношению между парастанием теплообмена и увеличением сопротивления. Теоретически и опытным путем доказано, что возможно опережающее нарастание теплообмена по сравнению с увеличением гидросопротивления. Повышение числа Рейнольдса течения снижает положительный эффект интенсификации теплообмена. Объясняется это следующим.

При увеличении числа  $Re$  термическое сопротивление потока сосредоточивается во все более тонкой пристенной зоне течения, турбулизация которой для интенсификации теплообмена на стенке целесообразна таким выступом, высота которого соизмерима с поперечным размером этой зоны потока. Выступ большей высоты внедряется в турбулентное ядро течения, где обтекание выступа с интенсивным вихреобразованием вносит большие возмущения в поток. Следовательно, увеличение числа Рейнольдса приводит к ускоренному возрастанию профильного сопротивления выступа (и в целом гидросопротивления трубы) по сравнению с увеличением теплообмена и к соответствующему снижению (или исчезновению) выигрыша от использования интенсификации теплообмена.

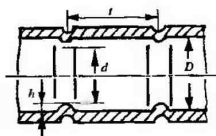


Рис. 2.2

Аналогичное явление возникает, когда при неизменном числе Рейнольдса увеличивается высота выступа. Профилирование выступа (выполнение более обтекаемой формы поперечного сечения его) уменьшает сопротивление формы, снижает гидросопротивление канала и повышает эффект применения интенсификации. Однако профилирование выступов осложняет технологию производства интенсифицированных труб. Форма выступа на теплообмен практически не влияет. Экспериментально показано, что для коэффициента сопротивления трубы с выступами  $\epsilon$  может существовать автомодельность относительно числа Рейнольдса (особенно для острых, частых и высоких выступов), возможно нарастание или падение  $\epsilon$  при увеличении числа Рейнольдса.

Следует отметить определенные противоречия в опытных данных по количественному влиянию формы выступа на гидросопротивление. В работе [10] указано, что коэффициент сопротивления трубы с выступами при последовательном переходе от треугольного выступа через полукруглый и прямоугольный к каплеобразному снижается на 24%. Однако при незначительном изменении технологии накатки выступа при неизменных высоте и шаге выступов и малых изменениях формы их  $\epsilon$  изменился на 25%. Авторы работы приходят поэтому к выводу, что различные экспериментальные результаты более или менее удовлетворительно обобщаются по теплообмену, по гидросопротивлению возможно выяснение только общих закономерностей, а количественное обобщение пока исключено. Для количественного и качественного сопоставления можно дополнить, что потери давления при треугольных выступях в 1,4 раза больше, чем при

каплеобразных, а при прямоугольных — в 1,33 раза больше, чем при полукруглых. В работе [9] сообщается, что потери давления при прямоугольных выступах максимальны.

Возрастание относительной высоты шероховатости  $h/D$  при неизменном относительном шаге  $t/h$  сопровождается увеличением теплоотдачи (по сравнению с гладкой трубой) только до некоторого предела, а затем рост теплообмена прекращается, возникает явление “насыщения” теплоотдачи. Это связано с тем, что высокие выступы создают турбулентные возмущения потока вдали от стенки, которые мало влияют на процессы теплопереноса в пристенной зоне. Кроме того, при частых выступах между высокими выступами возникают малоинтенсивные застойные циркуляционные течения, не содействующие теплообмену потока со стенкой. Предельное увеличение теплоотдачи в трубе с выступами в 3,8 – 4,3 раза по сравнению с гладкой трубой получено в опытах при  $d/D = 0,6$  и  $t/h = 10$  ( $d$  – внутренний диаметр горла выступа) [1, 10].

Гидросопротивление трубы непрерывно увеличивается при возрастании высоты выступа и постоянном шаге выступов. При неизменной высоте выступа и увеличении шага падение давления в трубе уменьшается.

В области малых высот выступов темпы нарастания коэффициентов теплоотдачи и гидросопротивления примерно одинаковы. Это обеспечивает возможность сокращения размеров теплообменных аппаратов, так как при одинаковом гидросопротивлении теплоотдача в трубе с выступами повышается на 25 – 40% по сравнению с гладкой трубой. Следовательно, низкие выступы весьма перспективны для интенсификации теплообмена. Ориентировочно оптимальная высота выступов в трубе находится в диапазоне  $0,1 > 2h/D > 0,02$ , а оптимальный шаг – в пределах  $75 \geq t/h \geq 10$ , при возрастании  $h/D$  оптимум перемещается в район больших  $t/h$ , что проверено экспериментально в области  $Re \cong 10^4 - 10^5$ . Для кольцевых каналов рекомендуется  $h/d_2 = 0,01 \div 0,03$ , для плоских  $h/d_2 = 0,015 \div 0,025$ .

Рекомендуемый диапазон размеров выступов обеспечивает почти максимально возможный эффект интенсификации. Вероятно, некоторое улучшение теплогидравлических показателей выступов можно получить за счет увеличения ширины выступа по потоку  $\ell$ . Опыты В.К. Мигая с широкими выступами  $\ell/h = 2 \div 12$  в трубе показали, что при  $\ell/h \cong 8 \div 10$  гидросопротивление трубы – наименьшее:  $\epsilon/\epsilon_{ra} = \min$ , а соотношение теплоотдачи и гидросопротивления – наибольшее:  $Nu/\epsilon = \max$ , но графически экстремальные показатели в области  $\ell/h = 4 \div 12$  слабо выражены и соответствуют пологому графику. Кроме того, опыты выполнены в ограниченном

интервале размеров выступов и режимных параметров потока ( $d/D = 0,94 + 0,96$ ;  $t/h = 9 + 12$ ;  $Re = 3 \cdot 10^3 + 3 \cdot 10^4$ ) и поэтому, к сожалению, результаты их не являются всеобъемлюще справедливыми.

Интенсификация теплообмена в трубах посредством накатки низких поперечных кольцевых выступов обладает следующими преимуществами:

а) канавки, образующиеся на наружной поверхности трубы при накатке выступов в трубе, интенсифицируют теплообмен в межтрубном потоке теплоносителя;

б) технология накатки проста и легко механизмуруется;

в) существующая технология сборки кожухотрубчатых теплообменников целиком применима для накатанных труб;

г) интенсификация теплообмена накаткой выступов (и канавок) применима в тесных пучках труб, где невозможно использование оребрения снаружи труб;

д) дискретная шероховатость поверхности особенно эффективна для интенсификации теплообмена при больших тепловых нагрузках, когда использование оребрения неэффективно;

е) этот способ интенсификации — относительно дешевый (стоимость накатки составляет лишь несколько процентов от стоимости гладкой трубы);

ж) способ не требует дополнительных затрат металла, например, по сравнению с интенсификацией ленточными закручивателями потока в гладкой трубе, которые увеличивают массу трубного пучка примерно на 15%.

С точки зрения практического использования низких выступов для интенсификации теплообмена очень важно, что в условиях эксплуатации различные отложения из стенок труб не снижают уровень теплообмена с течением времени, так как отложения повторяют первоначальный профиль канала. Часто загрязненные интенсифицированные трубы работают лучше грязных гладких.

Рассматриваемый способ интенсификации теплообмена в трубах может обеспечить достижение существенного экономического эффекта при использовании его в широкой области теплообменного оборудования: сетевых подогревателей, конденсаторах паровых турбин, регенеративных подогревателей, воздухоподогревателях (обращенных) с течением воздуха в трубах; в химической промышленности и др.

Интенсификация теплообмена в кольцевом канале с выступами на внутренней трубе перспективна, например, для газоохлаждаемых ядерных реакторов.

Повышение интенсивности теплообмена посредством поперечных выступов на стенках прямоугольного канала применяется в охлаждающих воздушных каналах турбинных лопаток современных высокотемпературных ГТУ.

По результатам опытного исследования и некоторым другим работам можно полагать, что коэффициент теплоотдачи в зависимости от угла атаки выступа к потоку  $\varphi$  изменяется по кривой с максимумом в области  $\varphi \cong 60^\circ$  в диапазоне  $\varphi = 45 - 90^\circ$ .

Обширные исследования труб с накатанными поперечными выступами проведены в работе [1]. Установлено, например, что использование таких труб в противоточном воздухоподогревателе ГТУ позволяет уменьшить поверхность теплообмена на 40 - 50%. Трубы с кольцевой накаткой в условиях конденсатора ПТУ загрязняются потоком воды меньше, чем гладкие, вследствие более интенсивного тепломассообмена в пристенной зоне.

Фундаментальное изучение труб с поперечными выступами при турбулентном и переходном течении теплоносителей выполнено авторами [10]. Для указанных режимов опытным путем найдены предпочтительные параметры выступов  $d/D$ ,  $t/D$  в зависимости от числа Рейнольдса потока. Экспериментально и теоретически подтверждено значительное снижение осеотложений из потока воды снаружи и внутри труб с накатанными выступами. В опытах получена существенная интенсификация теплообмена при конденсации пара на наружной поверхности таких труб, а также интенсификация теплоотдачи снаружи труб при поперечном обтекании трубного пучка однофазным потоком.

Исследованы в лабораторных условиях и находят промышленное применение многие способы интенсификации, основанные на использовании различных видов шероховатости. Получены расчетные формулы теплообмена и гидросопротивления для труб со сфероидальными элементами шероховатости. Длительное успешное промышленное испытание прошла керамическая интенсифицированная набивка РВП с полусферическими точечными выступами. Теплообмен и его зависимость от формы и расположения шероховатости для некоторых типов ее исследованы А.К.Анисимым, Ю.М. Метелкиным, В.И. Евенко, В.П. Солнцевым.

Шероховатость поверхности рассматриваемого вида значительно интенсифицирует теплообмен не только при вынужденном течении однофазной среды, но и в условиях свободной конвекции (на 5 - 200%), при кипении жидкости в большом объеме, при конденсации в объеме пара, при конденсации и вынужденном движении пара в трубах, в каналах котлов, а также в сочетании с другими способами интенсификации.

Каналы со спиральными выступами и пружинными вставками. Для труб со спирально накатанными выступами на внутренней поверхности выполнен определенный теоретический анализ процессов течения и теплообмена в трубе, проведены довольно обширные опытные исследования, осуществлены промышленные испытания. Разработаны и производятся

промышленные образцы оборудования. Например, ЛМЗ изготовил конденсатор со спирально накатанными трубами 200 КЦС-2 для паровой турбины мощностью 200 МВт.

В трубах со спиральными низкими выступами или с внутренними низкими спиральными ребрами интенсификация теплообмена обусловлена совместным проявлением двух факторов: турбулизацией и разрушением пристенного слоя течения выступами и закруткой пристенного потока под действием выступов (или ребер). Интенсифицирующее воздействие частичной закрутки течения (только пристенной зоны) низким выступом (или ребром) реализуется через увеличение пристенной скорости потока. Этот способ, вероятно, следует отнести к комбинированным способам интенсификации теплообмена, так как на поток одновременно воздействуют турбулизация и закрутка.

Геометрические параметры трубы со спиральными выступами включают: внутренний диаметр по гладкой поверхности  $D$ , высоту выступа  $h$ , число заходов спирали  $n$ , расстояние (шаг) между соседними выступами вдоль трубы  $t$ , шаг спирали  $S = nt$ , угол между осью трубы и продольной осью выступа  $\varphi$  (при этом  $\operatorname{tg}\varphi = \pi D/S$ ), форму выступа. Определяющее влияние на гидросопротивление и теплообмен имеют относительные высота и шаг выступов  $h/D$  и  $t/h$ . Форма поперечного сечения выступа изменяет гидросопротивление и очень мало влияет на теплообмен. Природа теплоносителя оказывает влияние на структуру потока в трубе. Визуализация течения и измерения профиля скоростей в потоках воды и воздуха показали, что поток воды закручивается существенно, а воздуха — слабо. Профили скоростей для воды и воздуха отличаются между собой. Очевидно, различия в динамике течения и неодинаковая теплопроводность вязкого подслоя приводят к зависимости теплообмена от вида теплоносителя. Влияние высоты спирального выступа на теплообмен и трение аналогично воздействию поперечного кольцевого выступа. По мере приближения угла  $\varphi$  к величине  $\pi/2$  влияние спирального выступа на поток в трубе сводится к действию поперечных кольцевых выступов (закрутка в потоке исчезает). На основе новых исследований интенсификации теплообмена в различных каналах посредством спиральных выступов сделан следующий вывод: при углах атаки  $\varphi < \pi/2$  выступ обладает лучшими характеристиками, чем при  $\varphi = \pi/2$ .

Оказалось, для плоского канала максимальный прирост коэффициента теплоотдачи на единицу увеличения коэффициента сопротивления достигается при  $\varphi = 45^\circ$  ( $t/h = 10$ ); в кольцевом канале с проволоочной навивкой максимум увеличения коэффициента теплоотдачи, приходящийся на единицу мощности прокачки, будет при  $\varphi = 33^\circ$  ( $t/h = 8$ ); в круглой трубе наиболее

высокая эффективность получается при  $\varphi = 50 \div 60^\circ$  ( $t/h = 10 \div 15$ ); в квадратном канале с выступами на двух стенках при  $\varphi = 45 \div 30^\circ$  тепловая эффективность на 10 – 20% выше, а мощность прокачки на 20 – 50% ниже, чем при  $\varphi = 90^\circ$ .

Промышленные испытания теплообменного оборудования с гучками спирально накатанных труб представили количественную оценку результатов от их применения. В конденсаторах паровых турбин уменьшается заливка конденсатом нижних рядов труб, коэффициент теплопередачи возрастает на 20 – 25%; в сетевых подогревателях теплопередача увеличивается на 50 – 70%. Масса конденсаторов снижается на 25%, а вертикальных сетевых подогревателей – на 50% (данные А.Ю. Рябчикова, Ю.М. Бродова).

Прочностные и вибрационные качества накатанных труб почти не уступают гладким трубам (данные Н.С. Алферова). Загрязняемость труб со спиральными выступами одинакова с гладкими по весу отложений на 1 м<sup>2</sup> поверхности. Равноценно у них и влияние загрязняемости на снижение тепловой эффективности (данные В.М. Рудого).

Экспериментальное исследование теплообмена в трубах со спиральными выступами выполнено в ряде работ. Уравнение для расчета теплоотдачи в широком диапазоне чисел Рейнольдса ( $Re = 2 \cdot 10^3 \div 10^5$ ) получено Ю.Н. Боголюбовым и др.:

$$Nu = 0,056 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,43} \left( Pr_f / Pr_w \right)^{0,25} (t/D)^{-0,3} (h/D)^{0,15}, \quad (2.3)$$

где  $Re = W_{cp} D / \nu$ ;  $Nu = \bar{\alpha} D / \lambda$ ;  $W_{cp}$  – среднерасходная осевая скорость в трубе, м/с;  $\bar{\alpha}$  – средний вдоль трубы коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К). Опыты проведены при  $h = 0,3 + 1,5$  мм;  $t = 18 \div 100$  мм;  $n = 3$ ;  $t/h = 10 + 15$ ;  $h/D = 0,035 \div 0,04$ ; радиус закругления накатывающего ролика 4,5 мм.

Опыты Ю.М. Бродова и др. показывают, что при возрастании числа  $Re$  потока эффект интенсификации снижается; в некотором диапазоне размеров выступов возможно уменьшение коэффициента теплоотдачи шероховатой трубы по сравнению с гладкой, объясняющееся подавлением закруткой пристенной турбулентности потока, создаваемой выступами, а также возникновением застойных циркуляционных зон между высокими выступами. Интенсификация теплообмена в этих трубах связана с закруткой потока выступами и влиянием отрывных течений около них, поэтому очевидна сильная зависимость процесса интенсификации от величины угла  $\varphi$ . При малых углах  $\varphi$  существенная закрутка потока подавляет турбулентность от выступов и снижает ее влияние на течение, при больших  $\varphi$  закрутка



потока мала, при этом возрастает воздействие на поток отрывного течения за выступом и турбулентных возмущений, сопровождающих отрыв.

Опытные формулы для расчета гидросопротивления в рассматриваемых трубах представлены Ю.Н. Боголюбовым и П.А. Савельевым. В зависимости от числа Рейнольдса в опытах наблюдались области изменения коэффициента сопротивления трубы или его постоянства (автоомальности относительно числа  $Re$ ), что иногда не связывалось однозначно с геометрией шероховатости. П.А. Савельевым предложены опытные соотношения для расчета коэффициента сопротивления трубы, справедливые для широкого диапазона определяющих параметров:  $Re = 5 \cdot 10^4 + 3 \cdot 10^5$ ;  $n = 1 + 3$ ;  $t/h = 8,9 + 138,2$ ;  $2h/D = 0,21 + 0,53$ :

$$100\epsilon = f(\sigma_3); \quad \sigma_3 = \sigma K_\phi K_c, \quad (2.4)$$

где  $\sigma = (t/h)^{2/3} (t/h)^{1/3} (1 - 2h/D)^2$  ( $\ell = t - a$ ,  $a$  – ширина основания выступа);  $K_\phi$  – коэффициент формы выступов, учитывающий форму их поперечного сечения.  $K_\phi = (d/d')^4$ ,  $d = D - 2h$ ;

$$K_c = \sqrt{1 + \left(\frac{t/D}{\pi}\right)^2};$$

если  $\sigma_3 \leq \sigma_m$ , то  $100\epsilon = 7\sigma_3^{0,4}$ ; при  $\sigma_3 \geq \sigma_m$  выполняется условие

$$100\epsilon = 4\pi^2 \sigma_3^{-0,52} \exp(5 \cdot 10^{-4} \sigma_3),$$

при этом полагают, что  $\sigma_m = 6,5 \pm 0,5$ .

Сравнение тепловых эффектов от применения в теплообменном оборудовании труб с накатанными спиральными или поперечными кольцевыми выступами показывает следующее. Увеличение теплоотдачи при наличии спиральных выступов в трубе составляет 20 – 45% по сравнению с гладкой трубой (при одинаковом гидросопротивлении), т.е. предельная интенсификация теплообмена одинакова со случаем трубы с поперечными кольцевыми выступами. Сопоставление объемов теплообменников со спиральным выступом при  $\phi = 50^\circ$  и поперечным выступом ( $\phi = 90^\circ$ ) по опытным результатам Джи и Узбба при течении воздуха в трубах ( $Re = 10^4$ ;  $t/h = 15$ ;  $h/D = 0,01$ ) приводит к заключению, что в рассматриваемом случае поперечные выступы более предпочтительны, чем спиральные, так как  $V_{50}/V_{90} = 1,03$ . Стоимость спирально накатанных труб на несколько процентов выше, чем гладких, а коррозионная стойкость на 15 – 50% ниже по сравнению с гладкими трубами.

При поперечном обтекании пучков спирально накатанных труб эффективность возрастает приблизительно на 10%, а теплоотдача при конденсации водяного пара повышается на 10–70% по сравнению с гладкими трубами (из-за стягивания пленки конденсата в канавки).

Примерно одинаковыми свойствами (в условиях конденсации) обладают трубы с поперечной накаткой. Область применения спирально накатанных труб идентична сфере использования труб с поперечной накаткой.

По тепловой эффективности (при теплообмене в канале) трубы с низкими внутренними спиральными ребрами и трубы со спиральной накаткой являются конкурирующими вариантами, однако спиральная накатка более предпочтительна, так как трубы с ребрами имеют большую металлоемкость.

В трубах воздухоподогревателей котлов при сжигании мазута и угля эффективны пластинчатые закручиватели газов (вставные спиральные ребра), гидродинамические свойства которых близки к спиральным ребрам и накатке.

Спиральные выступы в трубе можно образовать посредством установки в них пружинных вставок из проволоки. При малых шагах проволоочной спирали может нарушаться тепловой контакт выступа (проволоки) с поверхностью трубы, поэтому эффект увеличения поверхности теплообмена за счет выступов может существенно падать по сравнению с его проявлением при спиральной накатке. Этот недостаток снижает тепловую эффективность пружинных вставок при малых шагах относительно накатанных спиральных выступов. При достаточно больших шагах влияние указанного фактора незначительно. В случае гидротерм, одинаковых с гладкой трубой, трубы с пружинными вставками обеспечивают увеличение теплосъема до 40%. Экспериментальное исследование показало, что при прочих равных условиях с гладкими трубами использование пружинных вставок позволяет уменьшить поверхность теплообмена на 50–60%. Максимум эффективности проволоочного выступа достигается при  $\varphi = 50 + 60^\circ$ , оптимальный угол  $\varphi$  мало зависит от числа  $Pr$  теплоносителя. Применение вставок увеличивает стоимость трубного пучка на 15% и более.

Пружинные вставки способны интенсифицировать процессы массообмена на поверхности жидких пленок, стекающих по стенке канала.

В вертикальной трубе со стоком пленки воды по стенке пружинная вставка, установленная соосно около поверхности пленки (вне воды), увеличивает коэффициент массообмена на поверхности пленки на 38% (данные Уэбба и др.).

Кольцевые и спиральные канавки на поверхности теплообмена. В энергетическом НИИ (ЭНИИ) проведены экспериментальные исследования

перспективного способа интенсификации турбулентного теплообмена в трубах с помощью спиральных канавок, образованных посредством электрохимической обработки стенки. Размеры исследованных канавок: глубина  $h = 0,25 + 0,95$  мм; ширина (по потоку)  $L = 3,5$  мм; форма поперечного сечения, вероятно, прямоугольная; шаг закрутки канавки  $s = 60 + 120$  мм; число заходов  $n \geq 5$ . Изученный диапазон чисел  $Re = (7 + 30) \cdot 10^3$ , диаметр трубы  $16 \times 2$  мм. В этих работах полагается, что интенсификация теплообмена в таких трубах связана с закруткой потока, вихреобразованием в канавках и некоторым увеличением поверхности теплообмена по сравнению с гладкой трубой. Для исследованных труб с канавками возрастание коэффициента теплоотдачи относительно гладкой трубы достигало  $\alpha/\alpha_{гн} = 2$ , коэффициента сопротивления  $\epsilon/\epsilon_{гн} \approx 1,7$ , коэффициента  $\eta = (Nu/\epsilon)/(Nu/\epsilon)_{гн} = 0,9 + 1,3$ .

Эмпирические соотношения вида

$$Nu = f_1(h/d; d/s; Re; Pr); \quad (2.5)$$

$$\epsilon = f_2(h/s; Re), \quad (2.6)$$

полученные для расчета теплоотдачи и трения, указывают на зависимость теплоотдачи от глубины канавки  $h/d$  ( $d$  – внутренний диаметр трубы по гладкой части), шага закрутки канавок  $d/s$ , чисел  $Re$  и  $Pr$ .

Для коэффициента сопротивления определено влияние на него параметра  $h/s$  и числа  $Re$  (при многозаходных канавках). Экспериментально выяснено, что при одновременном увеличении значений  $h$  и  $s$  теплоотдача в трубе возрастает. Прогнозируется эффективное использование труб со спиральными канавками в парогенераторе натрия – вода для ядерного реактора на быстрых нейтронах: поверхность теплообмена экономайзерной части подогрева воды уменьшается (как и длина трубы) на 20%.

В МАИ проведено опытное изучение теплоотдачи и сопротивления межтрубного потока при продольном обтекании пучка труб с поперечными кольцевыми канавками, накатанными на наружной поверхности труб. Исследованы также теплогидравлические характеристики кольцевых каналов с аналогичными канавками на внутренней трубе. Подтверждается, что канавки «способствуют турбулизации пристеночного слоя и интенсификации теплообмена» [10]. В пучках труб и в кольцевых каналах исследованы канавки  $h/d_2 = 0 + 0,15$ ;  $t/d_2 = 0,25 + 2$  ( $d_2$  – эквивалентный диаметр;  $t$  – шаг канавок) в интервале  $Re = 10^3 + 10^5$ . При нарастании  $Re$  теплоотдача интенсифицированной трубы по сравнению с гладкой  $Nu/Nu_{гн}$  начинает увеличиваться ( $Nu/Nu_{гн} > 1$ ) только при некотором  $Re_1$ , при дальнейшем росте числа  $Re$  (после достижения определенного  $Re_2$ ) теплоотдача стабилизируется:  $Nu/Nu_{гн} = \text{const}$ . Параметры  $Re_1$ ,  $Re_2$  увеличиваются при уменьшении глубины канавки  $h/d_2$ ; шаг  $t/d_2$  почти не влияет на значения  $Re_1$ ,  $Re_2$ .

Теплоотдача  $Nu/Nu_{гр}$  и сопротивление  $\epsilon/\epsilon_{гр}$  возрастают при увеличении  $h$  и уменьшении  $t$ . Увеличение глубины  $h/d_3$ , всегда приводит к нарастанию сопротивления  $\epsilon$ . Теплоотдача  $Nu/Nu_{гр}$  существенно увеличивается при увеличении глубины  $h/d_3$ , только до некоторого предела  $h/d_3 < 0,05$ , затем следует малое нарастание теплоотдачи, а при  $h/d_3 \geq 0,1$  теплоотдача стабилизируется:  $Nu/Nu_{гр} = \text{const}$ . Максимальная интенсификация теплоотдачи в опытах достигла  $Nu/Nu_{гр} \cong 1,5$ . Оптимальному соотношению теплосъема и потерь давления соответствует интервал  $h/d_3 = 0,04 \div 0,08$ .

Опытные соотношения для расчета теплоотдачи при  $Re_1 < Re < Re_2$  имеют вид:

$$Nu/Nu_{гр} = f_3(h/d_3; t/d_3; Re); \quad (2.7)$$

при  $Re_2 < Re < 10^5$

$$Nu/Nu_{гр} = f_4(h/d_3; t/d_3), \quad (2.8)$$

величины  $Re_1, Re_2$  рассчитываются по формулам [10].

Эмпирические соотношения для расчета сопротивления показали: при  $Re < 3 \cdot 10^3 + 2 \cdot 10^4$  возможно отсутствие влияния канавок:  $\epsilon/\epsilon_{гр} = 1$ ; при  $Re = 3 \cdot 10^3 + 10^5$

$$\epsilon/\epsilon_{гр} = f_5(h/d_3; t/d_3; Re). \quad (2.9)$$

Анализ информации, содержащейся в работах Э.К.Калинина, Г.А. Дрейсера, С.А. Ярхо, И.Т. Аладьева А.И. Рзаева, Вигхардта, приводит к следующим выводам. Исследуя воздействие на поток около пластины одиночных цилиндрических выемок и выступов, Вигхардт установил, что влияние их аналогично при одинаковых размерах  $h/d'$  ( $d'$  – диаметр выемки или выступа). Сравнение качественного и количественного влияния поперечных и спиральных канавок на теплоотдачу и трение в канале (уравнения (2.5) – (2.9)) с воздействием на поток в канале поперечных и спиральных выступов указывает на принципиальную общность этого влияния, т.е. выводы Вигхардта имеют достаточно общий характер, что упрощает анализ теплогидравлических характеристик рассматриваемых каналов. Канавки, как и выступы, являются дискретными элементами шероховатости поверхности, следовательно, для каналов с канавками также возможны три режима шероховатости, свойственные каналам с выступами.

Для практически интересного (с точки зрения интенсификации теплообмена турбулентного потока) режима полного проявления шероховатости ( $h^+ > 70$ ) при наличии спиральных канавок в трубе на основании обширной информации о каналах с выступами для течений в прямоугольных канавках и сферических выемках уравнения подобия для расчета теплоотдачи и трения должны быть записаны в виде:

$$Nu = f_6(h/d; t/d; s/d; Re; Pr; L/h; \Phi; Pr_f/Pr_w; \ell_n); \quad (2.10)$$

$$\varepsilon = f_7(h/d; t/d; s/d; Re; Pr; L/h; \Phi; Pr_f/Pr_w; \ell_n), \quad (2.11)$$

где  $s = n \cdot t$ ;  $\Phi$  – форма поперечного сечения канавки;  $Pr_f/Pr_w$  – фактор неизотермичности;  $\ell_n$  – длина начального участка.

Для труб с поперечными канавками:

$$Nu = f_8(h/d; t/d; Re; Pr; L/h; \Phi; Pr_f/Pr_w; \ell_n), \quad (2.12)$$

$$\varepsilon = f_9(h/d; t/d; Re; Pr; L/h; \Phi; Pr_f/Pr_w; \ell_n). \quad (2.13)$$

Уравнения (2.5) – (2.9) значительно усечены относительно уравнений (2.10)–(2.13), следовательно, пока остается невыясненным или не полностью ясным и требует дальнейшего изучения влияние на характеристики каналов с канавками следующих параметров:  $s/d$ ;  $t/d$ ;  $Pr$ ;  $L/h$ ;  $\Phi$ ;  $Pr_f/Pr_w$ ;  $\ell_n$ ; влияние числа  $Re$  выявлено при  $Re < 10^5$ . Основываясь на аналогии механизма воздействия на поток выступов и канавок, можно полагать, что параметр  $\Phi$  почти не влияет на теплоотдачу, а спиральные канавки по влиянию на поток вырождаются в поперечные кольцевые канавки при  $\varphi > 50^\circ$  ( $\varphi$  – угол между осью трубы и продольной осью канавки). Режим шероховатости определяется в основном глубиной канавки  $h/d$ , однако для высокого теплогидравлического качества канала весьма важно найти оптимальные варианты параметров  $L/h$ ,  $L$ ,  $\Phi$ . Ширина канавки в опытах И.Т. Аладьева, А.И. Рзаева  $L = 3,5$  мм, в опытах Г.А. Дрейцера, С.А. Ярхо ширина накатки примерно равна 1 мм, следовательно, абсолютная минимальная величина параметра  $L$ , обеспечивающая интенсификацию теплоотдачи турбулентного течения с помощью канавок, составляет  $L_{\min} = 2$  мм. Предпочтительное значение  $h/d$  для поперечных канавок найдено экспериментально, вероятно, оно сохраняется и для спиральных канавок. Опытные исследования (с визуализацией потока) гидродинамики и теплообмена течения в одиночных поперечных прямоугольных канавках позволяют рекомендовать  $L/h < 5$ , при этом исключается присоединение турбулентного потока в канале ко дну канавки и соответственно сохраняется небольшое гидросопротивление канавки. Поперечное сечение канавки в этом случае занято одной рециркуляционной зоной (одним вихрем), вдоль контура сечения прямоугольной канавки формируются три пограничных слоя, в плавнообтекаемой канавке – один пограничный слой. Практически целесообразны канавки с размерами  $L/h \approx 1 + 2$ . Форма поперечного сечения (параметр  $\Phi$ ) канавки, как и выступа, для снижения гидросопротивления предпочтительна удобообтекаемая – типа части окружности.

Оценивая в качестве метода расчета существующие уравнения подобия для определения теплообмена и трения в каналах с канавками (2.5) – (2.9), необходимо подчеркнуть, что даже в полной форме (2.10) – (2.13) эти эмпирические уравнения обладают серьезными недостатками. Уравнения (2.5) – (2.9) строго применимы только для геометрически подобной шероховатости. Величина ошибки расчета при использовании (2.10) – (2.13) для неподобной шероховатости стенки пока остается неизвестной. Поиск опытных уравнений (2.10) – (2.13) требует значительных экономических затрат и времени, а уравнения не являются универсальными и справедливы лишь в исследованном диапазоне определяющих параметров, поэтому очевидна необходимость разработки аналитических методов теплогидравлического расчета каналов с канавками.

**Сферические выемки.** В последнее время появилось достаточно много работ, посвященных исследованиям теплообмена и трения на поверхностях со сферическими углублениями, свидетельствующих о том, что такие углубления существенно интенсифицируют теплоотдачу при умеренном росте гидравлического сопротивления.

При обтекании потоком сплошной среды таких углублений возникают крупномасштабные динамические вихревые структуры, наблюдаемые как в ламинарном, так и в турбулентном дозвуковом и околозвуковом режимах течения.

В ряде работ экспериментально установлено, что для сферических углублений рост теплоотдачи не сопровождается типичным квадратичным увеличением гидравлического сопротивления, особенно в щелевых каналах. Поверхности со сферическими углублениями в таких каналах позволяют существенно (в 1,5 – 4,5 раза) увеличить теплообмен при умеренном росте гидросопротивления.

Технология нанесения лунок на плоские поверхности несложная и не оказывает заметного влияния на общую стоимость теплообменного аппарата.

Теплогидравлические характеристики поверхностей, формованных сферическими углублениями, зависят от формы лунок (с острыми кромками или плавными обводами), плотности их расположения на поверхности, продольного и поперечного шага лунок и их относительной глубины, относительной высоты канала. Кроме этих параметров для теплообменных аппаратов на гидравлическое сопротивление и теплообмен оказывает заметное влияние взаимное расположение лунок на соседних противоположных поверхностях канала.

Полной ясности о соотношениях  $Nu/Nu_{гд}$  и  $\epsilon/\epsilon_{гд}$  для поверхностей с лунками в настоящее время пока нет.

## 2.5. Пористые вставки

Одним из перспективных и эффективных способов интенсификации теплообменных процессов является использование в теплообменных устройствах пористых вставок

Теплообмен между пористым материалом и протекающим сквозь него теплоносителем вследствие очень развитой поверхности их контакта характеризуется чрезвычайно высокой интенсивностью.

Методами порошковой металлургии в настоящее время получают широкий класс пористых материалов: пористые порошковые материалы (ППМ), пористые волокнистые материалы (ПВМ), пористые сетчатые материалы (ПСМ) и высокопористые ячеистые материалы (ВПЯМ), а также их комбинации, например, волокнисто-порошковые материалы. К пористым материалам можно отнести также плотные упаковки шаров, зерен и частиц различной формы, щеточные и сеточные структуры, наборы перфорированных пластин.

Широкий диапазон структурных, гидравлических, теплофизических и других характеристик пористых материалов, возможность изготовления из них элементов конструкций энергетических установок создают условия и перспективы их широкого многоцелевого использования.

При создании ТА или отдельных теплообменных элементов большой интерес представляют структуры высокой пористости, имеющие малый вес и низкое гидравлическое сопротивление. В частности, к таким материалам относятся высокопористые ячеистые материалы — ВПЯМ. Структурное строение ВПЯМ имеет важное значение для понимания характерных особенностей интенсификации процессов теплопереноса. У ВПЯМ ячейки однотипны и представляют собой полиэдры, ориентированные в направлении вспенивания пенополиуретана. Ячейки ВПЯМ плотно упакованы: у каждой ячейки в среднем 12 ближайших соседей. Каркас ВПЯМ состоит из трехгранных перемишек, концы которых закреплены в узлах. Каждый узел принадлежит четырем, а перемишки — трем ячейкам. Такая структура обеспечивает хорошую жесткость и высокую гидравлическую проницаемость ВПЯМ. В настоящее время такие структуры реализованы на основе всех металлов и их сплавов, а также керамики; пористость составляет  $\epsilon = 0,8 \div 0,98$ , а диаметр пор  $d_n = 0,4 \div 5$  мм.

Использование таких материалов позволяет резко улучшить весогабаритные характеристики ТА и технологию их создания. Физическая основа интенсификации теплообмена в ТА на основе ВПЯМ заключается в высокой интенсивности теплообмена между металлическим каркасом и протекающим сквозь него теплоносителем, в высокоразвитой поверхности их соприкосновения и эффективном перемешивании теплоносителя в порах.

Рассмотрим подробнее механизмы переноса в пористых структурах.

Представим элемент с пористым охлаждением как трехслойную конструкцию, включающую тепловоспринимающий слой, пористый слой и основу (рис. 2.3). Твердый каркас пористого слоя имеет хорошие тепловой и механический контакты с ограничивающими его непроницаемыми тепловоспринимающей стенкой ( $y = 0$ ) и основой ( $y = h$ ). Охлаждающая жидкость движется вдоль нагреваемой стенки, т.е. направления падающего теплового потока и скорости движения в охлаждающем пористом слое взаимно перпендикулярны. Для анализа температурных состояний скелета пористого материала и текущего сквозь него охладителя пористая среда часто рассматривается как гомогенная «смесь» двух сплошных сред — твердого каркаса и движущейся жидкости, которые обмениваются теплом и характеризуются собственными постоянными значениями теплофизических свойств: теплопроводностью  $\lambda_{\text{к}}$  и  $\lambda_{\text{ж}}$ , теплоемкостью  $c_{p\text{к}}$  и  $c_{p\text{ж}}$  и т.д.

При рассмотрении процессов теплообмена в каналах с пористыми вставками следует выделить два случая: пористая среда либо имеет идеальный термический и механический контакты (рис. 2.3,а), либо не имеет таких контактов (рис. 2.3,б) со стенками канала.

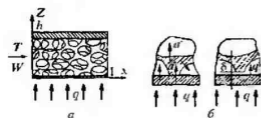


Рис. 2.3

Первый тип контакта, реализуемый при формировании вставки непосредственно в канале, характеризуется тем, что сток тепла с поверхности тепловоспринимающей стенки осуществляется по элементам каркаса ВПЯМ в местах контакта и непосредственно с поверхности к жидкости в пристенных порах. Тепло от элементов каркаса передается за счет эффективной теплопроводности, обусловленной интенсивным перемешиванием потока в порах.

Второй тип контакта, реализуемый при установке вставок в каналах силами упругости или трения, отличается тем, что элементы каркаса вставок из ВПЯМ в силу своего строения контактируют с тепловоспринимающей стенкой лишь в единичных точках. Это снижает уровень теплообмена в каналах со вставками. В данном случае сток тепла с поверхности тепловоспринимающей стенки осуществляется непосредственно с данной поверхности к жидкости в пристенных порах. Тепло от пристенной области передается вглубь потока за счет эффективной теплопроводности, аналогично предыдущему случаю. Переносом тепла по каркасу в этом случае можно пренебречь, что подтверждается экспериментальными исследованиями. Оценки термического сопротивления  $R_{\text{кт}}$  заторможенного слоя



жидкости в зазорах между элементами каркаса и стенками канала, характерного для данного типа контакта, и слоя окисла на тепловоспринимающей стенке показали, что  $R_{\text{ст}}$  достаточно велико:  $R_{\text{ст}} = 9 \cdot 10^{-4} \div 2^7 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$  для зазоров  $\delta_3$  от 0,05 до 0,5 мм при течении в каналах с ВПЯМ воды и воздуха.

Конкретные данные и обобщающие зависимости по эмпирическим соотношениям для коэффициентов переноса применительно к различным пористым структурам приводятся в специальной весьма обширной литературе. Установлено, что в зависимости от вида пористой среды и ее пористости, теплопроводности каркаса и теплоносителя, скорости его фильтрации и некоторых других факторов теплоотдача может увеличиваться в каналах с пористыми вставками в десятки и даже сотни раз. При этом гидравлическое сопротивление также существенно возрастает.

Обнаружено расслоение экспериментальных данных по  $\alpha$  в зависимости от пористости. Максимальная интенсивность при этом, как показано В.М. Поляевым, а также В.И. Субботиным и др., наблюдается при  $\epsilon = 0,37 \div 0,6$ .

Существенной интенсификации теплоотдачи в каналах с пористыми вставками можно ожидать, если реализовать в этих условиях фазовые превращения теплоносителя. При определенной организации течения вскипающего охладителя [25] можно достичь интенсификации теплоотдачи на 1–2 порядка.

## 2.6. Рациональные схема и скорости прокачивания теплоносителей

Известно, что схема движения теплоносителей решающим образом влияет на эффективность теплообмена. Максимальный КПД имеют противоточные теплообменники, поэтому противоток – наиболее предпочтительная схема. Наименьший КПД присущ прямоточным теплообменникам.

Противоточная и прямоточная схемы движения теплоносителей равноценны в следующих частных случаях: при значительной разнице водяных эквивалентов теплоносителей; при фазовом превращении (кипении, конденсации) одного из теплоносителей, а также при существенном превышении среднего температурного напора между теплоносителями над изменением температуры одного из них.

Значения КПД теплообменников перекрестного и смешанного токов расположены в области, ограниченной показателями при противотоке и прямотоке. Оказалось, что при многократном перекрестном и смешанном токах увеличение числа ходов одного из теплоносителей приводит к значительному увеличению эффективности теплообменника. Бесконечное

увеличение числа ходов в теплообменнике многократного перекрестного тока (при общем противотоке) поднимает его кпд практически до уровня, соответствующего противоточной схеме. Анализ показывает, что уже при четырех ходах разница в кпд противоточного и перекрестноточного теплообменников не превышает нескольких процентов ( $\approx 5\%$ ).

Следовательно, если по некоторым причинам нельзя использовать противоточный теплообменник, то необходимо стремиться применить схему многократного перекрестного тока при общем противоточном движении теплоносителей.

Обеспечение высокой эффективности широко распространенных кожухотрубчатых теплообменников связано с решением вопроса о сравнительной эффективности теплообмена в межтрубном пространстве при продольном и поперечном обтекании труб. Теплоотдача при турбулентном течении вдоль труб пропорциональна скорости потока в степени 0,8, а при поперечном обтекании труб – скорости в степени 0,6. Потери давления в обоих случаях пропорциональны скорости течения примерно в одинаковой степени – 1,75. При возрастании скорости гидросопротивление в обоих случаях увеличивается с одинаковой интенсивностью, а теплообмен при продольном обтекании нарастает быстрее, поэтому может существовать некоторое граничное число Рейнольдса, начиная с которого продольное обтекание будет эффективнее, чем поперечное. На основе соотношений между теплоотдачей и потерями давления в литературе получены конкретная форма критерия и его критическое значение

$$Nu/Pr^{0,4} \approx 58, \quad (2.14)$$

позволяющее определить области наибольшей эффективности для рассматриваемых видов течения. При  $Nu/Pr^{0,4} < 58$  более эффективно поперечное обтекание, так как при одинаковых с продольным течением коэффициентах теплоотдачи обеспечиваются меньшие потери давления. В случае  $Nu/Pr^{0,4} > 58$  выгоднее продольное обтекание.

Анализ [4] тепловой эффективности наружной поверхности труб при продольном и поперечном обтекании шахматного пучка на базе энергетического коэффициента частично подтвердил эти результаты. В диапазоне  $Re = 4 \cdot 10^3 \div 4 \cdot 10^4$  поперечное обтекание значительно эффективнее продольного, коэффициенты теплоотдачи в первом случае могут превышать их значения во втором случае более чем в 2 раза в области низких чисел Рейнольдса. Возрастание числа Рейнольдса приводит к уменьшению различия в интенсивности теплоотдачи, и при  $Re = 7 \cdot 10^4 \div 7 \cdot 10^5$  эта разница минимальна.

Существуют экспериментальные данные, показывающие, что при  $Re > 10^5$  теплоотдача при поперечном обтекании пропорциональна числу Рейнольдса не в степени 0,6, а в степени, возрастающей до 1. Если эти результаты считать достоверными, то оказывается, что поперечное обтекание более эффективно во всем исследованном диапазоне чисел Рейнольдса.

Для организации поперечного обтекания пучка труб и для повышения скорости течения теплоносителя в межтрубном пространстве в кожухотрубчатых теплообменниках используются поперечные перегородки.

При продольном обтекании пучка увеличение скорости теплоносителя в межтрубном пространстве достигается с помощью продольных перегородок, увеличивающих число продольных ходов межтрубного потока, однако по технологическим соображениям такие перегородки применяются редко.

Оптимальные скорости движения теплоносителей, обеспечивающие максимальную эффективность теплообменника, отыскиваются на базе изложенных методов оценки эффективности теплообменных аппаратов. Например, можно воспользоваться методом расчетных затрат в несколько упрощенной форме. Для ряда выбранных значений скорости отыскиваются соответствующие им величины расчетных затрат, характеризующие стоимость изготовления и эксплуатации аппарата. Затем в координатах «расчетные затраты — скорость» строится зависимость расчетных затрат от скорости движения теплоносителя. Графически определяется оптимальная скорость теплоносителя как координата на оси скорости, соответствующая минимуму расчетных затрат.

С точки зрения интенсивности теплообмена предпочтительно турбулентное течение теплоносителей, так как молярный перенос тепла значительно интенсивнее, чем молекулярный, присущий ламинарному течению.

Оптимальное значение скорости определяется не только стремлением обеспечить наибольшую эффективность теплообменника, но и некоторыми другими соображениями.

Скорость теплоносителя ограничивается гидравлическими потерями. В [2] рекомендуется диапазон потерь давления для каждого теплоносителя:  $(3,43 + 34,3) \cdot 10^4$  Па. Повышенные сопротивления приводят к необходимости увеличения мощности прокачивания теплоносителя и возрастанию избыточного давления в полости теплоносителя и в местах стыков. Для предотвращения эрозии стенок труб под действием динамического напора потока теплоносителей скорость движения жидкостей не должна превышать допустимые величины. Во избежание осаждения взвешенных частиц из потока загрязненной воды скорость воды в горизонтальных трубках поддерживается не менее 1,5 – 2 м/с.

На основе анализа рассмотренных условий и литературных данных ориентировочные значения скоростей теплоносителей можно выбирать в пределах: для вязких жидкостей –  $0,2 \div 2$  м/с; для маловязких жидкостей –  $1 \div 6$  м/с; для газов –  $3 \div 30$  м/с; для насыщенного или перегретого пара –  $30 \div 75$  м/с; для разреженного пара –  $100 \div 200$  м/с.

При выборе скоростей для потоков газа, изменяющих направление движения или обтекающих значительные препятствия, необходимо учитывать, что влияние сжимаемости газа в этих областях потока может привести к изменению режима течения и резкому увеличению потерь. Если не планируется эксперимент или серьезный анализ указанного явления, то не следует принимать значение скорости выше  $0,2M$  ( $M$  – число Маха).

Значение скорости потока теплоносителя непосредственно влияет на возникновение шума и вибрации теплообменника. Вихри, срывающиеся с двух соседних по потоку рядов труб коридорного пучка, вызывают пульсацию давления поперек межтрубного потока теплоносителя с частотой, пропорциональной скорости потока и обратно пропорциональной продольному шагу труб. Пульсации давления могут вызвать резонансные колебания теплоносителя в межтрубном пространстве, сопровождаемые недопустимо высоким уровнем шума, или привести к резонансным колебаниям труб пучка, т.е. опасны для прочности теплообменника. Аналогичное явление может возникать в шахматном пучке труб и в случае продольного обтекания пучка. Справочные таблицы [2] позволяют определить частоту ожидаемых пульсаций давления по проектным параметрам пучка и скорости межтрубного потока, а затем выбрать шаг между опорами труб и в пучке, исключая резонансные колебания труб и теплоносителя. Для того чтобы не допустить опасной вибрации труб под действием динамического напора струи межтрубного теплоносителя, стандартом США предусматривается постановка отражателя против входного патрубка межтрубного пространства, если произведение скорости на входе (м/с) и плотности теплоносителя ( $\text{кг/м}^3$ ) превышает 7350.

На выбор полости теплообменника, в которую направляется теплоноситель, влияет большое количество факторов, поэтому абсолютно универсальных рекомендаций выбора полости не существует. Однако некоторые установившиеся соображения можно сформулировать.

Теплоноситель с высоким давлением необходимо направлять в трубы, чтобы не подвергать высоким механическим нагрузкам кожух аппарата. Для ограничения поверхности, подвергаемой коррозии, химически активный теплоноситель желательно также направлять в трубы. В трубное пространство направляется более загрязненный теплоноситель, так как внутренняя поверхность труб легче подвергается очистке.

В теплообменниках-нагревателях подогреваемую жидкость предпочтительно направлять в трубы, это уменьшит потери тепла в окружающую среду. В охладителях охлаждаемую жидкость выгодно направлять в межтрубное пространство, при этом уменьшается расход охлаждающей жидкости за счет отдачи тепла в окружающую среду.

Теплоноситель с большим объемным расходом целесообразно направлять в межтрубное пространство, площадь проходного сечения которого обычно значительно выше, чем в трубах.

Если не используется интенсификация теплообмена, то в теплообменниках типа жидкость – жидкость более вязкую жидкость (масло) выгодно направлять в межтрубное пространство, используя для повышения эффективности аппарата перекрестный ток. Менее вязкая жидкость (вода) направляется в трубы. В парожидкостных теплообменниках пар обычно направляется в межтрубное пространство.

## 2.7. Выбор рациональных диаметра, формы каналов и компоновки пучков труб

При ламинарном вязкостном течении жидкости в канале средний коэффициент теплоотдачи пропорционален диаметру канала в степени  $-2/3$ ; при турбулентном – в степени  $-0,2$ . Следовательно, уменьшение диаметра канала при прочих равных условиях приводит к интенсификации теплоотдачи и сокращению поверхности теплообмена. Например, переход от трубок диаметром 0,019 м к трубкам диаметром 0,0024 м уменьшает объем теплообменника в десять раз, а массу в восемь раз. Однако уменьшение диаметра трубы приводит к увеличению числа труб в теплообменнике, возрастанию гидросопротивления, возможному увеличению стоимости пучка труб, затруднению периодической очистки трубок (при неизменных остальных условиях).

В работе [4] на основе энергетического коэффициента проанализировано влияние диаметра трубы на эффективность теплообмена при поперечном обтекании и продольном течении в трубе. В обоих случаях уменьшение диаметра повышает эффективность поверхности, т.е. увеличивает энергетический коэффициент. Энергетический коэффициент для указанных случаев записывается в одинаковой форме

$$E = cd^{n+m-1},$$

где  $c$  – некоторая постоянная;  $n$ ,  $m$  – показатели степени при числе Рейнольдса в уравнениях теплоотдачи и сопротивления трения.

При турбулентном течении в трубе  $E \approx d^{-0,05}$ , а при поперечном обтекании пучка  $E \approx d^{-0,07}$ . В первом случае при уменьшении диаметра потери

энергии на преодоление сопротивления трения больше, чем количество передаваемого тепла; во втором — количество тепла выше, чем затраты мощности на перемещение теплоносителя.

Анализ показывает, что уменьшение диаметра канала — это один из реальных способов интенсификации теплообмена и создания малогабаритных теплообменников. Выяснено, что уменьшение диаметра незначительно увеличивает гидросопротивление и особенно эффективно при поперечном обтекании пучка.

Следует отметить, что окончательное решение о выборе диаметра каналов строится на основе ряда вариантных технико-экономических расчетов всего теплообменника в целом.

Гидродинамика и теплообмен в потоке неразрывно связаны между собой, поэтому в практике строительства теплообменных аппаратов достаточное внимание уделяется использованию каналов с удобообтекаемой формой поперечного сечения и рациональной компоновке пучков труб.

Применение профильных труб с обтекаемой формой сечения (капиллярной, чечевицеобразной, овалообразной, плавниковой и др.) при поперечном обтекании пучка труб строится на следующем предположении. При равных затратах мощности на прокачку теплоносителя в межтрубном пространстве пучок обтекаемых труб имеет меньшее сопротивление, поэтому скорость движения теплоносителя, а следовательно, и теплоотдача в таком пучке будет выше, чем в плохообтекаемом. Эксперименты подтвердили это предположение. Оказалось, при одинаковой мощности прокачки теплоотдача в большинстве обтекаемых пучков в среднем на 10 — 12% выше, чем в наиболее эффективном пучке из круглых труб, имеющем поперечный шаг  $S_1 = 1,25d$ , продольный  $S_2 = 1,08d$ .

Однако отмечается, что при безотрывном обтекании профильной трубы пропадает интенсифицирующее теплообменное воздействие вихревых течений в кормовой части трубы, которое характерно для круглой трубы. В настоящее время нет точного представления о влиянии формы поперечного сечения канала на теплообмен в поперечном потоке.

Габариты пучков из профилированных труб при одинаковых поперечных шагах примерно на 50% меньше, чем пучков из круглых труб. При определении эффективности теплообменника, в котором используются профилированные трубы, необходимо учитывать их более высокую стоимость по сравнению с обычными круглыми трубами.

Однозначные рекомендации для оптимальной компоновки пучков из круглых труб в литературе отсутствуют. Известно, что в широком диапазоне изменения шагов теплоотдача по глубине поперечно обтекаемых пучков меняется незначительно (не более 30%). Теплоотдача в тесных пучках

$S_1 = S_2 = 2d$ ;  $S_1 = 1,25d$ ,  $S_2 = 1,08d$  на 10 – 20% выше, чем в редких. Близкие результаты получены и для шахматных пучков труб с продольными низкими ребрами. В пучке с шагами  $S_1 = 2d$  и  $S_2 = 1,08d$  теплоотдача на 20% выше, чем в пучках иной компоновки. При ламинарном режиме течения теплоотдача шахматных пучков в 1,5 раза выше, чем коридорных. При смешанном режиме разница в теплоотдаче уменьшается, при турбулентном режиме – незначительна. Шахматные пучки в целом более эффективны, чем коридорные.

В случае продольного обтекания труб в межтрубном пространстве для интенсификации теплообмена и сокращения поперечного размера пучка рекомендуется использовать тесные пучки [10] с шагами менее  $1,2d$ .

С целью интенсификации теплообмена для поперечно и продольно обтекаемых пучков в межтрубном пространстве применяются различного рода перегородки. Назначение перегородок – исключить перетечки теплоносителя в межтрубном пространстве помимо пучка и повысить скорость теплоносителя – это положительно сказывается на теплообмене.

Некоторые другие соображения по выбору оптимальной компоновки пучков труб приведены в подразд. 1.4; 2.1; 2.2; 2.6; 2.7.

## 2.8. Пульсации давления в потоке и вибрация теплообменной поверхности

Пульсации давления в теплоносителе, в том числе звуковой и ультразвуковой частоты, колебания расхода, вибрация теплообменной поверхности могут активно воздействовать на процессы тепломассообмена [20, 21]. Акустические колебания среды используются для интенсификации химико-технологических процессов и процесса горения в камерах с вибрационным горением. Влияние указанных факторов на тепломассообмен исследовано недостаточно, однако теоретический анализ и эксперимент позволяют в достаточно полной мере представить механизм их воздействия на теплообмен.

Генерация пульсаций давления (бегущих или стоячих волн) приводит к колебаниям микрочастиц теплоносителя, которые способствуют турбулизации пристенной области потока и, следовательно, интенсификации теплообмена. Турбулизирующее воздействие акустических колебаний может ускорить переход от ламинарного к турбулентному течению. Экспериментально обнаружена возможность формирования пристенных вторичных течений, интенсифицирующих теплоотдачу, под влиянием акустических колебаний среды или механических колебаний тела. Однако в некоторых случаях колебания среды могут не интенсифицировать, а ослаблять теплообмен или повышать устойчивость ламинарного пограничного слоя.

При акустических колебаниях среды или механической вибрации цилиндра с малыми (относительно размеров тела) амплитудами в невозмущенном объеме жидкости около цилиндра возникают внешние и внутренние конвективные течения. Внутреннее пристенное течение является основной причиной интенсификации теплообмена. Аналогичные пристенные течения образуются около сферы и плоской пластины при колебаниях среды или тел.

При экспериментах в условиях свободной конвекции теплоотдача горизонтального цилиндра к воздуху, воде, трансформаторному маслу под воздействием стоячей волны акустических колебаний среды возрастала в 2–3 раза по сравнению с обычными условиями. Интенсивность поля  $1600 \text{ Вт/м}^2$  позволяла повысить теплоотдачу к воздуху примерно в 2 раза, в поле интенсивностью  $19000 \text{ Вт/м}^2$  теплообмен в воде увеличивается в 2,8 раза, в масле – в 2 раза. Теплоотдача увеличивается с возрастанием колебательной скорости и интенсивности поля и уменьшается с увеличением частоты колебаний среды при постоянной интенсивности поля.

Влияние колебаний среды и тела на теплообмен при вынужденном течении жидкости исследовано значительно меньше, чем при свободной конвекции. Некоторые экспериментальные результаты противоречат друг другу. Так, обзор ряда работ указывает на увеличение теплоотдачи при течении жидкости в трубе, если в среде генерируются колебания резонансной частоты. Однако более поздние результаты показывают, что в рассматриваемых условиях местные коэффициенты теплоотдачи периодически изменяются вдоль канала с периодом, равным половине периода стационарного акустического поля. Средняя по поверхности теплоотдача остается при этом неизменной.

В [20] исследованы свойства труб, имеющих периодические поперечные кольцевые впадины – резонансные камеры, ширина и высота которых составляет примерно 0,5 – 1 радиус трубы, шаг – 3 – 8 диаметров. При турбулентном течении жидкости на задних (по потоку) кромках камер образуются вихри, турбулизирующие поток и интенсифицирующие теплоотдачу. Одновременно эти вихри могут возбуждать резонансные колебания жидкости в камерах, которые дополнительно турбулизируют поток и увеличивают теплообмен. В диапазоне чисел Рейнольдса  $10^4$  –  $10^5$  интенсификация теплоотдачи достигает уровня 1,7, увеличение сопротивления – 1,5. Эффективность таких каналов по сравнению с гладкими трубами показана при помощи энергетического коэффициента. Каналы рассмотренного профиля рекомендуются, например, для интенсификации охлаждения статоров и роторов электрических машин.

Вибрация теплообменной поверхности дает максимальный эффект в условиях свободноконвективного теплообмена. Теплоотдача вибрирующих



подогревателей вязких жидкостей возрастает в 4 – 25 раз, на теплообмен положительно влияет увеличение амплитуды и частоты колебаний. При вынужденном течении вибрация тела существенно интенсифицирует теплоотдачу в переходной области течений, при увеличении скорости потока эффект снижается.

## 2.9. Интенсификация теплообмена в конденсаторах

При конденсации водяного пара (и других паров) в межтрубном пространстве трубных пучков конденсаторов различного назначения (конденсаторов паровых турбин, регенеративных подогревателей, водоподогревателей и т.д.) термическое сопротивление со стороны конденсации составляет существенную часть общего термического сопротивления аппарата, а может быть и определяющим (в случае интенсификации теплообмена в трубах со стороны охлаждающей жидкости). Следовательно, во многих случаях интенсификация теплообмена при конденсации паров весьма необходима.

Для интенсификации конденсации на пучке труб используются: обработка поверхности труб гидрофобизаторами, нанесение на их поверхность шероховатости, развитие поверхности путем изготовления рифленых поверхностей Грегориго, спиральная накатка выступов на трубах, низкорребристые трубы и др.

Рифленая поверхность конденсации Грегориго (на плоской поверхности или трубе) представляет собой систему синусоидальных последовательных макрогребней вдоль поверхности теплообмена. Интенсификация теплообмена обеспечивается развитием поверхности и стягиванием конденсата в канавки между гребнями силами поверхностного натяжения (аналогично низкорребристым трубам). На рифленых трубах теплоотдача при конденсации увеличивается до 9 раз. Крупноволнистые трубы более технологичны в производстве, чем мелкорребристые, а теплоотдача на их поверхностях практически одинакова.

В литературе описаны обнадеживающие результаты опытов по длительным промышленным испытаниям гидрофобизаторе на ТЭС в конденсаторе ПТУ. После 5 месяцев работы конденсатора с гидрофобизатором теплообмен сохранялся на уровне, в 1,7 раза превышающем его интенсивность в обычных условиях.

При конденсации пара на горизонтальном пучке труб использование труб с каплеобразным поперечным сечением (с острой кромкой внизу) приводит к быстрому стеканию конденсата с труб, а теплообмен увеличивается на 20 – 30%. Теплоотдача в трубе также возрастает на 20 – 30% (данные Г.Г. Шкловера).

Простой конструктивный прием – наклон горизонтального пучка труб (примерно на  $3^\circ$ ) позволяет существенно повысить интенсивность конденсации в конденсаторах современных мощных паровых турбин. В регенеративных подогревателях высокого давления наклон спиральных змеевиков повышает теплоотдачу пара при конденсации на 15 – 30% (оптимальный угол наклона к горизонту –  $10^\circ$ ).

В современных крупногабаритных конденсаторах с большим числом рядов труб по вертикали возникает большая разница в теплоотдаче при конденсации пара на входе и выходе пучка: при 100 рядах теплоотдача отличается на 70%. Очевидно, что надежный расчет теплообмена в конденсаторе может осуществляться только по экспериментальным соотношениям. Сопоставление существующих в литературе формул с опытными данными убеждает в наибольшей достоверности формул Г.Г. Шкловера и Л.Д. Бермана.

В воздушных конденсаторах (и в некоторых других аппаратах) часто необходима интенсификация теплообмена при вынужденном течении и конденсации пара в трубах. Для этой цели можно использовать шероховатость поверхности, оребрение, закручивание потока, перемешивание потока различными вставками и некоторые другие способы.

Оребрение трубы с наружной и внутренней стороны повышает коэффициент теплопередачи в 4 раза по сравнению с гладкой трубой. Спиральные вставки и прямые ребра в трубе увеличивают теплоотдачу при конденсации водяного пара на 150%.

## **2.10. Особенности интенсификации теплообмена при ламинарном и переходном режимах течения теплоносителя**

Турбулентное течение теплоносителей в теплообменных аппаратах предпочтительно с точки зрения обеспечения выгодного соотношения между уровнем теплообмена и величиной потерь давления по сравнению с ламинарным режимом.

Однако ламинарное и переходное течения реализуются в каналах теплообменного оборудования во многих случаях: как при нерасчетных режимах работы (пониженные расходы сред), так и при номинальных режимах эксплуатации различных устройств типа воздухоохладителей компрессорных установок и ГТУ, воздухоподогревателей котлов и ГТУ, систем водяного и воздушного охлаждения масла на ТЭС и АЭС и др. [1]. При ламинарном (и в значительной степени переходном) режиме течения определяющий механизм переноса тепла – теплопроводность, поэтому интенсивность теплоотдачи относительно мала.

Следовательно, для экономии энергии и материалов при производстве и эксплуатации теплообменников интенсификация теплообмена при

ламинарном и переходном режимах движения потока в каналах приобретает особое значение.

В отличие от турбулентного течения в ламинарном (переходном) потоке в канале термическое сопротивление более равномерно распределено по всему поперечному сечению потока или охватывает значительную часть его, поэтому для интенсификации теплоотдачи необходимо возмущающее воздействие на обширную зону пристенного течения.

Указанное воздействие обеспечивается закруткой потока посредством ленточных закручивателей или применением искусственной дискретной шероховатости стенки канала, выполненной накаткой выступов в трубе или установкой в ней пружинных (спиральных) проволочных вставок. Размер шероховатости (высота поперечных или спиральных выступов и диаметр проволоки) существенно увеличивается по сравнению с интенсификаторами в турбулентном потоке.

Закрутка потока активизирует процессы переноса поперек потока за счет центробежных сил. Положительное влияние закручивателя на теплообмен в трубе связано и с возможностью более раннего перехода к турбулентному режиму под действием закрутки.

Интенсификация теплообмена поперечными кольцевыми выступами основана на возмущении пристенной зоны потока вихреобразованием при отрывном обтекании выступов и эффектами обновления пограничного слоя за каждым выступом; кроме того, нарастание уровня теплообмена может быть связано с ускоренным переходом от ламинарного режима к турбулентному около шероховатой стенки. В случае применения спиральных выступов (или вставок) в потоке дополнительно существует воздействие закрутки. Некоторое возрастание теплообмена объясняется и увеличением общей поверхности канала при нанесении выступов на его стенку.

Очевидно, что при любом режиме течения в трубе интенсификация теплоотдачи приводит обязательно к росту гидросопротивления. При этом и в ламинарном, и в переходном режимах существуют области выгодного соотношения между увеличением теплообмена и возрастанием гидросопротивления.

Эффективны для интенсификации теплообмена при ламинарном течении короткие каналы (повышенная теплоотдача во входном участке трубы) и прерывистые поверхности, использующие эффект обновления пограничного слоя. Применяются витые трубы, гофрированные и рифленые поверхности, трубы с внутренним спиральным и продольным оребрением, трубы, свернутые в спиральные змеевики, трубы типа конфузур — диффузур.

Теплообмен интенсифицируется при использовании комбинированных способов: шероховатая труба с ленточным закручивателем; труба с внутренним оребрением и ленточным завихрителем и др.

Полезно рассмотреть максимально достижимые уровни теплообмена при интенсификации процессов переноса в условиях ламинарного и переходного режимов.

Ленточные завихрители в этой области режимов особенно эффективны, они позволяют увеличить теплоотдачу в несколько раз (до 10) при ориентировочно одинаковом росте гидросопротивления. Для ламинарного течения предпочтителен диапазон шагов закручивателя  $S = (6-10)D$ , при котором поверхность теплообмена можно сократить в 1,6 – 1,7 раза или получить экономию энергии на прокачивание теплоносителя 6 – 8% по сравнению с гладким каналом. При этом оптимальная скорость теплоносителя снижастся примерно в 2 раза [15].

Анализ, выполненный в работе [17], убедительно показывает, что увеличение теплоотдачи, полученное с помощью закручивателей, в переходном и турбулентном режимах с ростом числа  $Re$  значительно падает, поэтому использовать закручиватели при больших числах  $Re$  для потока в трубе не рекомендуется.

Ленточные закручиватели успешно применяются в теплообменниках, например, при течении масел в трубах.

Спиральные проволочные вставки обнаружили в процессе экспериментальных исследований повышенные возможности интенсификации теплообмена в трубе при ламинарном течении по сравнению с турбулентным. Если в турбулентном режиме вставки увеличивают коэффициент теплоотдачи на 30 – 50%, то при ламинарном потоке в трубе вставки обеспечивают нарастание теплоотдачи на 350 – 400% или соответствующее уменьшение поверхности теплообмена на 70 – 80% относительно гладкой трубы при одинаковой мощности прокачивания.

Анализ опубликованных работ позволяет сделать некоторые общие выводы.

При уменьшении расстояния между соседними витками вставки (или увеличении угла  $\phi$ ) теплоотдача и гидросопротивление сначала возрастают, а затем падают. Очевидно, что между близкими и толстыми витками спирали (или высокими выступами) организуются застойные вялые циркуляционные зоны жидкости со значительной молекулярной составляющей переноса тепла и импульса, определяющей общее снижение интенсивности обменных процессов между потоком и стенкой. Теплоотдача может упасть до величины, составляющей лишь 0,4 от уровня теплообмена в пустой гладкой трубе.

Например, при  $Re = 1500$  максимум коэффициентов теплоотдачи и сопротивления трубы достигается при относительном расстоянии между соседними витками спирали  $t/h = 2,5 \div 4,26$  для диапазона относительной толщины проволоки  $h/D = 0,14 \div 0,24$ .

Увеличение диаметра проволоки вставки  $h$  всегда приводит к росту гидросопротивления трубы.

Относительно влияния диаметра проволоки на интенсивность теплоотдачи в трубе со вставкой отмечается, что при фиксированном угле  $\phi$  и неизменных размерах трубы увеличение диаметра проволоки незначительно интенсифицирует теплообмен по сравнению со вставкой из более тонкой проволоки для одинаковой мощности прокачивания. Нарастивание толщины проволоки от 2 до 3,4 мм повышает теплоотдачу на 5 – 15%.

Более обобщенный вывод состоит в том, что при изменении толщины проволоки  $h/D = 0,084 + 0,24$  в диапазоне относительных шагов витков вставки  $t/h = 2,4 + 12$  диаметр проволоки мало влияет на интенсификацию теплообмена в трубе. Однако при относительно малых шагах витков вставки  $t/h = 1,4 + 5$  незначительное увеличение диаметра проволоки свыше  $h/D = 0,14$  вызывает резкое падение теплоотдачи вплоть до уровня, меньшего, чем теплообмен в гладкой трубе. Это связано с образованием застойных зон потока между частыми и высокими элементами шероховатости на стенке трубы.

Положительные эффекты от применения спиральных вставок достигаются в различных областях техники. При ламинарном течении хладоносителя в трубах теплообменника холодильной установки использование пружинных вставок с шагом спирали, примерно равным  $3D$ , обеспечило экономию энергии на прокачку около 5%, сокращение поверхности теплообмена – на 10% по сравнению с гладкотрубным вариантом. Оптимальная скорость хладоносителя понизилась при наличии вставок в 2 раза [15].

На основании рассмотренных работ ориентировочно можно полагать нецелесообразным применение вставок с шагом витков  $t/h < 5$  при относительной толщине проволоки  $h/D > 0,14$ .

Установлена экономическая полезность применения вставок при малых числах  $Re < 1200$ , особенно привлекательна область  $Re \leq 100 + 200$ . При  $Re > 6 \cdot 10^3$  устанавливается постоянное отношение  $c/\alpha_{гн} \cong 1,5$ .

Для интенсификации теплообмена потоков вязких жидкостей предпочтительны вставки с большими углами  $\phi$ . Необходимо учитывать, что пружинная вставка может увеличить поверхность теплообмена в трубе на 10 – 40% и более.

Монтаж пружинной вставки в трубе желательно осуществлять с гарантированным зазором между поверхностью трубы и вставкой, это обеспечит простоту и скорость сборки и разборки аппарата при чистке и ремонте.

Пружинную вставку необходимо фиксировать в трубе, чтобы исключить сжатие ее потоком холодного (вязкого) масла при запуске и обеспечить нормальный режим работы оборудования.

Спиральные проволочные вставки успешно используются в подогревателях и охладителях масел зарубежного и отечественного производства. Например, в маслоохладителях пружинные вставки позволили существенно сократить габариты и массы аппаратов.

В промышленных водомасляных кожухотрубчатых теплообменниках при течении масел в трубах с малыми числами  $Re = 100 \div 300$  могут оказаться экономически выгодными трубы с высокими поперечными кольцевыми выступами  $2h/D = 0,345; 0,6$ .

Трубы типа конфузор – диффузор перспективны для применения и в ламинарном, и в переходном режимах течения различных сред в трубах теплообменников. Эксперименты показали, что при одинаковых с гладкой трубой энергозатратах на прокачивание масла в таких трубах при переходном режиме теплосъем увеличивается на 40 – 70%, соответственно снижается расход труб для маслоохладителя на 40 – 70%.

Трубы с продольными внутренними ребрами имеют одинаковые показатели по теплообмену и гидросопротивлению с трубами, в которых смонтированы пружинные вставки.

С целью упрощения технологии производства и повышения теплообменных качеств интенсифицированных труб применяются внутренние вставные ребра – звездообразные вставки из высокопроводящего материала (сплав алюминия и др.), которыми заполняется труба. Вставки выполняются относительно короткими:  $l/D = 20 \div 30$ . Если соседние вставки поворачивать относительно друг друга на угол, равный половине угла между лучами звезды, то возможное увеличение теплоотдачи на поверхности ребер за счет обновления пограничного слоя на них составит примерно 100%. Значительно больший эффект можно получить от вставок, обеспечивающих винтовую закрутку потока относительно оси трубы. В этом случае эффекты оребрения и закрутки объединяются.

Недостаток использования вставок заключается в том, что они существенно увеличивают металлоемкость оборудования и расход дорогих материалов.

Комбинированные способы интенсификации теплообмена могут позволить получить значительное возрастание теплообмена по сравнению с гладкой трубой. Например, одновременное использование внутренних ребер в трубе и ленточного закручивателя приводит к увеличению теплоотдачи в 3 – 4 раза. Однако комбинированные способы пока мало исследованы.

Теплообмен газового потока со стенкой канала существенно возрастает при увеличении давления газа как при ламинарном, так и при турбулентном режиме течения.

Высокого уровня теплоотдачи для ламинарного потока можно достичь с помощью выбора оптимального поперечного сечения канала. Известно, что при течении газов и жидкостей (с малыми числами  $Pr$ ) в относительно длинных каналах ( $Re \cdot Pr \cdot D/\ell < 10$  или  $\ell/D > 100$ ) теплоотдача стремится к некоторому постоянному уровню  $Nu = const$ . Следовательно, при малых числах  $Re$  в длинных каналах число  $Nu$  не зависит от скорости потока. В этих условиях оптимальная форма поперечного сечения канала (определяемая максимумом отношения теплосъема к гидropотерям) полностью зависит от интенсивности теплообмена в канале, так как величину гидropотерь можно регулировать изменением скорости потока при неизменном уровне теплообмена. Сопоставление различных каналов (прямоугольного, треугольного, круглого поперечного сечения) при одинаковых эквивалентных диаметрах показывает существенные преимущества прямоугольного канала по сравнению с остальными.

Оптимизация формы сечения гладкого канала при ламинарном режиме движения может сократить поверхность теплообмена на 20% и более при одинаковом гидросопротивлении с гладким каналом.

## 2.11. Комбинированные способы

Возможны комбинированные способы интенсификации теплообмена, положительный эффект которых превышает результат применения одного способа. Например: шероховатая труба с ленточным закручивателем; труба с внутренним оребрением и ленточным закручивателем и прочие. Однако эти способы исследованы пока недостаточно.

Применяемый способ интенсификации теплообмена часто требует специфического конструктивного решения компоновки теплообменного аппарата. Кроме того, разумная конструкция аппарата сама по себе может повышать его технико-экономические показатели.

На котле Рязанской ГРЭС испытан воздухоподогреватель с пучком труб, в котором соседние ряды труб вдоль потока взаимно перпендикулярны. Это повышает турбулентность межтрубного потока, и теплоотдача возрастает на 14 – 22%, а гидросопротивление падает на 25%; такая компоновка пучка перспективна для котлов ТЭС.

Двухсторонний подогрев теплоносителя в канале существенно интенсифицирует теплообмен. Основанный на этом принципе подогреватель нефтепродуктов имеет блочно-элементную конструкцию, при которой жидкость в кольцевом зазоре труб подогревается паром, подаваемым в центральную трубу и в межтрубное пространство наружных труб. В кольцевом зазоре расположены продольные ребра центральной трубы.

Оптимальные компоновки подогревателей для ТЭС, позволяющие в 2 раза уменьшить массу аппарата, приведены в [14].

Интенсификация радиационно-конвективного теплообмена и двухсторонний подогрев газа полезно реализуются в высокотемпературных рекуператорах типа газ – газ. В межтрубном потоке горячего газа устанавливаются радиационные пластины, которые, подогреваясь от газа, излучают тепло на поверхность труб дополнительно к конвективному подогреву их. Внутри труб устанавливаются закручиватели потока холодного газа из скрученных крестообразных лент. Закручиватели нагреваются радиационным потоком от труб и обеспечивают интенсифицированный радиационно-конвективный подогрев холодного газа в трубе (двухсторонний: от трубы и от закручивателя). При температуре горячего газа  $800^{\circ}\text{C}$  подогрев газа в трубах интенсифицируется в 1,8 раза.

Известны рациональные конструкции высокотемпературных рекуператоров для подогрева воздуха дымовыми газами промышленных печей. Испытаниями образцов подтверждается целесообразность интенсификации теплообмена в них посредством плавной волнистости поверхности теплообмена, использованием каналов типа диффузор – конфузор.

Для организации поперечного обтекания пучка труб (и соответствующего повышения теплообмена) в теплообменниках традиционно используются поперечные перегородки типа диск-кольцо или сегментные. Однако до сих пор рекомендации по их применению противоречивы. В опытах [14] на маслоохладителях установлено, что интенсивность теплообмена практически одинакова для обоих типов перегородок. Последние исследования маслоохладителей показали возможность уменьшения их объема при использовании сегментных перегородок на 5 – 12% по сравнению с перегородками типа диск-кольцо. В теплообменниках с сегментными перегородками при уменьшении расстояния между ними теплоотдача в пучке труб нарастает быстрее, чем в аппаратах с перегородками типа диск-кольцо.

В зарубежной литературе отмечается, что при одинаковом перепаде давления в межтрубном потоке коэффициент теплопередачи в случае перегородок типа диск-кольцо примерно на 15% выше, чем при сегментных. Теплообменник с сегментными перегородками имеет оптимальные характеристики при высоте выреза перегородки (окна между кожухом и перегородкой), равной 0,25 – 0,35 диаметра кожуха, и шаге между перегородками, составляющем 0,2 – 1 диаметр кожуха.

При продольном обтекании пучка труб применяются стержневые перегородки (решетка из стержней). Они обеспечивают повышенную теплоотдачу межтрубного потока и ограничивают вибрацию труб.



Кроме того, существуют новые варианты поперечных перегородок, обеспечивающие высокий уровень теплообмена и пониженное гидросопротивление. Применяется также чередование перегородок различных типов в одном теплообменнике.

В конструкциях современных теплообменных аппаратов широко используется поверхность нагрева в форме винтовых спиральных змеевиков с малым радиусомгиба труб. При поперечном обтекании змеевиков достигается высокая интенсивность теплообмена в межтрубном потоке, интенсификация теплоотдачи в трубах обеспечивается интенсивными вторичными течениями в криволинейных каналах. Змеевики исключают термические напряжения в трубном пучке при расширении труб. Конструкция особенно удачна для теплообменников с газовым теплоносителем.

В некоторых случаях может оказаться энергетически целесообразным вращение рабочей поверхности теплообменника для достижения высокой интенсивности теплообмена.

Наложение постоянного или переменного электрического поля на объем диэлектрического теплоносителя вызывает стационарную или нестационарную (вихревую) электрическую конвекцию теплоносителя, возникающую как при свободном, так и при вынужденном движении теплоносителя. Электрическая конвекция интенсифицирует теплообменные процессы, возникновение ее связано с электростативной и электроиндуктивной силами [20]. В неоднородном электростатическом поле на каждый элемент объема газообразного или жидкого диэлектрика действует сила, соответствующая диэлектрическому моменту молекул диэлектрика, возникающему под действием внешнего напряжения, — это электростативная сила. Она существует в постоянном и переменном полях и заставляет перемещаться диэлектрик в область максимальной напряженности. Движение среды реализуется при неоднородности ее по диэлектрическим свойствам.

Электроиндуктивная сила связана с некоторой электропроводностью диэлектрика вследствие естественной ионизации и проявляется при наличии постоянного или переменного внешнего поля.

В условиях свободной конвекции теплоотдача нагретой проволоки при наложении внешнего электрического поля возрастает на 30 — 50% и более.

При вынужденном течении жидкости теплоотдача в постоянном поле возрастает на 20 — 30%, а в переменном — в 3 — 4 раза. Увеличение скорости вынужденной конвекции ослабляет эффект интенсификации теплообмена.

К технологическим способам повышения эффективности теплообменных аппаратов можно отнести применение конструкционных материалов, обеспечивающих долговечность конструкции, снижение капитальных

и эксплуатационных затрат. Например, использование стеклянных труб позволяет значительно продлить срок службы теплообменников с агрессивными средами.

Известно, что коррозия, загрязнение рабочей поверхности различными отложениями отрицательно влияют на ресурс аппарата, резко снижают его первоначальные характеристики в процессе эксплуатации. Срок службы латунных трубок в морской воде не превышает 2 – 3 года, загрязнение этих труб в конденсаторе паровой турбины снижает расчетный коэффициент теплопередачи в 1,5 – 2 раза, что вызывает понижение вакуума и существенный перерасход топлива. Исследования в нашей стране и за рубежом показали экономическую целесообразность применения трубных пучков из полимерных материалов, которые не подвергаются коррозии, почти не обрастают отложениями, а следовательно, обеспечивают сохранение расчетных характеристик при длительной эксплуатации. Полимерные материалы имеют пониженный коэффициент теплопроводности, теплопроводность металлического теплообменника при одинаковых размерах выше, чем полимерного, однако часто решающее влияние на теплообмен оказывает слой загрязнения. Поэтому если к указанным достоинствам полимерных труб прибавить другие преимущества их применения – снижение капитальных и эксплуатационных затрат на аппарат, повышение его долговечности, освобождение от дефицитных труб из цветных металлов и легированных сталей, то целесообразность использования их в энергетических теплообменниках становится очевидной.

## 2.12. Проблемы расчета интенсифицированного теплообмена

Анализ имеющихся данных показывает, что посредством интенсификации теплообмена можно многократно повысить коэффициент теплоотдачи и значительно улучшить массогабаритные характеристики теплообменного оборудования и энергоустановки в целом. Среди известных и технически интересных способов интенсификации теплообмена выгодно отличается высокими теплогидравлическими, экономическими и технологическими качествами дискретная шероховатость поверхности каналов в форме кольцевых выступов. Зарубежные фирмы серийно производят для нужд энергетики интенсифицированные трубы с накатанными поперечными и спиральными выступами. Перспективны для промышленного применения каналы с кольцевыми и спиральными канавками, сферическими выемками, высокопористыми вставками. Однако анализ литературы [23, 26 – 29] свидетельствует, что в отечественной и зарубежной практике проектирования и производства современного энергооборудования с интенсифицированными каналами существует множество проблем.

Простые оперативные, но достаточно надежные методы расчета теплоотдачи и трения в рассматриваемых каналах отсутствуют. Теплогидравлический расчет таких каналов основан на эмпирических зависимостях, справедливых в ограниченном диапазоне геометрических параметров интенсификаторов, свойств теплоносителей и условий течения, что затрудняет разработку нового оборудования. Численные модели турбулентного течения для практического осуществления расчета этих каналов пока недостаточно совершенны.

Весьма ограничено количество опытных данных по тонкой структуре турбулентного потока в каналах с интенсификаторами, которые могут обеспечить достоверную разработку и проверку математических моделей течения в рассматриваемых каналах. Гидродинамическая картина течения между интенсификаторами не является поэтому полностью ясной, а следовательно, в недостаточной мере понятен механизм интенсификации теплообмена.

В переходном режиме течения теплоносителей, характерном для широкого спектра реального энергооборудования, в условиях которого возможны более высокие эффекты интенсификации теплообмена, чем при турбулентном течении, дискретно шероховатые и другие интенсифицированные каналы исследованы мало. Недостаточно количество даже эмпирических соотношений для расчета теплообмена и гидросопротивления. Отсутствуют надежные формулы, позволяющие определить фактические границы переходного течения в каналах с интенсификаторами. Не сформировано ясное представление о влиянии прерываемости течения и геометрических параметров выступов на уровень и нестабильность теплообмена и гидросопротивления канала. В условиях эксплуатации оборудования проблема нестабильности его теплогидравлических характеристик весьма актуальна с точки зрения постоянства теплопроизводительности теплообменника и вибропрочности конструкции.

В ламинарной области течения теплоносителей, в которой работают теплообменники для вязких и других сред, возможно достижение максимальных эффектов интенсификации теплообмена и соответствующей экономии энергоресурсов и материалов. Но интерес к интенсификации теплообмена в ламинарном режиме возник относительно недавно и интенсифицированные каналы в этих условиях почти не исследованы. Нет полной ясности картины течения и механизма интенсификации теплообмена в таких каналах. Ощущается недостаток эмпирических формул для расчета теплообмена и сопротивления каналов. Фактически не известны интегральные методы теплогидравлического расчета каналов. Принципиально возможен численный расчет течения, но он требует большого

объема вычислительной работы. Следовательно, расчеты теплообмена и трения обсуждаемых каналов в ламинарной и переходной областях течения не обеспечены соответствующей совокупностью расчетных соотношений.

В литературе отмечается дефицит методик теплогидравлического расчета и оптимизации для проектирования и модернизации теплообменного энергооборудования с интенсифицированными каналами.

Анализ литературы убеждает в том, что для решения проблем интенсификации теплообмена необходимы комплексные расчетно-теоретические и экспериментальные исследования теплообмена и трения в интенсифицированных каналах.

# Глава 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИНТЕНСИФИЦИРОВАННЫХ ТЕПЛОТДАЧИ И СОПРОТИВЛЕНИЯ В КАНАЛАХ

## 3.1. Структура гурбулентного потока газа в ДШК

Гидродинамическая картина течения в каналах с выступами весьма сложная и малоизученная. Известные экспериментальные исследования тонкой структуры потока в дискретно шероховатых каналах малочисленны, недостаточны по информации и проведены в основном в каналах, отличающихся от реальных: с одиночными или относительно высокими выступами.

Далее приведены результаты исследования потока воздуха в шероховатой трубе диаметром  $D = 80$  мм, длиной 520 мм с параметрами выступов: шагом  $t = 64$  мм, квадратным поперечным сечением размером  $h = 4$  мм и относительными размерами  $t/h = 16$ ,  $h/D = 0.05$  при  $Re = 1.31 \cdot 10^5$ . Шероховатая труба являлась частью аэродинамической трубы разомкнутого типа и устанавливалась после предвключенной трубы диаметром 80 мм, длиной 1000 мм. Автоматизированный измерительно-вычислительный комплекс (ИВК) содержал термоанемометр постоянной температуры, коммутирующее устройство и ЭВМ типа IBM. ИВК обеспечивал измерения и расчет осредненной продольной скорости  $\bar{W}_x$ ; пульсационной скорости  $\bar{W}_x^{12}$ ; интенсивности турбулентности  $Tu = \sqrt{\bar{W}_x^{12}} / \bar{W}_x$ , где  $\bar{W}_x$  – местная скорость в точке замера; касательного напряжения трения (на стенке)  $\tau$  и коэффициента сопротивления. Измерения проведены в поперечных сечениях потока на расстоянии от стенки  $y = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 10; 20; 30; 40$  мм в каждом сечении. Ошибка измерения осредненной скорости при  $y \geq 0,1$  мм – 3%, пульсационной – 10%. Зондирование потока проводилось между двумя последними (по потоку) выступами, на расстояниях  $x_1 = 32$  мм =  $8h$ ,  $x_2 = 44$  мм =  $11h$ ,  $x_3 = 52$  мм =  $13h$  от предпо-

следнего выступа и в его горле. Координаты поперечных сечений потока  $x$ , в которых проводилось измерение характеристик течения, выбраны таким образом, чтобы исследование структуры потока выполнялось вне рециркуляционных зон течения за выступом и перед следующим по потоку выступом. Согласно работам [1, 10] длина каверны за выступом составляет  $(6-8)h$ , а перед следующим выступом – не более  $2h$ . Измерения характеристик потока вне каверн гарантируют надежную работу используемого термоанемометра и обеспечивают возможность выяснения действительной картины течения между выступами. В каждой точке выполнялось многократное измерение параметров потока (25 раз), их среднеарифметическая величина принималась для анализа. Температура воздуха в лаборатории была  $24^{\circ}\text{C}$ , в ресивере –  $22^{\circ}\text{C}$ , давление в области измерений – 984 Мбар. Согласно опытам Спэрроу, Хана и др., в рассматриваемой трубе начальный участок термогидродинамической стабилизации потока не превышает  $3D$ , следовательно, проведено зондирование установившегося течения, автономного и повторяющегося между каждыми двумя выступами, с обновлением пристенного пограничного слоя за выступом.

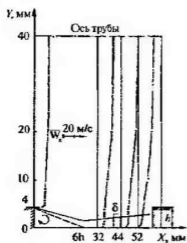


Рис. 3.1

Анализ полученных опытных данных позволяет сделать следующие выводы. Скорость  $\bar{W}_x$  (рис. 3.1) в ядре течения при  $y \geq 20$  мм практически неизменна поперек и вдоль потока и примерно равна осевой осредненной скорости  $W_{\infty}$ . В этой области потока, соответствующей внешней части пограничного слоя в трубе  $y/R \geq 0,5$ , вдали от стенки и соответственно от воздействия выступов профиль  $\bar{W}_x$  мало отличается от профиля скорости в гладкой трубе:

$$\Delta W_R = -(5 \div 7)\%, \text{ где } \Delta W_R = (W_R - \bar{W}_x) / W_R;$$

местная осредненная продольная скорость в гладкой трубе  $W_R$  определяется известным законом  $W_R/W_{\infty} = (y/R)^{1/7}$ ,  $W_{\infty}$  – скорость на оси трубы, одинаковая для гладкой и шероховатой труб. Отличие  $\Delta W_R < 0$  связано с ускорением ядра потока в горле выступа по сравнению с течением в гладкой трубе. Результаты измерений закономерны – одинаковость профиля скорости при  $y/R \geq 0,5$  для шероховатых и гладких каналов соответствует общим представлениям о гидродинамике шероховатых труб.

В ядре за пределами слоя шероховатости, в области  $y = (h + 20)$  мм профиль  $\bar{W}_x$  после точки присоединения ( $x = 6h$ ) также меняется очень мало (стабилизируется). Для этой зоны потока отличие профиля  $\bar{W}_x$  от гладкой трубы при  $y = 10$  мм составляет  $\Delta W_R = 15\%$ , ближе к стенке величина  $\Delta W_R$  нарастает, достигая  $(40 \div 50)\%$  при  $y = 1$  мм, при дальнейшем приближении к стенке  $\Delta W_R$  падает примерно до 25%. В этой внутренней части пограничного слоя в трубе ( $y/R < 0,2$ ) значение  $\Delta W_R > 0$  подтверждает меньшую заполненность профиля скоростей в шероховатой трубе по сравнению с гладкой.

При более строгой оценке развития течения за выступом необходимо отметить слабое ускорение потока в области  $y/R \geq 0,2$ , объясняющееся торможением потока около стенки при постоянстве расхода.

В горле выступа эпюра  $\bar{W}_x$  близка к равномерной (например, при  $y = 0,6$  мм  $\Delta W_R = -28,4\%$ ), что согласуется с измерениями [1] и свидетельствует об автономном развитии пристенного течения за каждым выступом под влиянием набегающего потока с примерно постоянной скоростью по его сечению.

Характеристики потока за выступом иллюстрируются опытными данными, приведенными в табл. 3.1.

Таблица 3.1

$W, \tau, \delta, x$ мм	0	32	44	52
$W_{\delta}, \text{ м/с}$	—	13,02	14,75	13
$\bar{W}_{\delta} = W_{\delta} / W_{\delta, x=32}$	—	1	1,13	0,998
$\bar{W}_{\infty \delta} = \bar{W}_{\infty \delta} / \bar{W}_{\delta, x=32 \delta}$	—	1	0,991	0,985
$\bar{\tau} = \tau / \tau_{x=32}$	—	1	0,986	0,506
$\delta, \text{ мм}$	—	1,53	1,96	2,7

Общее изменение скорости по оси трубы между двумя выступами равно 10% от ее величины, его можно оценить уравнением Бернулли:

$$P_{x=0} + (\rho W_{\infty, x=0}^2) / 2 = P_{x=0} + m_1 \cdot \Delta p + (\rho W_{\infty, x=59,9}^2) / 2, \quad (3.1)$$

где  $\Delta p = \xi \rho W_{cp}^2 / 2$  — потери давления на одном выступе;  $\xi$  — коэффициент сопротивления одиночного выступа, определяется по опытным данным И.Е. Идельчика;  $m_1 = [(D - 2h) / D]^2$  — восстановленная часть перепада дав-

ления. Расчетная скорость перед следующим выступом  $W_{\infty, x=59,9}$  (при известной опытной в горле  $W_{\infty, x=0}$ ) отличается от фактической на 13%. Характер изменения скорости  $W_{\infty}$  в опытах вдоль потока близок к линейному, что подтверждают измерения скорости и давления за диафрагмами в трубе [1].

В результате анализа профиля  $\bar{W}_x$  в слое шероховатости  $y \leq h$  установлена внешняя граница (и толщина  $\delta$ ) внутреннего пограничного слоя, формирующегося от выступа по поверхности каверны до точки присоединения и далее вдоль стенки до следующего выступа.

Толщина внутреннего пограничного слоя (положение внешней границы) за выступом после точки присоединения определялась положением области постоянной скорости в измеренных профилях скорости в пределах слоя шероховатости. Факт существования внутреннего пограничного слоя общепризнан. Опытные локальные значения толщины внутреннего погранслоя  $\delta$  удовлетворительно согласуются с расчетными, найденными на основе осредненной скорости на внешней границе внутреннего пограничного слоя  $W_{\delta}$ , определенной по профилю скоростей, при использовании экспериментальной величины  $W_{\delta}$  в известной формуле для турбулентного потока на пластине  $\delta = 0,37x Re_x^{-0,2}$ , где  $Re_x = W_{\delta}x/\nu$ .

Опытные значения скорости на внешней границе внутреннего пограничного слоя  $W_{\delta}$  в исследованных сечениях потока и толщина внутреннего пограничного слоя  $\delta$  (рис. 3.1), соответствующие измеренным и удовлетворяющие формуле поперечного размера пограничного слоя на пластине, приведены в табл. 3.1.

После точки присоединения закон изменения относительной скорости  $\bar{W}_{\delta}$  с отклонением примерно 10% совпадает с расчетным законом Бернулли (3.1) для осевой скорости  $\bar{W}_{\infty, \delta}$  (табл. 3.1). Это совпадение важно для возможности расчета пристенного течения по теории потока на пластине.

Во внутреннем пограничном слое профиль  $\bar{W}_x$  удовлетворительно согласуется с профилем скорости на гладкой пластине  $W_p/W_{\delta} = (y/\delta)^{1/7}$ , где  $W_{\delta}$ ,  $\delta$  — измеренные величины;  $\Delta W = (W_p - \bar{W}_x)/\bar{W}_x$  — характерное значение отклонения; при  $x = x_1$   $\Delta W \cong -12\%$ , при  $x = x_2$   $\Delta W \cong -8\%$ , для  $x = x_3$   $\Delta W = +25\%$ .

Анализ опытных профилей скоростей  $\bar{W}_x$  показывает, что на участке между двумя выступами (от точки присоединения до следующего выступа) практически по всей толщине внутреннего пограничного слоя профиль скоростей близок к профилю скорости на гладкой пластине. На пути потока



от сечения  $x_1$  ( $\Delta W = -12\%$ ) к сечению  $x_2$  ( $\Delta W = -8\%$ ) проходит процесс быстрой релаксации внутреннего пограничного слоя к «стандартному» состоянию, соответствующему течению на плоской поверхности. Отрицательная величина отклонения  $\Delta W$  в тонкой пристенной зоне потока оправдана с гидродинамической точки зрения. Большая заполненность профиля скоростей в этой части потока по сравнению с гладкой стенкой соответствует большим градиентам скорости и повышенному трению на стенке шероховатого канала по сравнению с гладким.

Существенная разница в профилях скоростей относительно гладкой стенки возникает лишь для сечений потока в области  $x \geq x_2$  при натекании потока на каверну длиной  $(1 + 2)\delta$  перед следующим выступом.

Натекание внутреннего пограничного слоя на каверну приводит к подтормаживанию — величина  $\Delta W$  принимает положительные значения.

Следовательно, за каждым выступом в трубе быстро формируется и стабилизируется обновленный пограничный слой, в котором после точки присоединения профиль скорости  $\bar{W}_x$  очень близок к профилю на пластине, полученные результаты совпадают с выводами многих работ, в том числе с новейшими исследованиями.

Более подробный анализ экспериментальных данных по профилям скорости и сравнение этих данных с результатами известных исследований проведены при рассмотрении методов расчета течения в трубе с выступами.

Измеренные профили интенсивности турбулентности  $Tu$  представлены на рис. 3.2.

В предвключенной гладкой трубе (перед опытным шероховатым участком)  $Tu = 3 + 4\%$ . Распределение  $Tu$  вне слоя шероховатости (за точкой присоединения) характеризуется примерно стабилизированным профилем (по потоку) с плавным падением  $Tu$  от стенки к оси

трубы до уровня  $4 + 5\%$ , соответствующего гладкому каналу. В горле выступа  $Tu$  понижена, а профиль более равномерный, на вершине выступа  $Tu$  достигает  $40\%$ .

В слое шероховатости под влиянием выступов устанавливается профиль  $Tu$ , практически равномерный поперек и вдоль слоя ( $Tu \approx 30\%$ ), при

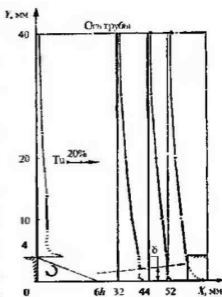


Рис. 3.2

этом уровень  $Tu$  одинаков с величиной ее в вязком подслое гладкой трубы. Этот факт согласуется с установившимися представлениями, в соответствии с которыми выработка турбулентности во внутреннем пограничном слое канала с выступами происходит аналогично соответствующему процессу на гладкой поверхности в обычных условиях, так как пристенная зона течения консервативна к внешней турбулентности (от выступов). Во внешней зоне внутреннего (и любого) пограничного слоя пульсации течения определяются уровнем внешней турбулентности. Непосредственно перед следующим выступом (при натекании потока на каверну перед ним) турбулентность во внутреннем пограничном слое увеличивается.

Кольцевой поперечный выступ в трубе относится к типу турбулизаторов, которые создают дополнительные турбулентные возмущения в потоке под действием изменения поперечного сечения канала (например, диск, перфорированный отверстиями). В таком турбулизаторе кинетическая энергия, накопленная при сужении потока (ускорении), трансформируется в турбулентные возмущения течения при внезапном расширении за турбулизатором. Дополнительная турбулентность потока, генерируемая турбулизатором, зависит от коэффициента живого сечения турбулизатора  $Tu \sim 1/\bar{f}_ж$ , что согласуется с опытными данными для выступов в каналах. При уменьшении высоты выступа  $h$  возрастает величина  $\bar{f}_ж = (d/D)^2$ , соответственно снижаются возмущения в потоке — падает значение  $Tu$ . Однако одновременно с генерацией турбулентности поперечный выступ выполняет определенную роль в подавлении турбулентности в потоке. Поджатие (ускорение) потока на каверне перед выступом сильно влияет на затухание турбулентности, что можно оценить опытной формулой [34]

$$K = Tu_{0п} / Tu_0 = 1 / [1 + 0.6(p-1)^{1.8}], \quad (3.2)$$

где  $Tu_{0п}$ ,  $Tu_0$  — турбулентность потока после и до его поджатия;  $p = 1/\bar{f}_ж$  — поджатие потока,  $\bar{f}_ж = f_ж/f_n$  — коэффициент живого сечения турбулизатора;  $f_ж$ ,  $f_n$  — проходное сечение турбулизатора и трубы. Формула (3.2) справедлива для  $1 \leq p \leq 9$ . Для обсуждаемых выступов  $K = 0.95$ , следовательно, при входе в горло выступа величина  $Tu$  падает на 5%. Дальнейшее снижение  $Tu$  происходит при ускорении потока в горле выступа, поэтому турбулентность от входа на каверну до выхода из горла выступа падает примерно на 12% (рис. 3.2). Основное гидросопротивление выступа связано с внезапным расширением потока за ним, а основная выработка турбулентности происходит в районе выходной кромки выступа. Обоснованно предполагать, что поджатие потока перед выступом и в его горле срабатывает

значительно повышенную турбулентность потока (включая оставшуюся от предыдущего выступа), исключает вредное (по гидросопротивлению) вращивание турбулентности вдоль трубы. При входе на выступ происходит восстановление некоторого «неизменного исходного состояния» структуры потока, а затем после каждого выступа (между двумя соседними выступами) события в потоке повторяются.

По границе внутреннего пограничного слоя турбулентность  $T_i$  линейно нарастает за выступом до точки присоединения, затем линейно падает до следующего выступа, что приводит к установлению величины  $T_i$ , свойственной гладкой трубе, на расстоянии  $x = 43l$  за выступом. Результаты измерений величины  $T_i$  согласуются с опытами В.К. Мигая и Бергса.

Данные для напряжения  $\tau$  при  $y = 0,1$  мм даны в табл. 3.1.

Исследование проведено в режиме с полным проявлением шероховатости, поэтому результаты его справедливы для картины течения в шероховатых каналах в широком диапазоне чисел Рейнольдса.

### 3.2. Теплоотдача, сопротивление и колебания потока в ДШК

Интенсификация теплоотдачи в канале посредством дискретных поперечных кольцевых выступов на стенке перспективна не только при турбулентном, но и при других режимах течения. В ламинарном (переходном) потоке термическое сопротивление охватывает существенную часть течения около стенки, поэтому необходима большая высота интенсифицирующих выступов, чем в турбулентном потоке. Теплогидравлические свойства каналов с относительно высокими поперечными выступами в ламинарном и переходном режимах исследованы недостаточно. Мало изучена и эффективность интенсификации теплообмена в области указанных режимов течения.

Далее обсуждаются результаты опытного исследования теплообмена, гидросопротивления и соотношения между ними для потока воздуха в трубах диаметром  $D = 15$  мм (труба № 1) и  $D = 18$  мм (труба № 2), длиной  $l = 573$  мм с поперечными кольцевыми выступами, изготовленными из проволоки диаметром  $h = 1,8$  мм. Параметры выступов: шаг  $t = 45$  мм,  $t/h = 25$ ,  $2h/D = 0,24$  и  $0,2$ . Область режимов  $Re = WD/\nu = 3 \cdot 10^2 + 6 \cdot 10^3$ .

Схема опытной установки, методика проведения, обработки и обобщения экспериментов предусматривали измерение локальных температур стенки и температур воздуха на входе и выходе трубы и позволили вычислять местные  $\alpha$  и средний по длине трубы  $\bar{\alpha}$  коэффициенты теплоотдачи, соответственно  $\overline{Nu} = \bar{\alpha} D/\lambda$ . Коэффициент сопротивления трубы рассчитывался по потерям давления  $\Delta p$ .

В исследованном диапазоне чисел  $Re$  величина начального теплового участка, определенная по опытным графикам  $\alpha = f(x)$ , составляла  $\xi_n \approx 11D$ , что практически одинаково с длиной его для гладкой трубы (для локального коэффициента теплоотдачи) при турбулентном режиме, равной  $(10 - 15)D$ .

Обобщение опытных результатов по теплоотдаче (линия  $a$ ) и сопоставление их с известными экспериментальными данными показано на рис. 3.3. Линия  $a$  аппроксимируется уравнением подобия

$$\overline{Nu} = c Re^{0,8}, \quad (3.3)$$

где интервалу  $Re = 1500 + 6000$  соответствует  $c = 0,048$  (точность аппроксимации опытных точек  $\pm 12\%$ ), а в области  $Re = 300 + 1500$   $c = 0,065$  (отклонение опытных данных от линии  $a$  не больше  $\pm 15\%$ ). Около линии  $a$  группируется примерно 50% экспериментальных точек. Положение остальных точек указывает на возможность существования неустойчивого режима теплоотдачи при переходном течении теплоносителя в широком канале. В настоящих опытах интенсивность теплоотдачи иногда снижалась до 0,45 и возрастала до 11,4 раза относительно уровня, соответствующего линии  $a$  при  $Re < 4350$ .

Необходимо отметить, что переходный режим в опытной трубе № 1 реализовался в диапазоне  $Re_{кр1} - Re_{кр2} = 500 + 3750$ . Эта оценка соответствует опытной формуле Коха:

$$Re_{кр1} = 2900 \left[ (d/D)^2 \right]^{2,2}, \quad (3.4)$$

согласно которой  $Re_{кр1} = 868$ ; экспериментам [1] ( $Re_{кр1} - Re_{кр2} = 300 + 4000$ ), экспериментам Уттарвара ( $Re_{кр1} = 200$ ). На основе приведенной информации и настоящих опытов установлен диапазон переходного режима теплоотдачи в исследованной трубе  $300 < Re < 4350$ . Свидетельство переходного характера течения воздуха (перемежаемости) в обсуждаемых опытах — небольшие колебания локальной температуры стенки во времени при  $Re = 3000$ . Вероятно, что колебания уровня теплоотдачи в трубе связаны не только с перемежаемостью течения воздуха, но и с возможностью автоколебательного возмущения потока выступами (эта возможность обсуждается далее при рассмотрении опытных данных по гидросопротивлению).

Величина показателя степени при числе  $Re$  в уравнении (3.3), равная 0,8, для переходного режима одинакова с опытами Коха и В.К. Мигая.

Очевидно, что в общем случае степенные функции графически изображаются прямыми линиями в логарифмической системе координат. Однако в конкретном случае для уравнения подобия (3.3) в ограниченном диапазоне изменения числа Рейнольдса с погрешностью в пределах  $\pm 15\%$  оказалось

возможным прямолинейное изображение указанного уравнения в обычной системе координат.

Результаты опытов (рис. 3.3, линия *a*) согласуются с экспериментами [1] (рис. 3.3, линия *b*) с точностью 10%. Эксперименты выполнены (труба № 16 [1]) на воздухе в трубе  $D = 14$  мм,  $l \cong 570$  мм с накатанными выступами  $h = 1,5$  мм,  $t/h = 20$ ,  $2h/D = 0,217$ . Превышение данных опытов над результатами экспериментов [1] объясняется большей высотой выступов в случае рис. 3.3, линия *a*.

Результаты опытов по теплоотдаче удовлетворительно соответствуют экспериментальной формуле Грасса для средней теплоотдачи:

$$\overline{Nu} = Nu_{гр} [1 + 5,2(d/D - 1)]^{0,4}.$$

Формула получена при неизменном  $Re = 2500$  (величина числа  $Nu_{гр}$  в гладкой трубе может определяться по формуле Хаузена). Опыты Грасса, проведенные на воздухе (рис. 3.3, точка *в*) в условиях  $2h/D = 0,65; 0,2; t/D = 1,2; 4; 8$  для полукруглых и прямоугольных выступов, и их согласование с настоящими опытами (с точностью 18%) подтверждают независимость теплоотдачи от формы поперечного сечения выступа в пераходном режиме, что характерно и для турбулентного потока.

Полученные опытные данные (линия *a*) удовлетворительно согласуются с экспериментами Утгарвара (линия *e*) для труб со спиральными проволочными вставками в потоке технического масла. Линия *e* соответствует расчету для воздуха при угле атаки выступа относительно потока  $\varphi = 61^\circ$  и параметрах выступов, свойственных настоящим опытам. Отклонение линии *e* от линии *a* обусловлено снижением теплоотдачи при углах  $\varphi < 90^\circ$  и влиянием  $Pr$  на теплоотдачу в трубе с выступами при ламинарном и переходном режиме.

Удовлетворительное соответствие наблюдается между рассматриваемыми результатами опытов (рис. 3.3, линия *a*) и экспериментальными данными по теплоотдаче масла, обобщенными уравнением подобия, для которого рассчитана теплоотдача воздуха в трубе с выступами ( $d/D = 0,8; t/D = 1,94$ ) (рис. 3.3, линия *u*).

Согласование обсуждаемых результатов с известными исследованиями удовлетворительное и свидетельствует об их достоверности, поэтому уравнение (3.3) можно рекомендовать использовать в инженерной практике.

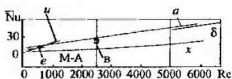


Рис 3.3

Теплоотдача шероховатой трубы в переходном режиме значительно превышает теплоотдачу гладкой трубы по Хаузену (линия X)  $\overline{Nu}/Nu_{г\lambda} = 3,4 \div 4$ , что соответствует работам Нуннера и Уттарвара В ламинарной области течения теплоносителя ( $Re \leq 2300$ ) интенсивность теплообмена в гладкой трубе (рис. 3.3, линия M - A), которой соответствует уравнение Мак-Адамса, также значительно ниже, чем в шероховатой.

Повышенная теплоотдача труб с выступами в ламинарном и переходном режимах обуславливает перспективность их технического использования в диапазоне этих режимов для теплоносителей  $Pr = 0,7 \div 675$  (при условии выгодного соотношения теплоотдачи и гидросопротивления).

Анализ опытных данных, представленных на рис. 3.3, для теплоотдачи воздуха и технических масел показал, что уравнение (3.3) справедливо для воздуха с точностью  $\pm 15\%$  при  $Re = 300 \div 6000$ ,  $2h/D = 0,2 \div 0,24$ ,  $t/h = 10; 12; 13; 20; 25; 33; 40; 80$ . Форма поперечного сечения выступа не влияет на интенсивность теплоотдачи.

Согласно экспериментальным данным по влиянию числа  $Pr$  на интенсивность теплообмена в шероховатых каналах, приведенным в работе [10], уравнение (3.3) можно записать в форме, справедливой для широкого диапазона чисел  $Pr$ :

$$\overline{Nu} = c_1 Re^{0,8} Pr^{0,445},$$

где  $c_1 = c/Pr_b^{0,445}$ , а  $Pr_b = 0,7$  - число Прандтля для воздуха, осредненное по интервалу температур потока в настоящих опытах.

Уместно подчеркнуть, что уравнение (3.3) определяет нижний уровень теплоотдачи в области переходного режима.

Опытные результаты по коэффициенту сопротивления труб  $\epsilon$  в исследованном диапазоне чисел  $Re$  (рис. 3.4, 3.5; • - труба № 1; x - труба № 2) обобщены законом сопротивления:

$$\epsilon = 140 Re^{-0,5}. \quad (3.5)$$

Опытная информация исследования [10] показывает, что гидросопротивление каналов с поперечными выступами в области высот выступов  $d/D \leq 0,86$  не зависит от температурного фактора. Следовательно, уравнение (3.5) удовлетворяет условиям изотермических и неизотермических течений.

Зависимость  $\epsilon = f(Re)$  (рис. 3.5, линия x) качественно совпадает с аналогичным графиком работы Уттарвара и отличается от графиков для технических труб со сплошной шероховатостью отсутствием «провала» при переходе от ламинарного режима к турбулентному. Показатель степени при числе  $Re$  в законе (3.5) по абсолютной величине совпадает с показателем в законе для гладкой трубы при переходном режиме. Если предположить, что

основная часть сопротивления исследованных труб обусловлена местными гидropотерями на выступах, тогда можно отметить хорошее согласование показателя степени при числе  $Re$  в законе (3.5) с аналогичной величиной в формуле коэффициента местного сопротивления дистанционирующей решетки твэлов ВВЭР  $\xi = 115Re^{-0.5}$  (для  $Re < 1,6 \cdot 10^5$ ). Из рис. 3.5 следует автомодельность  $\epsilon$  относительно числа  $Re$  при  $Re \geq 2000$ , свидетельствующая о быстром формировании турбулентного характера течения в трубе под действием выступов задолго до установления развитого турбулентного режима ( $Re_{\text{кр}2} = 4350$ ).

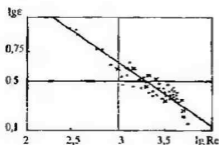


Рис. 3.4

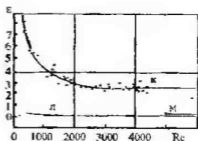


Рис. 3.5

При сплошной шероховатости труб, размер бугорка которой одинаков с высотой выступа  $h/D = 0,12$  трубы № 1, автомодельность для  $\epsilon$  (область квадратичной зависимости сопротивления) возникает существенно позже, при  $Re \approx 10000$ . Следовательно, дискретные выступы заметно ускоряют переход к турбулентному течению по сравнению не только с гладкой трубой, но и со случаем сплошной шероховатости стенки.

Сопротивление гладкой трубы на рис. 3.5 описывается линией  $л$ . Увеличение сопротивления шероховатой трубы по сравнению с гладкой, ( $\epsilon/\epsilon_{\text{гл}} = 44,5$  при  $Re = 5 \cdot 10^3$ ) примерно в 10 раз превышает соответствующее уравнению (3.3) нарастание теплоотдачи  $\bar{Nu}/Nu_{\text{гл}} = 3,4 \div 4$ .

Линия  $м$  (рис. 3.5) соответствует опытам [1] на воздухе в трубе  $D = 14$  мм при  $2h/d = 0,217$ ,  $t/h = 20$ . Сравнение линий  $к$  и  $м$  обнаружило существенно необычное влияние возрастания шага выступов  $t/h$  на гидросопротивление трубы. Действительно, коэффициент сопротивления опытной трубы № 1  $\epsilon = 1,98$  при  $Re = 5 \cdot 10^3$  значительно больше коэффициента  $\epsilon_m = 0,3$  в опытах [1] для трубы с меньшим шагом выступов при почти одинаковой их высоте:  $\epsilon/\epsilon_m = 6,6$ .

Величина  $\epsilon$  также значительно больше расчетного значения  $\epsilon_e$  по автомодельной экспериментальной формуле Б.А. Кадера ( $\epsilon_k = 0,26$ ).

Настоящие опыты представляют новую, весьма важную для технического применения шероховатых каналов, информацию по влиянию шага выступов на сопротивление трубы.

В соответствии с работами А.А. Жукаускаса с сотр.; Э.К. Калинина, Г.А. Дрейцера. С.А. Ярхо, В.К. Мигая с сотр.; Спэрроу с сотр.; Бона и др. при турбулентном (и переходном) течении потока в канале за единичным низким поперечным выступом теплоотдача и трение на стенке максимальны в точке присоединения, затем они резко падают на участке  $x/h \cong 30 + 50$ , дальнейшее медленное снижение их до уровня, примерно соответствующего гладкому каналу, проходит до сечения  $x/h \cong 100$  ( $x$  – координата, отсчитываемая от выступа вдоль потока). Теплоотдача и гидросопротивление любого канала с дискретными поперечными выступами при нарастании шага их до  $t/h \cong 10$  достигают максимума. Согласно этим представлениям теплообмен и гидросопротивление дискретно шероховатых труб в турбулентном режиме при увеличении шага выступов в интервале  $t/h = 10 + 100$  монотонно уменьшаются примерно до уровня гладкой трубы. Следует отметить, что указанный монотонный характер влияния шага  $t/h$  выявлен на основе исследований, которые проведены главным образом при  $Re \geq 10^4$ .

В фундаментальных работах известных исследователей подчеркивается недостаточность информации по влиянию шага выступов на тепло-гидравлические параметры каналов при различных числах  $Re$  и  $Pr$ , особенно в переходном (и ламинарном) режимах ( $Re < 10^4$ ).

В настоящей работе впервые установлена возможность значительного немонотонного влияния шага выступов на теплообмен и сопротивление труб в переходном и ламинарном режимах при относительно больших величинах шага  $t/h$  и малых и больших значениях высоты выступов  $h/D$ .

Такое влияние шага выступов на гидросопротивление обнаружено А.М. Коиахиным, Б.А. Кумириным (рис. 3.6) при течении воды в трубе ( $Re = 1,8 \cdot 10^3 + 5 \cdot 10^4$ ) с низкими поперечными выступами  $2h/D = 0,09$  при  $t/D = 0,33; 0,66; 1,22; 1,66; 1,94$ . Зависимость относительного коэффициента сопротивления трубы  $\epsilon/\epsilon_{гд}$  от относительного шага выступов  $t/D$  (рис. 3.6) получена для следующих значений чисел Рейнольдса: 1 –  $Re = 3 \cdot 10^3$ ; 2 –  $5 \cdot 10^3$ ; 3 –  $10^4$ ; 4 –  $4 \cdot 10^4$ . Оказалось, что при увеличении шага  $t/D$  (при  $t/h > 10$ ) сопротивление трубы уменьшается, для  $t/D = 1,66$

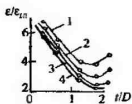


Рис. 3.6

коэффициент  $\epsilon$  (или его относительная величина  $\epsilon/\epsilon_{гд}$ ) минимален, при дальнейшем увеличении  $t/D$  до 1,94 сопротивление трубы начинает возрастать. Эффект неординарного влияния шага выступов существенно проявляется при  $Re \leq 5 \cdot 10^3$  и мало заметен для  $Re \geq 10^4$ . Рассматриваемые



результаты работы вполне согласуются с известным положением: интенсификация процессов переноса особенно значительна в переходном режиме, она уменьшается в турбулентном режиме по мере возрастания числа  $Re$ . Поэтому при  $Re \geq 10^4$  и относительно больших шагах выступов  $t/D > 1,66$  снижение эффекта интенсификации затрудняет опытное наблюдение необычного влияния шага на сопротивление трубы.

Не противоречат сложившимся представлениям и результаты настоящих опытов. Сравнение полученного закона сопротивления с формулой сопротивления для гладкой трубы в переходном режиме

$$\epsilon_{гд} = 6,3 \cdot 10^{-4} Re^{0,5}$$

показывает, что отношение  $\epsilon/\epsilon_{гд}$  пропорционально  $1/Re$ , откуда при фиксированном  $t/D$  следует уменьшение  $\epsilon/\epsilon_{гд}$  при возрастании  $Re$ .

Установлено аналогичное немонотонное влияние шага выступов и на теплообмен, которое хорошо заметно до  $Re \leq 4 \cdot 10^4$ . Максимум теплоотдачи независимо от числа  $Re$  отмечен при  $t/D = 0,66$  ( $t/h = 14,6$ ), что удовлетворительно согласуется с известными данными, учитывая пологий характер зависимости  $\overline{Nu} = f(t/h)$  в экстремальной области. Согласно этим фактам превышение данных по теплообмену (линия *a*) над уровнем *b* (см. рис. 3.3) частично связано с влиянием шага  $t/h$ .

Классические эксперименты Нуннера также указывают на немонотонное влияние шага выступов на гидродинамику потока в трубе.

При постоянной высоте полукруглых выступов  $2h/D = 0,16$  и переменном шаге их  $t/h \approx 20; 10; 5; 2$  наблюдалось резкое снижение  $Re_{кр}$  до 1200 при  $t/h \approx 20$  (в 1,6 – 2,4 раза!) по сравнению с остальными значениями шагов.

Аналогичное явление отмечалось в фундаментальных опытах [10]. В переходном режиме течения в трубе с выступами высотой  $2h/D = 0,09$  при увеличении шага выступов в интервале  $t/D = 0,5 + 1$  происходило существенное снижение критического числа Рейнольдса и заметное возрастание эффекта интенсификации теплообмена.

Интересно отметить, что Грасс рекомендовал для обеспечения высокой эффективности теплообмена необычно большой шаг выступов  $t/(D - 2h) = 8$ .

Эти факты пока не имеют полного, теоретически завершенного объяснения, влияние шага выступов на поток изучено недостаточно. Возможно, что особенности влияния шага выступов на сопротивление и теплообмен связаны не только с перемежаемостью (нестационарностью) течения, но и с вероятностью колебательных (в частности, резонансных) возмущений потока выступами (при определенных соотношениях величин  $D; Re; t/h$  и частоты Струхала срыва вихрей с выступов и каверн).

Можно предположить следующий механизм резонансного возмущения потока в трубе с выступами. При некоторых сочетаниях размеров трубы, шага выступов, длины каверны за ними, скорости потока (числа  $Re$ ) частота срыва вихрей, генерируемых выступами (неустойчивыми зонами границ между потоком и объемами каверн за выступами), может совпасть с собственной частотой резонансных колебаний объема потока между двумя соседними выступами. Это может служить причиной авторезонансных колебаний потока в трубе, которые приводят к дополнительному увеличению сопротивления и теплоотдачи трубы. Исследование Р. Лемлиха по влиянию звуковых колебаний потока воздуха в гладкой трубе на теплоотдачу установило существенную интенсификацию теплопереноса при резонансных колебаниях потока, при этом влияние колебаний при ламинарном режиме в 2 раза больше, чем при турбулентном. Предложенный механизм резонансных возмущений потока и последствия его проявления в уровне сопротивления и теплообмена трубы с выступами аналогичны по физической природе явлениям, наблюдавшимся В.М. Бузником при исследовании теплогидравлических свойств труб с поперечными кольцевыми канавками-резонаторами.

Основываясь на результатах работ по теплоотдаче трубы с выступами, можно ожидать, что при фиксированных значениях числа  $Re$  и высоты выступов нарастание шага выступов может приводить к резонансным возмущениям потока на различных обертонах частоты Струхала срыва вихрей и соответственно при различных гармониках собственных частот потока. При этом увеличение шага в диапазоне  $t/h \cong 10 + 100$  будет связано с быстрым падением амплитуды резонансных возмущений потока и соответствующим снижением эффекта дополнительной интенсификации процессов переноса.

Относительно механизма резонансного возбуждения потока выступами в трубе (в соответствии с исследованиями В.М. Бузника и др. труб с канавками-резонаторами) необходимо дополнить, что возможно не прямое возбуждение потока вихрями от выступов (каверн), а опосредованное воздействие выступов на поток по схеме: вихри от выступов приводят к резонансным колебаниям застойного потока в кавернах за выступами, а резонанс каверн возбуждает колебания всего потока в трубе. Примерная ожидаемая количественная взаимосвязь рассмотренных явлений характеризуется следующими соотношениями.

Частота Струхала срыва вихрей с выступов  $f_c$  и ее спектральный состав:

$$f_c = \chi Wn/\ell,$$

где  $\chi$  – опытный коэффициент;  $W$  – скорость потока в трубе;  $n = 1, 2, 3 \dots$  – номер обертонов частоты Струхаля;  $\ell$  – характерный размер (длина каверны). Собственная частота колебаний каверны

$$f_k = (c/2\pi) \left[ (a_1/V)(S/\pi)^{0.5} \right]^{0.5}. \quad (3.6)$$

Здесь  $c$  – скорость звука;  $a_1$  – коэффициент, зависящий в основном от соотношения плотностей среды в потоке и каверне;  $V$  – объем каверны;  $S$  – площадь поверхности границы между потоком и каверной. При условии  $f_c = f_k n$  возникает резонанс каверны, из этого условия может находиться скорость  $W$ , соответствующая резонансу каверны. Резонирующие каверны возбуждают колебания потока в трубе, если частота  $f_k$  совпадает с собственной частотой колебаний потока  $f$ .

Собственная частота колебаний цилиндрического столба газа в трубе длиной  $\ell_2$  с открытыми концами известна:

$$f = nc / [2(\ell_2 + 2a_2 R)], \quad (3.7)$$

где  $n = 1, 2, 3, \dots$ ;  $\ell_2 = (t - h)$  – длина газового столба между двумя выступами в трубе;  $a_2$  – коэффициент, равный 0,8, если на концах трубы существуют выступы (фланцы);  $R$  – радиус трубы.

Авторезонансные колебания потока в трубе возникают через посредство возбуждения каверн при условии  $f_c = f_k = f$ .

Непосредственное резонансное возмущение потока вихрями, срывающимися с выступов, возможно, если  $f_c = f$ .

Для заданного теплоносителя при известной его температуре и определенной геометрии выступов и трубы ( $h, t, R$ ) записанные соотношения позволяют предсказать возможность резонансного возмущения потока в трубе и избежать его изменением шага выступов.

Используя идею В.К. Мигая об аналогии процессов поперечного обтекания цилиндра и выступа в трубе, можно исключить необходимость опытного определения величины коэффициента  $\chi$  при расчете частоты  $f_c$ .

Для полукруглого выступа частоту  $f_c$  можно определить по числу Струхаля для круглого цилиндра ( $Sr = 2hf_c/W = 0,2$ ), которое остается постоянным в широком диапазоне чисел  $Re = 2hW/\nu = 3 \cdot 10^2 + 2 \cdot 10^5$ .

В случае выступов с любой формой поперечного сечения в интервале чисел  $Re = 10^3 + 10^8$  справедлива эмпирическая формула

$$Sr = 0,21/c_2^{3/4},$$

в которой коэффициент сопротивления цилиндра  $c_2$ , образованного двумя выступами (основаниями, прижатыми друг к другу), рассчитывается по соотношению:

$$c_2 = 2P_2 / \rho W^2 F,$$

где  $P_2$  – сила сопротивления цилиндра (направленная вдоль потока);  $F$  – характерная (лобовая) площадь цилиндра. Опытные значения коэффициентов  $c_2$  приводятся в справочной литературе.

Очевидно, что возмущения потока в трубе и их влияние на теплообмен и гидросопротивление будут быстро снижаться при возрастании номера обертона частоты Струхала. Это связано с уменьшением амплитуды колебаний.

Колебания потока в дискретно шероховатых трубах могут привести к вибрации трубного пучка в теплообменнике.

Резонансное возбуждение потока воды в трубе в переходном режиме  $Re = 600 \div 4000$  при шаге пилообразных выступов, равном половине длины волны Голмина – Шлихтинга (ВТШ), экспериментально получено Грейнером и др. Резонансные гидродинамические возмущения в потоке фиксировались с помощью измерения локальных коэффициентов теплоотдачи и посредством визуализации течения. Опыты проведены в области  $Re = 3 \cdot 10^2 \div 1,5 \cdot 10^4$ . В обычных условиях гладкого канала наиболее неустойчивые структуры потока (двумерные волны Толмина – Шлихтинга) затухают естественным образом. В дискретно шероховатом канале гидродинамически неустойчивый свободный слой трения на открытой поверхности каверны между выступами при достаточных значениях числа  $Re$  подпитывает энергией неустойчивые волновые структуры, что приводит к дестабилизации потока. В потоке возникает бегущая волна ( $Re \geq 350$ ). При определенных условиях по мере увеличения числа  $Re$  волновые возмущения нарастают, колебания охватывают весь поток. Появляются непрерывные периодические крупномасштабные колебательные движения течения ( $Re > 700$ ), интенсифицирующие теплообмен.

В отличие от гладкого канала при  $Re \geq 1200$  опытные величины чисел Нуссельта для шероховатого канала не укладываются на единую зависимость вида  $\overline{Nu} = f(Re)$ , регистрируется существенная неустойчивость теплообмена. В области развитого турбулентного режима в канале с выступами ( $Re > 4000$ ) естественная турбулентность течения нейтрализует влияние колебательных возмущений потока от выступов, достигается стабильный характер течения.

Возникновение гидродинамической неустойчивости турбулентного течения воздуха в канале с выступами, связанной с режимом бистабильного течения, показано в опытах Акамото. Под бистабильным течением в канале понимается нестационарность течения, обусловленная периодическим резким переходом от одной устойчивой картины обтекания выступов к другой (явление чередования течений) при некотором критическом значении шага

выступов  $(t/h)_{кр}$ . Очевидно, что периодические возмущения потока вызывают повышение гидросопротивления и уровня теплообмена в канале.

Исследование проведено в аэродинамической трубе прямоугольного поперечного сечения в условиях:  $Re = 3,32 \cdot 10^4$ ; выступы квадратного сечения с шагом  $t/h = 1 + 6$ , высотой  $h/H = 0,1$ ; турбулентность набегающего потока  $Tu = 1,4 + 8,7\%$ . Явление бистабильности определяется взаимосвязью и величиной следующих параметров: шага выступов  $t/h$ ; турбулентности набегающего потока  $Tu$ ; частоты чередования картин течения; числа Струхала, характеризующего частоту схода вихрей с выступов. От соотношения этих факторов зависит неустойчивость турбулентного потока в канале.

Существование возможности автоколебательного возмущения потока выступами или бистабильного режима течения при некоторых значениях шага выступов в канале объясняет различие в опытных данных по гидросопротивлению настоящих опытов и работы [1]. Одновременно эти возможности подтверждают, что эмпирические соотношения для расчета теплоотдачи и гидросопротивления каналов с поперечными выступами в переходном и турбулентном режиме справедливы лишь для тех условий, в которых выполнялись опыты, особенно это относится к величине шага выступов  $t/h$ .

### 3.3. Теплогидравлическое качество ДШК при течении газов и вязких жидкостей

Теплогидравлические качества исследованных шероховатых труб оценим с помощью обратного энергетического коэффициента

$$1/E' = N\Delta t/Q.$$

Опытные величины  $1/E'$  для шероховатой трубы № 1 показаны на рис. 3.7 (линия *и*). Одновременно приведены данные по величине  $1/E'$  для гладкой трубы (линия *г*), рассчитанные при одинаковых размерах труб и скоростях воздуха в обеих трубах. Сравнение этих характеристик убеждает, что при указанных условиях для  $Re > 10^3$  данная шероховатая труба обладает худшим теплогидравлическим качеством, чем гладкая, при этом качество шероховатой трубы резко снижается по мере увеличения числа  $Re$ .

При  $Re < 10^2$  эффективность трубы № 1 и гладкой трубы сопоставимы, что соответствует представлениям о полезности применения труб с относительно высокими выступами в области малых чисел  $Re$ , однако и в этой области величина  $1/E'$  для гладкой трубы в несколько раз меньше, чем для шероховатой.

Известно множество показателей, оценивающих эффективность интенсифицированных каналов в сравнении с гладкими. Анализ показателей

обосновывает удобство сопоставления теплообменных возможностей каналов при одинаковой мощности прокачивания. Целесообразность технического применения исследованной трубы выясняется на основе третьего критерия Бергlsa и др. для практического проектирования интенсифицированного теплообменного оборудования  $R_3 = \bar{\alpha}/\alpha_{гп}$  (при малой интенсивности теплоотдачи в трубе по сравнению с уровнем теплообмена снаружи), в котором  $\alpha_{гп}$  – средний коэффициент теплоотдачи в гладкой трубе при одинаковых размерах и мощностях прокачивания для гладкой и шероховатой труб.

Опытные значения критерия  $R_3$  для трубы № 1 в зависимости от эквивалентного числа  $Re_{гп}$  даны на рис. 3.8, откуда следует, что при  $Re_{гп} < 10^4$  эффективность шероховатой трубы одинакова или значительно выше эффективности гладкой трубы  $R_3 = 1 \div 6,8$ . Для  $Re_{гп} > 10^4$  эффективность шероховатой трубы одинакова или ниже эффективности гладкой  $R_3 \leq 1$ . Неустойчивый режим теплоотдачи при переходном течении в исследованной трубе ( $Re < 4350$  или  $Re_{гп} < 10^4$ ) осложняет проблему практического применения этой трубы в указанном диапазоне, что связано с непостоянством критерия  $R_3$  при фиксированной величине числа  $Re$ . Область переходного течения в шероховатых трубах требует дальнейших исследований.

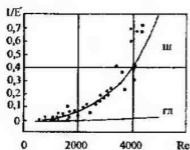


Рис. 3.7

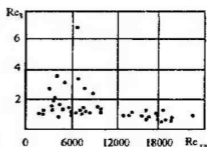


Рис. 3.8

Теплогидравлические характеристики потока трансформаторного масла исследовались в трубах с накатанными поперечными выступами, параметры которых:  $t/D = 0,33; 0,66; 1,22; 1,66; 1,94; d/D = 0,8; 0,86; 0,92$  (Ю.Г. Назмеев, А.М. Коначин, Б.А. Кумиров, В.В. Олимпиев, О.П. Шинкевич). Температура масла в опытах изменялась в пределах  $18 - 31^\circ\text{C}$ , температура стенки трубы  $37 - 68^\circ\text{C}$ , плотность теплового потока на стенке  $4500 \div 11000 \text{ Вт/м}^2$ . Исследованный диапазон чисел  $Pr$  и  $Re$  ограничивается величинами:  $Pr = 170 \div 320$ ;  $Re = 30 \div 1200$ .

Анализ условий проведения опытов свидетельствует, что реализовался вязкостный режим течения масла, так как число Рэлея  $Ra = Gr Pr$  не пре-

вышло критического значения  $8 \cdot 10^5$ . Кроме того, как известно, при течении жидкости в горизонтальных трубах диаметром менее 20 мм влияние свободной конвекции на теплообмен пренебрежимо мало. Дополнительный фактор, подтверждающий отсутствие влияния свободной конвекции на течение масла, — возмущение потока выступами, которое разрушает пристенное течение и противодействует поперечной свободноконвективной циркуляции среды.

В исследованном диапазоне числа  $Re$  и размеров выступов можно сделать следующие заключения. Теплоотдача трубы с выступами может превышать аналогичные показатели гладкой трубы в несколько раз (значение отношения  $\overline{Nu}/Nu_{гп}$  достигает примерно величины 6,5), при этом эффект интенсификации теплообмена в номинально ламинарном режиме значительно выше, чем при турбулентном течении ( $Re > 10^4$ ). Интенсивность теплообмена существенно зависит от величины шага выступов и числа Рейнольдса. В области малых чисел  $Re$  и больших (или малых) шагов выступов  $t/D$  теплоотдача шероховатой трубы снижается до уровня, свойственного гладкой трубе.

Падение интенсивности теплоотдачи при увеличении шага выступов  $t/D \geq 0,66$  связано с малыми гидродинамическими возмущениями потока редкими выступами и возможностью безотрывного обтекания редких выступов при низких числах  $Re \leq 100$ . Шероховатая труба фактически становится гидравлически гладкой.

При малых шагах выступов  $t/D < 0,33$  между ними образуются застойные циркуляционные зоны жидкости с преимущественно молекулярным переносом тепла и импульса, что определяет снижение интенсивности обменных процессов в пристенной области потока. Теплоотдача трубы с выступами в этом случае может быть меньше, чем гладкой (при одинаковых значениях числа  $Re$ ).

Максимум теплоотдачи соответствует шагу  $t/D = 0,66$  при любых числах Рейнольдса.

Анализ опытных результатов выявил значительное влияние относительной высоты выступов  $d/D$  на уровень теплообмена, оказалось, что  $\overline{Nu} \sim (d/D)^{-1,93}$ .

Обобщающее уравнение подобия для расчета теплоотдачи в исследованном диапазоне размеров выступов, чисел  $Re$  и свойств теплоносителя ( $Pr$ ) имеет вид:

$$\overline{Nu} = 0,145 Re^{0,72} Pr^{0,33} (t/D)^{0,6} \exp(1-t/D)(d/D)^{-1,93}. \quad (3.8)$$

Отклонение опытных данных от уравнения (3.8) составляет не более  $\pm 15\%$ .

Для изученного диапазона относительных шагов выступов в пределах опытного изменения чисел  $Re$  необычное влияние шага выступов на уровень теплообмена проявлялось мало.

Экспериментальные результаты по теплоотдаче качественно и количественно согласуются с опытным исследованием теплообмена в трубах с пружинными проволочными вставками. Вывод подтверждается взаиморасположением на рис. 3.3 линии  $\epsilon$ , соответствующей уравнению (3.8), пересчитанному для воздуха, и линии  $\epsilon$ , отражающей уравнение работы Уттарвара при течении воздуха в трубах с пружинными вставками.

Уравнение (3.8) может быть рекомендовано для практического использования.

Сопротивление шероховатых труб больше, чем гладких, и повышается при увеличении высоты выступов. В пределах исследованных значений чисел  $Re$  и размеров выступов отсутствует влияние шага выступов на сопротивление труб.

Результаты опытов по гидросопротивлению при изотермическом и неизоотермическом течении масла в трубах обобщаются уравнением

$$\epsilon = (81/Re)(d/D)^{-1,45}. \quad (3.9)$$

Отсутствие влияния шага выступов на сопротивление труб при  $Re < 1000$  согласуется с опытным законом сопротивления для труб с пружинными вставками.

В исследованных трубах, в гладкой трубе и в трубах с пружинными вставками влияние числа  $Re$  на гидросопротивление идентично.

Интересно подчеркнуть, что по результатам обсуждаемых опытов при числах  $Re > 1000$  начинает значительно проявляться переменное влияние шага выступов на гидросопротивление (и теплоотдачу) труб. При увеличении шага выступов в интервале  $t/D \cong 0,66 + 1,66$  сопротивление трубы уменьшается, однако при  $t/D > 1,66$  начинает возрастать. Проведем анализ этого явления, которое представляет интерес для инженеров-проектировщиков.

Трубы с накатанными выступами обладают высокими теплогидравлическими показателями при течении масел и воздуха в области  $Re < 1200$ .

Коэффициент эффективности интенсификации теплообмена

$$\eta = (\overline{Nu}/Nu_{гр}) / (\epsilon/\epsilon_{гр}) = f(Re, d/D, t/D)$$

для этих труб при течении масла показывает, например, что для  $t/D = 0,66$ ,  $d/D = 0,8$  относительная величина теплообмена  $\overline{Nu}/Nu_{гр}$  превышает относительное сопротивление  $\epsilon/\epsilon_{гр}$  в 1,25 – 3 раза в зависимости от значения числа  $Re$ . Этот факт обуславливает широкие перспективы применения таких труб в теплообменниках для вязких жидкостей.



Целесообразность практического применения исследованных труб при течении в них воздуха проверяется на основе обратного энергетического коэффициента  $1/E'$  или третьего критерия Бергса  $R_3$  (для практического проектирования) посредством сопоставления этих критериев для конкретных шероховатой и гладкой труб.

Расчетные характеристики гладкой и шероховатой труб в диапазоне чисел  $Re = 30 + 1200$  при  $D = 15$  мм;  $l = 1200$  мм;  $d/D = 0,8$ ;  $t/D = 1,22$ ;  $1,94$  при течении воздуха представлены на рис. 3.9 и 3.10.

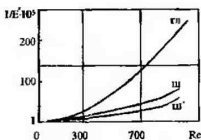


Рис. 3.9

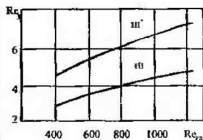


Рис. 3.10

На этих рисунках линии ш соответствуют трубе с шагом выступов  $t/D = 1,94$ ; линии ш' — трубе  $t/D = 1,22$ ; линия гл — гладкой трубе.

Характеристика  $1/E' = f(Re)$  убеждает, что шероховатые трубы обладают значительно лучшим теплогидравлическим качеством, чем гладкая труба, во всем исследованном интервале чисел  $Re$ . Шероховатые трубы требуют на перекачивание теплоносителя в несколько раз меньшие затраты энергии, приходящиеся на единицу переданного тепла. Труба ш' более предпочтительна по сравнению с трубой ш.

Зависимости вида  $R_3 = f(Re_{г\lambda})$  также подтверждают более высокое теплогидравлическое совершенство шероховатых труб по сравнению с гладкими. При одинаковой мощности прокачивания и размерах труб шероховатая труба ш' обеспечивает существенное повышение коэффициента теплоотдачи (в 4–7 раз) по сравнению с гладкой трубой. Критерий  $R_3$  также указывает на преимущество трубы ш' относительно трубы ш.

Анализ свойств шероховатых труб при течении воздуха свидетельствует, что применение этих труб гарантирует многократное повышение теплопроизводительности (или снижение металлоемкости) интенсифицированных теплообменников по сравнению с гладкотрубной конструкцией.

Следовательно, промышленное использование исследованных труб экономически выгодно для теплоносителей с  $Pr = 0,7 + 675$ .

### 3.4. Границы переходного режима течения в ДШК

При расчете теплообменников с интенсифицированными дискретно шероховатыми трубами необходимо установить области существования различных режимов течения в трубе: ламинарного, переходного и турбулентного.

В гладких трубах принято, что переходный режим соответствует диапазону  $Re = 2300 \div 10^4$ . Однако в гладкой трубе явление перемежаемости может возникать и при  $Re_{кр1} = 1180$ , а в технических устройствах возможна задержка в смене режимов до  $Re_{кр1} = 3000 \div 4000$ .

Шероховатость стенки канала при ламинарном течении не влияет на гидродинамику и теплообмен потока при безотрывном обтекании выступов шероховатости. Увеличение высоты выступа больше некоторой критической  $h_{кр}$  приводит к отрыву потока на выступе и вихреобразованию, что может существенно изменить гидродинамическую картину течения, ускорить переход к турбулентному режиму и повлиять на интенсивность теплоотдачи.

Переходная область течения в шероховатых трубах исследована недостаточно, теория для этого типа течения не построена, однако определенная информация по этому вопросу накоплена.

Сплошная шероховатость стенки трубы содействует более раннему возникновению перемежаемости и развитию турбулентного потока, для промышленных шероховатых труб  $Re_{кр1} \geq 900$  и  $Re_{кр2} \geq 2600$ .

Начало перехода к турбулентному режиму в шероховатом канале зависит от высоты выступов шероховатости, шага между ними и формы выступов, а также от формы поперечного сечения канала.

Если для выступа локальное число  $Re \geq 50$ , то возникает отрывное обтекание, при этом критическая величина относительной шероховатости равна

$$(h/R)_{кр} = 5/\sqrt{Re}.$$

Одиночная проволока, расположенная поперек потока на пластине или в трубе, не вызывает перехода к турбулентному течению при  $W_* h/\nu \leq 7$ ; переход начинается при  $W_* h/\nu \geq 15 \div 20$ . За проволокой всегда существует турбулентное течение, если  $W_* h/\nu \geq 900$ . Влияние шероховатости на переход ( $Re_{кр1}$ ) в трубе начинается при  $Re_\infty = W_* h/\nu \geq 120$  ( $W_*$  — скорость на оси трубы). Указанные известные представления Праудтля и Шлихтинга о гидродинамической картине течения на шероховатых поверхностях подтверждены современными исследованиями пограничных слоев на поверхности лопаток газовых турбин.

По Никуралзе, И.Л. Повху, Э.К. Калинину и др. и по данным настоящей работы при ламинарном течении в трубе сплошная шероховатость или отдельные выступы высотой  $h/D \leq 0,03 \div 0,04$  не влияют на гидросопротивление и переход в режимах течения.

Для труб с накатанными выступами экспериментально получено:  $Re_{кр1} = 1900$  при  $d/D = 0,91$  и  $Re_{кр1} = 1580$  при  $d/D = 0,875$  [10], поэтому можно полагать: шероховатость размером  $h/D \geq 0,04$  влияет на гидродинамику потока.

По данным Уттарвара и Чоу шероховатость высотой  $h/D \geq 0,08$  существенно влияет на гидросопротивление и теплообмен при номинально ламинарном течении в трубе.

Анализ экспериментальных результатов [1] для коэффициентов сопротивления шероховатых труб привел к заключению, что переходный режим течения приближенно ограничивается областью  $Re_{кр1} \geq 3 \cdot 10^2$ ,  $Re_{кр2} \cong 4 \cdot 10^3$  (в зависимости от параметров шероховатости).

Новейшие опытные исследования течения масла в трубах с пружинными вставками подтверждают вывод работ В.К. Мигая и др.: переход к турбулентному режиму наблюдается при  $Re_{кр1} = 200$ . Анализируя известные экспериментальные исследования, автор работы [25] приходит к аналогичному выводу: возникновение переходного режима в шероховатых каналах возможно при  $Re_{кр1} = 10 \div 200$ .

Особенность течения в трубах с интенсификаторами по результатам опытов Уттарвара и Чоу и настоящей работы – отсутствие «провала» в переходном режиме на графике зависимости гидросопротивления и теплоотдачи от числа  $Re$ , кривые ламинарного и турбулентного режимов плавно сопрягаются в переходной области.

Существуют эмпирические формулы вида  $Re_{кр1} = f(h/D)$  для определения нижней границы переходного режима течения на стенке со сплошной шероховатостью и при наличии дискретных выступов в канале (например, формула Коха). Формулы аналогичной структуры для выяснения верхней границы переходного режима течения в каналах с дискретными поперечными выступами неизвестны. В настоящей работе предпринята попытка предложить простые формулы для определения граничных величин чисел  $Re_{кр1}$ ,  $Re_{кр2}$  в переходной области течения для обсуждаемых каналов.

В соответствии с влиянием на поток одиночного поперечного выступа границы переходного режима в шероховатой трубе можно описать соотношениями:

$$Re_{кр1} = 60/(h/D); \quad Re_{кр2} = 450/(h/D) \quad (3.10)$$

Оценка величины  $Re_{кр1}$  по этой формуле совпадает с результатами В.К. Мигая и Уттарвара. Величины  $Re_{кр2}$ , рассчитанные по приведенному соотношению, также совпадают с результатами [4]. Поэтому приведенные формулы для шероховатой трубы с поперечными дискретными выступами пригодны для оценки диапазона переходного течения в такой трубе. Согласно имеющейся информации можно полагать наличие переходного режима в шероховатых трубах в диапазоне  $Re_{кр1} + Re_{кр2} = 2 \cdot 10^2 + 4 \cdot 10^3$ . Недосток надежных опытных данных и теоретических моделей по диапазону существования переходного режима в шероховатых трубах требует осмотрительности при расчете теплообменников.

### 3.5. Теплоотдача и сопротивление в каналах с высокопористыми вставками

Для использования в ТА наибольший интерес представляют структуры высокой пористости. Сложное внутриспоровое пространство, разброс размеров пор и перемычек каркаса обуславливает возможности существования различных режимов течения в соседних порах при одинаковом перепаде давления. Точное математическое решение уравнения движения вязкой жидкости через пористую среду практически неосуществимо даже при введении упрощающих допущений и линеаризации исходных уравнений. Поэтому в основе исследования гидродинамики течения в пористых структурах лежит эксперимент и получение обобщенных эмпирических зависимостей. Необходимо отметить, что технология изготовления, структура, геометрия и шероховатость поверхности известных в настоящее время пористых структур настолько разнообразны, что уравнение для гидравлического сопротивления, обладающее хорошей точностью, может быть получено только для одинаковых или подобных пористых структур.

Для расчета гидравлического сопротивления в каналах теплообменных аппаратов на основе пористых материалов особое значение имеют вязкостный  $\alpha$  и инерционный  $\beta$  коэффициенты сопротивления, которые являются индивидуальными характеристиками пористой среды и не зависят от типа теплоносителя, режима его течения, размера и формы канала. Только происходящие в материале каркаса структурные преобразования при высоких температурах или больших механических нагрузках приводят к изменению их гидравлических характеристик.

Вследствие сложности структуры пористых материалов значения коэффициентов  $\alpha$  и  $\beta$  могут быть установлены только экспериментально.

Так, корреляционные зависимости для расчета вязкостного  $\alpha$  и инерционного  $\beta$  коэффициентов сопротивления высокопористого ячеистого материала имеют вид:

$$\alpha = 6,61 \cdot 10^7 d_{\text{т}}^{-2} \epsilon^{4,75}, \quad (3.11)$$

$$\beta = 5,16 \cdot 10^2 d_{\text{т}}^{-1} \epsilon^{11,2}. \quad (3.12)$$

Данные зависимости были получены при фильтрации сквозь ВПЯМ потока воздуха и позволяли рассчитывать уровень гидросопротивления в каналах с вставками из ВПЯМ с точностью 15% при доверительной вероятности 0,95. Эти зависимости были многократно проверены в последующих исследованиях при фильтрации сквозь вставки из ВПЯМ воздуха и воды и охватывают весь диапазон режимов течения теплоносителя сквозь пористую вставку: ламинарный, переходный и развитый турбулентный. Следует также отметить, что зависимости были получены в диапазоне изменения характеристик пористой структуры:  $\epsilon = 0,83 \div 0,97$ ;  $d_{\text{т}} = 0,62 \div 4$  мм;  $L = 10 \div 30$  мм, а гидравлический диаметр канала, в котором устанавливалась пористая вставка,  $D = 10 \div 30$  мм.

*Теплоотдача на границе пористый слой – непроницаемая стенка.* При обобщении экспериментальных данных по теплообмену в каналах с пористыми вставками малой и средней проницаемости обычно применяется коэффициент внутренней теплоотдачи  $\alpha$ . Однако ввиду низкой теплопроводности металлического каркаса и ослабления роли  $\alpha$  в высокопористых структурах при оценке интенсивности теплообмена часто возникает необходимость пользоваться не коэффициентом внутренней теплоотдачи  $\alpha$ , а коэффициентом теплоотдачи на границе пористый слой – непроницаемая стенка, определяемым по среднemasсовой температуре потока:

$$\alpha = \frac{Q}{F(T_w - T_F)}, \quad (3.13)$$

поскольку основной теплосъем происходит со стенок канала, в котором находится высокопористый элемент.

Для получения количественных закономерностей по теплоотдаче в каналах с высокопористыми вставками при течении воздуха и воды были проведены экспериментальные исследования на вставках, полученных на основе 40 пористых образцов из ВПЯМ, установленных в теплообменных трубках. Все вставки были разбиты на две группы: имеющие совершенный контакт со стенками каналов и установленные в каналах под действием сил упругости самого образца.

Обобщение результатов экспериментального исследования выполнялось по эмпирической модели:

$$Nu_D = f[Pr, Re_D, Pr/Pr_W, \xi, d_{\Gamma\Gamma}/D, L/D, \lambda_m/\lambda_{ж}]. \quad (3.14)$$

Обобщение по средней теплоотдаче на границе пористый слой – непроницаемая стенка для обеих групп вставок производилось отдельно.

Результаты исследований во всем диапазоне определяющих параметров для вставок из ВПЯМ, не имеющих совершенного контакта со стенками, описываются единой зависимостью:

$$Nu_D = 0,35 Re_D^{0,65} Pr^{0,4} (Pr/Pr_W)^{0,14} \epsilon^{5,6} \quad (3.15)$$

и показывают, что коэффициент средней теплоотдачи на границе пористый слой – стенка в каналах с пористыми вставками из ВПЯМ, не имеющими совершенного контакта со стенками, зависит от массовой скорости потока в канале и пористости вставки. Зависимость (3.15) справедлива во всем диапазоне изменения определяющих параметров:

$$Re_D = 10^3 \div 2,5 \cdot 10^4; \quad \epsilon = 0,85 \div 0,97; \quad d_{\Gamma\Gamma}/D = 0,96 \div 0,4; \\ Pr = 0,7 \div 8; \quad \lambda_m/\lambda_{ж} = 23 \div 13000; \quad L/D = 1 \div 12 \quad (3.16)$$

и описывает процесс с точностью 20% при доверительной вероятности 0,95. За характерный размер принят диаметр канала, а за определяющую температуру – средняя температура потока.

Зависимость (3.16) показывает, что теплообмен в каналах с пористыми вставками из ВПЯМ, имеющими совершенный контакт со стенками, осуществляется не только за счет теплоотдачи в пристенной области и эффективного перемешивания, как это было для вставок, не имеющих совершенного контакта со стенками, но и за счет теплопроводности каркаса и внутрипорового теплообмена, несмотря на низкие значения эффективной теплопроводности каркаса и внутрипорового теплообмена.

**Внутрипоровый объемный теплообмен.** Принято представлять экспериментальные данные по объемной теплоотдаче в пористых средах

$$\text{в форме } Nu_v = \frac{\alpha_v d_p^2}{\lambda_{ж}} = f(Re_{d_p}, Pr_f, \epsilon).$$

Полученные на ВПЯМ данные показали, что коэффициент объемной теплоотдачи  $\alpha_v$  уменьшается при увеличении пористости  $\epsilon$  и обобщается выражением:

$$Nu_v = 0,66 (Re_{d_p}, Pr_f)^{0,56} \epsilon^{-5,2}, \quad (3.17)$$

в котором за характерный размер принят средний диаметр пор, а за определяющую скорость – скорость фильтрации жидкости.

Анализ различных работ показывает, что существует максимум теплоотдачи при  $\epsilon \cong 0,55 \div 0,75$ .

На рис. 3.11 представлены следующие данные: 1 – данные С.В.Белова; 2 – Л. Гротенхюса; 3 – В.М. Тимофеева; 4 – А.М. Бойко и др.; 5 – Ю.Ф. Гортышова и др. ( $d_n = 1$  мм).

*Пористые вставки с уменьшенным уровнем гидросопротивления.*

Анализ уровня гидравлического сопротивления в каналах с интенсификаторами теплообмена в виде ВПЯМ показал, что гидросопротивление в каналах с пористыми вставками из ВПЯМ в среднем на порядок выше, чем в каналах с внутренним оребрением или хаотическими засыпками тонкостенных колец. Такой высокий уровень гидросопротивления ограничивает использование вставок из ВПЯМ.

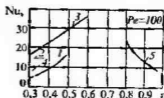


Рис. 3.11

Для уменьшения потерь давления в каналах с пористыми вставками применяются следующие способы:

- использование пористых вставок с переменными пористостью или/и удельной поверхностью;
- применение дискретной установки пористых вставок;
- использование в теле пористых отверстий и сверление различных форм и расположений;
- использование пористого материала в качестве поверхностного слоя.

Анализ указанных способов уменьшения гидравлического сопротивления в каналах с пористыми вставками показал, что наиболее простым, экономичным и технологичным способом является использование в каналах пористых вставок со сверлениями параллельно оси вставки или как предельный случай этого способа, — использование в каналах вставок из пористого материала в виде поверхностных слоев.

Экспериментальные исследования данного способа показали, что его использование на практике позволяет резко снизить гидросопротивление (в 12 – 96 раз) в зависимости от пористости и относительной площади поперечного сечения, занимаемой отверстиями  $\bar{F}$  (при приемлемом уменьшении уровня теплоотдачи).

На основе имеющихся экспериментальных данных получена зависимость для расчета гидротерь в каналах со вставками из ВПЯМ со сверлениями:

$$\frac{\Delta p_0}{\Delta p} = 1 + 586,5 \bar{F}^{1,38} (1 - \epsilon'). \quad (3.18)$$

Для расчета среднего уровня теплоотдачи в каналах со вставками из ВПЯМ можно использовать полученные ранее зависимости для того или иного способа установки вставки из ВПЯМ в канале. При этом вместо

обычного значения пористости вставки рекомендуется пользоваться модифицированным значением пористости, которое определяется с учетом пустот (сверлений):

$$\epsilon' = \epsilon + (1 + \delta) \frac{V_{sp}}{V_{add}}, \quad (3.19)$$

где  $V_{sp}$  – объем пустот за счет наличия отверстий;  $V_{add}$  – полный объем пористой вставки.

Значительной интенсификации теплообмена в каналах при умеренном уровне гидросопротивления можно достичь в пористых материалах с упорядоченной структурой (УПМ)

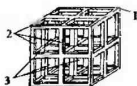
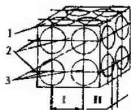


Рис. 3.12

(рис. 3.12: 1 – элемент ПМ; 2 – перемычка; 3 – пора).

Технология его создания основана на методах порошковой металлургии или механической обработки материалов (сверления, фрезерования).

Этот пористый материал совмещает в себе объемно развитую структуру каркаса, каналность и не имеет замкнутых и туликовых пор. Это обеспечивает наличие большой регулируемой удельной поверхности каркаса и позволяет достигать эффективного перемешивания потока теплоносителя.

Сравнение по уровню гидравлического сопротивления канала с УПМ и каннелов с ВПЯМ показало, что гидросопротивление в каналах с УПМ в 3 + 12 раз меньше.

Экспериментальные данные по теплоотдаче в каналах со вставками из УПМ при условии установки без идеального контакта, были обобщены единой зависимостью:

$$\overline{Nu}_f = 7,34 \cdot 10^{-3} Re^{0,767} Pr_f^{0,43} E^{-0,757} \left( \frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \left( \frac{\lambda_k}{\lambda_j} \right)^{0,071} \left( \frac{d_n}{D} \right)^{-1,73}. \quad (3.20)$$

Зависимость (3.20) описывает все экспериментальные данные (более 1000 результатов экспериментов) с погрешностью +35% при доверительной вероятности 0,95. При вычислении критериев подобия в зависимости (3.20) за характерный размер был принят эквивалентный диаметр канала  $D$ , а за определяющую температуру – средняя температура теплоносителя по длине пористой вставки.

Результаты экспериментальных исследований средней теплоотдачи в каналах с УПМ, имеющих идеальный контакт, во всем рассматриваемом диапазоне изменения влияющих факторов описываются зависимостью:



$$\overline{Nu}_f = 3.94 \cdot 20^{-4} Re_{Df}^{1.45} Pr_f^{0.43} \epsilon^{-1.52} \left( \frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25} \left( \frac{\lambda_k}{\lambda_{ж}} \right)^{0.168} \left( \frac{d_n}{D} \right)^{-0.514} \quad (3.21)$$

При вычислении критериев подобия в зависимости (3.21) за характерный размер принят эквивалентный диаметр канала  $D$ , а за определяющую температуру – средняя температура теплоносителя по длине пористой вставки.

Исследованная по теплоотдаче для УПМ проведены и обобщены в диапазоне определяющих параметров:  $Re_{Df} = 1,5 \cdot 10^3 \div 1 \cdot 10^4$ ;  $\epsilon = 0,512 \div 0,86$ ;  $d_n = 1,5 \div 3,5$  мм;  $\lambda_k/\lambda_{ж} = 320 \div 15000$ .

**Сравнение уровня теплоотдачи в каналах с различными пористыми вставками.** Сравнение экспериментальных данных по эффективной теплоотдаче в каналах со вставками из ВПЯМ (медь, инвар, нихром, фарфор,  $\epsilon = 0,83 \div 0,97$ ;  $d_n = 0,6 \div 4$  мм)

с данными по теплоотдаче в пустом гладком канале и в каналах с другими интенсификаторами показало, что использование вставок из ВПЯМ, не имеющих совершенного контакта со стенками, позволяет увеличить интенсивность теплоотдачи в  $7 \div 10$  раз по сравнению с пустым каналом и в  $2 \div 4$  раза по сравнению с каналами, имеющими сферические или зернистые засыпки с таким же видом контакта со стенками (рис. 3.13). Обозначения, принятые на рис. 3.13, пояснены в табл. 3.2.

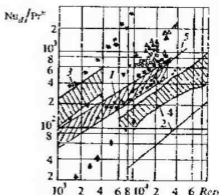


Рис. 3.13

Интенсивность теплоотдачи в каналах со вставками из ВПЯМ, не имеющими идеального контакта со стенками, сравнима с теплоотдачей в каналах с медными сетками и стальной проволокой, не имеющими совершенного контакта со стенками. Использование вставок из ВПЯМ, имеющих идеальный контакт со стенками, позволяет увеличить интенсивность теплоотдачи в  $20 \div 30$  раз по сравнению с пустым гладким каналом. Интенсивность теплоотдачи в каналах со вставками из ВПЯМ, имеющими совершенный контакт со стенками канала, сопоставима с теплоотдачей в каналах с оребрением и хаотическими засыпками колеи, имеющими такой же контакт со стенками.

Интенсивность теплоотдачи для вставок из УПМ, не имеющих совершенного контакта со стенками, находится примерно на уровне теплоотдачи, наблюдаемой в шаровых засыпках. При этом гидравлическое сопротивление шаровых засыпок значительно выше.

Условные обозначения данных на рис. 3.13	Авторы экспериментальных данных	Структура пористого материала	Контакт со стенкой
1	Гортышов Ю.Ф. и др.	ВПЯМ, $\epsilon = 0,83 + 0,97$	Несовершенный
2	Расчет по $Nu = 0,023, Re^{0,8} Pr^{0,4}$ для канала без вставки		
3	Поляев В.М. и др.	Сетчатая, $\epsilon = 0,37 + 0,65$	Совершенный
4	Азров М.Э. и др.; Крымасов В.М.	Шаровая засыпка и зернистый материал	Несовершенный
5	Мегерлин, Мэрфи и Берглес	Щеточная структура	Совершенный
$\nabla \Delta \square \diamond \Delta$	Гортышов Ю.Ф. и др.	ВПЯМ, $\epsilon = 0,90 + 0,96$	Совершенный
■●	Мегерлин, Мэрфи и Берглес	Сетчатая структура, $\epsilon = 0,78 + 0,79$	Несовершенный
○	Нагога Г.П. и др.	Металлорезина, $\epsilon = 0,70 + 0,72$	Несовершенный
+▽	Гортышов Ю.Ф. и др.	УПМ, $\epsilon = 0,512 + 0,816$	Совершенный
◇	Гортышов Ю.Ф. и др.	УПМ, $\epsilon = 0,816$	Несовершенный

Для вставок из УПМ, имеющих идеальный контакт со стенками канала, уровень теплоотдачи соответствует уровню теплоотдачи для металлорезины и для ВПЯМ с неидеальным контактом, а также превосходит уровень теплоотдачи в каналах с сетчатыми структурами более низкой пористости (37 – 65%), имеющими идеальный контакт со стенками канала. При этом гидравлическое сопротивление в каналах с УПМ значительно ниже значений для неупорядоченных пористых структур, таких как ВПЯМ, сетчатые структуры, шаровые засыпки и т.п.

### 3.6. Теплоотдача и сопротивление в щелевых каналах с лунками (сферическими выемками)

Рядом экспериментов (Г.И. Кикнадзе, Я.П. Чудновский, А.П. Козлов и др.) установлено, что при обтекании потоком лунки в ней образуется смерчеобразный вихрь. Визуализация течения в щелевых каналах с различ-

ным сочетанием сферических интенсификаторов на верхней и нижней стенках канала показала, что на распространение вихревой структуры за лункой существенное влияние оказывает число  $Re$  набегающего потока и геометрия канала (одностороннее или двухстороннее расположение лунок, их взаимное смещение, относительная высота канала).

Приведенная на рис. 3.14 зависимость увеличения гидравлического сопротивления от числа  $Re$  в каналах с лунками по сравнению с гладким каналом показывает, что для каналов с полусферическими лунками с  $H_n/d_n = 0,1$  в диапазоне  $10^4 \leq Re \leq 2,9 \cdot 10^4$  на-

блюдается плавное увеличение  $\xi_n/\xi_{гн}$  при увеличении числа  $Re$ . При  $Re^* = 2,9 \cdot 10^4$  отношение  $\xi_n/\xi_{гн}$  достигает максимального значения и в дальнейшем остается неизменным. Характерно, что величина  $Re^*$  практически не изменяется для каналов с односторонним расположением лунок при равных  $H_n/d_n$  и  $h_n/d_n$ , слабо зависит от формы кромок лунок и является функцией лишь относительной глубины лунок и относительной высоты канала. При уменьшении  $h_n/d_n$  и увеличении  $H_n/d_n$  граница  $Re^*$  смещается в сторону больших чисел  $Re$ .

На рис. 3.14 обозначено:  $\square$   $\blacksquare$  – одностороннее расположение лунок с гладкими и острыми кромками;  $\circ$   $\bullet$  – двухстороннее расположение лунок с гладкими и острыми кромками;  $\diamond$  – одностороннее расположение лунок с гладкими кромками;  $\blacktriangle$  – двухстороннее расположение лунок с острыми кромками ( $h_n/d_n = 0,5$ ;  $H_n/d_n = 0,1$ ).

Теплообмен для исследованных каналов независимо от относительной глубины лунок  $h_n/d_n$  и относительной высоты канала  $H_n/d_n$  подчиняется зависимости  $Nu \sim Re^{0,8}$ . Отношение  $Nu_n/Nu_{гн}$  возрастает с увеличением  $Re$ .

Для исследованных каналов при увеличении относительной высоты канала наблюдается уменьшение теплоотдачи и гидравлического сопротивления. Причем показатель степени влияния  $H_n/d_n$  для стесненных каналов ( $H_n/d_n < 0,4$ ) с односторонним и двухсторонним расположением лунок как с острыми, так и с гладкими кромками, является функцией от  $h_n/d_n$ . Характер влияния  $H_n/d_n$  на сопротивление и теплообмен стесненных каналов и зависимость показателя степени при  $H_n/d_n$  от  $h_n/d_n$  объясняется тем, что генерируемые в верхних и нижних лунках вихревые структуры при уменьшении относительной высоты канала определенным образом взаимодействуют, приводя к изменению турбулентной структуры потока.

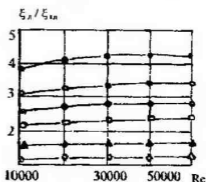


Рис. 3.14

Для всех исследованных каналов при увеличении относительной глубины лунок наблюдается увеличение теплоотдачи и гидравлического сопротивления (рис. 3.15). Это хорошо согласуется с данными, где для каналов с односторонним расположением лунок при изменении  $h_n/d_n$  от 0,1 до 0,3 получено трехкратное увеличение отношения  $\alpha_n/\alpha_{n0}$ .

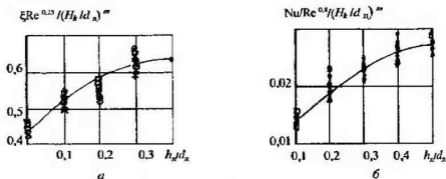


Рис. 3.15

Анализ опытных данных по гидравлическому сопротивлению показал, что вне зависимости от формы кромок для каналов с односторонним расположением лунок показатель степени влияния при  $h_n/d_n$  равен 0,23. Соответствующий показатель в каналах с двухсторонними лунками также не зависит от формы кромок лунок и равен 0,38.

Аналогичный показатель влияния  $h_n/d_n$  на теплоотдачу для каналов с односторонними лунками равен 0,42, а для каналов с двухсторонними лунками этот показатель изменяется от 0,45 (для лунок с гладкими кромками) до 0,49 (для лунок с острыми кромками).

Таким образом, относительная глубина лунки  $h_n/d_n$ , как и относительная высота квивала  $H_k/d_n$ , оказывает более заметное влияние на теплообмен и трение в каналах с двухсторонним расположением лунок по сравнению с каналами с односторонним расположением лунок.

Обобщающие зависимости по теплоотдаче (с точностью не хуже 15%) и по гидравлическому сопротивлению (с точностью не хуже 10%) имеют вид:

• для каналов с односторонним расположением лунок с гладкими кромками

$$Nu = 0,037 Re^{0,8} (H_k/d_n)^m (h_n/d_n)^{0,42}, \quad (3.22)$$

$$m = -0,33 h_n/d_n - 0,28;$$

$$\xi = 0,62 Re^{-0,25} (H_k/d_n)^m (h_n/d_n)^{0,23}, \quad (3.23)$$

$$m = 0 \text{ при } 0,1 \leq h_n/d_n \leq 0,3; \quad m = -0,5 \text{ при } 0,3 \leq h_n/d_n \leq 0,5;$$

• для каналов с односторонним расположением лунок с острыми кромками

$$Nu=0,033 Re^{0,8} (H_k/d_n)^{0,42}, \quad (3.24)$$

$$m = -0,46 h_n/d_n - 0,3;$$

$$\xi = 0,75 Re^{-0,25} (H_k/d_n)^m (h_n/d_n)^{0,23}, \quad (3.25)$$

$$m = 0 \text{ при } 0,1 \leq h_n/d_n \leq 0,3; \quad m = -0,5 h_n/d_n + 0,1 \text{ при } 0,3 \leq h_n/d_n \leq 0,5;$$

• для каналов с двухсторонним расположением лунок с гладкими кромками

$$Nu=0,57 Re^{0,76} (H_k/d_n)^m (h_n/d_n)^{0,45}, \quad (3.26)$$

$$m = 0,22 - 1,6(h_n/d_n) + 1,8(h_n/d_n)^2;$$

$$\xi = 0,70 Re^{-0,25} (H_k/d_n)^{0,38}, \quad (3.27)$$

$$m = -0,1 + 0,08(h_n/d_n) + (h_n/d_n)^2;$$

• для каналов с двухсторонним расположением лунок с острыми кромками

$$Nu=0,07 Re^{0,76} (H_k/d_n)^m (h_n/d_n)^{0,49}, \quad (3.28)$$

$$m = -0,36 - 0,8(h_n/d_n) + 0,96(h_n/d_n)^2;$$

$$\xi = 0,78 Re^{-0,23} (H_k/d_n)^m (h_n/d_n)^{0,38}, \quad (3.29)$$

$$m = -0,1 + 0,08(h_n/d_n) - 0,78(h_n/d_n)^2.$$

Представленные зависимости справедливы в следующих диапазонах изменения влияющих параметров:  $7 \cdot 10^3 < Re < 5 \cdot 10^6$ ;  $0,1 < h_n/d_n < 0,5$ ;  $0,1 < H_k/d_n < 0,4$ .

Проведенные эксперименты показали существенное влияние взаимного расположения лунок на верхней и нижней стенках стесненного канала на его теплоотдачу и гидравлическое сопротивление. В качестве характеристики этого влияния вводится величина  $\delta/d_n$  — относительное смещение лунок ( $\delta$  — абсолютное смещение лунок).

Данные по увеличению гидравлического сопротивления в каналах с двухсторонними лунками со смещением представлены на рис. 3.16 в виде трехмерного графика.

По оси  $x$  отложено относительное смещение верхних и нижних лунок  $\delta/d_n$ . По оси  $y$  в качестве второго аргумента отложено отношение высоты канала к глубине лунки  $H_x/h_n$ .

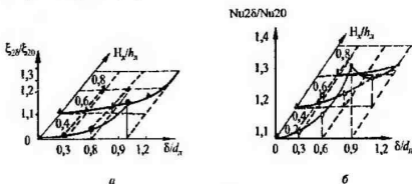


Рис. 3.16

Обработка данных в виде  $\xi_{2\delta}/\xi_{20} = f(\delta/d_n, H_x/h_n)$ , где  $\xi_{2\delta}/\xi_{20}$  – гидравлическое сопротивление канала с двухсторонними лунками (со смещением и без смещения соответственно), позволила описать все экспериментальные данные гладкой поверхностью (рис. 3.16,а). Максимальное увеличение сопротивления достигается при  $\delta = d_n$  и составляет  $\xi_{2\delta} = 11,6\xi_{20}$ .

Влияние смещения лунок на теплоотдачу более существенно, чем на сопротивление. При  $H_x/h_n = 1$   $Nu_{2\delta}/Nu_{20} = 1,33$  (рис. 3.16,б).

Таким образом, приведенные обобщающие зависимости (3.22) – (3.29) для каналов с двухсторонним расположением лунок справедливы для случая, когда верхние и нижние лунки расположены непосредственно друг против друга, т.е. при относительном смещении лунок  $\delta/d_n = 0$ . Для каналов с  $\delta/d_n \neq 0$  необходимо внести поправку на смещение лунок (рис. 3.16). Существенное изменение теплоотдачи при изменении взаимного расположения лунок свидетельствует о том, что в щелевых каналах вихревые структуры, образующиеся в верхних и нижних лунках, определенным образом взаимодействуют между собой и их влияние нельзя рассматривать как простую суперпозицию.

### 3.7. Течение и интенсификация теплообмена в условиях свободной конвекции\*

#### 3.7.1. Результаты исследований свободной конвекции в вертикальных каналах

Задача охлаждения стенок нагреваемых вертикальных каналов с помощью естественной конвекции представляет значительный интерес для многих отраслей промышленности. В строительстве для изоляции часто

\* Материал подготовил кандидат технических наук, доцент И.А.Попов.

используют воздушные полости в многослойных панелях. При этом процесс переноса через полость тепла сводится к естественной конвекции в полостях, заполненных либо обычной жидкостью, либо насыщенным жидкостью пористым материалом. Накопление и хранение энергии путем сильного нагревания замкнутых жидких объемов, отвод тепла с помощью водяных носителей, тепловые потоки, возникающие в помещениях из-за наличия источников тепловой энергии (например, конвекторов), охлаждение тепловыделяющих узлов конструкций в электротехнических системах и в ядерной энергетике — все это примеры практических ситуаций, когда механизмы естественной конвекции играют весьма важную роль. Обнаружение пожаров и предотвращение их распространения предусматривает изучение конвективных потоков, возникающих в помещениях, как при наличии вентиляции, так и в случае ее отсутствия.

В случае внутренних свободноконвективных течений, например, между параллельными поверхностями или в ограниченных полостях, пристенные слои вблизи твердых поверхностей неизбежно взаимодействуют с течением во внутренней области или в ядре (охватываемом пограничными слоями на стенках). Из-за такого усложнения внутренние задачи свободной конвекции исследовались в значительно меньшей степени по сравнению с соответствующими внешними течениями. В последнее время повысился интерес и активность исследователей к изучению свободноконвективных течений в полостях.

Многие исследователи анализировали полностью развитые ламинарные течения (профиль скорости соответствует ламинарному вынужденному течению) между бесконечными вертикальными пластинами, а также течения в трубах, закрытых на концах, поскольку условие бесконечной высоты позволяют в этом случае перейти к соответствующему одномерному приближению. Предположение о бесконечной высоте полости применимо для довольно широкого спектра геометрических конфигураций, имеющих большое практическое применение. Результаты ранних исследований такого рода внутренних задач естественной конвекции рассмотрены в обзоре Острахом. В основном эти исследования носили экспериментальный и полупырический характер: типичным примером может служить работа Эленбааса, в которой рассматривались течения между вертикальными параллельными пластинами, а также течения в вертикальных трубах.

Задача, которая подробно исследовалась многими авторами, — это задача о течении между двумя параллельными поверхностями, поддерживаемыми при температуре  $t_w$ , когда оба конца «канала» открыты в окружающую среду с температурой  $t_f$ . Такого рода схема соответствует ряду практических ситуаций, например при расчете охлаждения электронной

аппаратуры, печей и теплообменных устройств. При  $t_w > t_f$  поток входит в канал снизу и благодаря свободной конвекции поднимается вверх, как показано на рис.3.17. Течение развивается по направлению потока, причем если высота достаточно велика по сравнению с расстоянием между стенками, то полностью развитое течение может возникнуть лишь далеко от начала.

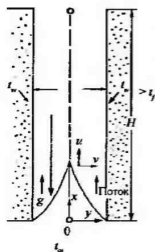


Рис. 3.17

Часто вблизи поверхностей в области входа течение имеет характер пограничного слоя.

Наиболее раннее исследование подобного рода было выполнено Эленбаасом, рассмотревшим изотермические вертикальные трубы и квадратные пластины, края которых открыты в окружающую среду. По результатам экспериментов были построены соответствующие зависимости для чисел Нуссельта, которые сравнивались с полуэмпирическими формулами, выведенными в этой работе.

Бодойлем проанализировано течение в вертикальном канале при одинаковых температурах стенок и получены соответствующие численные результаты для ограниченного диапазона чисел Прандтля и Рэлея, кроме того, исследовано

развитие естественной конвекции вязкой жидкости между нагретыми вертикальными пластинами. Данные по распределению скоростей и температуры на всем протяжении канала получены в предположении, что жидкость на входе имеет температуру окружающей среды и плоский профиль скорости. На основании этих данных определены характеристики потока и теплоотдачи в канале и соответственно им устанавливается длина начального участка. Длина начального участка определяется как расстояние от входного сечения, на котором параметры потока принимают значения, составляющие заранее условленную долю от значений, соответствующих полностью развитому потоку.

На рис.3.18 представлена зависимость числа Nu от Pr Gr для Pr = 0,7. При малых значениях Gr кривая C приближается к линии A, которая проведена по уравнению (1.24) и представляет

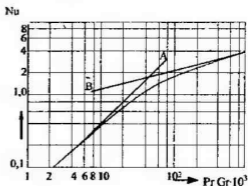


Рис. 3.18



полное развитие потока. При высоких значениях  $Gr$  кривая  $C$  приближается к линии  $B$ , которая представляет предельный случай, где  $b$  стремится к бесконечности. Наклон этой линии составляет  $1/4$ , поскольку, когда  $b$  стремится к бесконечности, зависимость между  $Nu$  и  $Gr$  должна принимать вид уравнения

$$Nu = \frac{1}{3} PrGr, \quad (3.30)$$

так как  $Nu$  содержит  $b$  в первой степени, а  $Gr$  — в четвертой степени:

$$Nu(PrGr)^{-1/4} = f(Pr). \quad (3.31)$$

Уравнение (3.31) близко к результатам Шмидта и Бэкмана для естественной конвекции на одной пластине. Однако в работе Бодойя и др. величина  $f(Pr)$  в значительной степени отличается от полученной Шмидтом и Бэкманом. При  $Pr = 0,73$  они получили  $f = 0,525$ , а в работе Бодойя и др.  $f = 0,68$  при  $Pr = 0,7$ . По-видимому, несоответствие объясняется тем, что в этих двух решениях значительно отличаются начальные условия.

На рис 3.19 приведено сравнение результатов исследований Бодойя и др. с экспериментами Эленбааса. Поскольку в качестве рабочей жидкости он использовал воздух, то сравнение проводилось при  $Pr = 0,7$ . Наблюдается хорошее соответствие данных этих работ, за исключением области малых значений критерия  $Gr$ , в которой более заметны боковые утечки тепла через зазор между пластинами, что приводит к увеличению рассеяния тепла и, следовательно, к более высоким критериям  $Nu$ . Линия  $B$  — предельный случай, где расстояние между пластинами стремится к бесконечности.

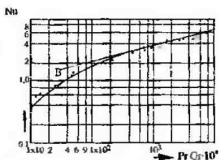


Рис 3.19

Сперроу проведено подробное экспериментальное исследование с анализом эффекта запираания течения в вертикальных концевых зонах (на краях параллельных пластин). При этом во избежание внешних потерь тепла и влияния переменности свойств жидкости использовался метод измерений массопереноса. Установлено, что при малых значениях параметра  $(d/H)Ra$ , где  $d$  — расстояние между пластинами,  $H$  — высота полости и  $Ra = GrPr(d/H)$  — число Рэлея, рассчитанное по ширине  $d$ , влияние втекающего течения весьма велико, однако оно становится пренебрежимо малым при  $(d/H) > 10$ .

На рис. 3.20 представлены результаты расчета теплообмена, полученные как для открытых, так и блокированных концевых зон. Сплошные линии соответствуют случаю замыкания пластин по двум сторонам, а пунктирные – замыканию пластин по одному краю. При анализе выделились 2 случая: все концевые промежутки открыты в окружающую среду (рис. 3.20,а) и случай запирания течения вдоль боковых краев (рис. 3.20,б).

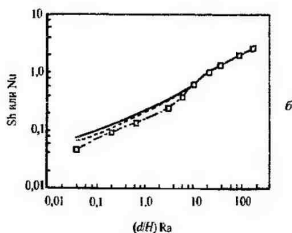
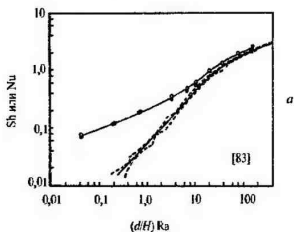


Рис. 3.20

Аналогичные задачи переноса рассмотрены в некоторых других работах. Сперроу исследовал два параллельных, примыкающих друг к другу вертикальных канала, разделенных промежуточной стенкой, через которую энергия может передаваться из одного канала в другой. Проведены численные расчеты течения между двумя нагретыми параллельными пластинами без использования приближения пограничного слоя.

Изучались и свободноконвективные течения в вертикальных трубах. Г.А. Остроумовым исследуются многие из обсуждавшихся аспектов применительно к данной конфигурации каналов. Холман исследовал смешанную и естественную конвекцию в вертикальных трубах с учетом тепловыделения в жидкости. Девисом рассматривалось течение, формирующееся в нагретой вертикальной открытой трубе. Такая схема представляет интерес при расчете теплообменников, течений в дымоходах, в геотермических приложениях, а также при решении многих других практически важных задач.

Раманатхан и др. представили результаты численных расчетов естественно-конвективных течений между двумя вертикальными параллельными пластинами, расположенными внутри большой полости. Параметрически исследовано влияние числа Прандтля и отношения сторон канала. Полученные результаты находятся в хорошем соответствии с опубликованными в литературе данными для воздуха. Однако при малых соотношениях сторон пластин приведенные численные результаты не согласуются с известными данными для каналов с пренебрежимо малым вкладом диффузии энергии в вертикальном направлении. Полученные результаты показывают, что при отношениях сторон канала более 10 и  $Pr = 0,7$  в расчетах необходимо учитывать вертикальную теплопроводность. Представлены корреляции для максимальной температуры пластины и среднего числа Нуссельта, имеющие вид явных функций числа Рэлея, и отношения сторон канала (для воздуха). Температура пластины является слабой функцией числа Прандтля при  $Pr > 0,7$ , если в качестве корреляционного параметра выбрано число Рэлея. Для  $Pr < 0,7$  температура пластины есть функция чисел Рэлея и Прандтля.

Собелем, Ландисом и Мюллером эта задача решена численно для вертикальных пластин с постоянной плотностью теплового потока на стенках. Аунг представил аналитические решения для полей температуры и скорости в ламинарных полностью развитых течениях для случая асимметричного нагрева пластин. Его результаты не зависят от каких-либо допущений, относящихся к входным профилям скорости и температуры. Как важный результат из этих решений вытекает, что поле температуры полностью развито, если полностью развито поле скорости. Это означает, что длина начального участка для поля температуры (теплового) в лучшем случае равна длине начального участка для поля скорости (гидродинамического). В свою очередь, из этого факта следует, что длина теплового (термического) начального участка не зависит от числа Прандтля. Данный результат отличается от ситуации в вынужденно-конвективных течениях, где отношение длин гидродинамического и теплового начальных участков есть функция числа Прандтля.

Аунг и др. выполнили численный расчет развивающегося течения между асимметрично нагреваемыми пластинами. Принятые допущения аналогичны использованным Раманатханом и др. Найдено, что течение становится полностью развитым при  $Ra = Gr Pr (b/L) \leq 0,14$ , где  $L/b$  — отношение сторон канала. Кроме того, установлено, что полученные решения отклоняются на  $-10\%$  от решения для одиночной пластины даже при  $Ra = Gr Pr (b/L) = 10^5$ . Измеренные с помощью шпирен-метода плотности теплового потока на пластинах находились в хорошем согласии с численными результатами этой же работы.

Вириц и Студман экспериментально исследовали естественную конвекцию между двумя вертикальными пластинами с одинаковыми и постоянными значениями плотности теплового потока на стенках при  $Ra = Gr Pr (b/L) = 18,8 + 2414$ . Их результаты хорошо согласуются с численными решениями Аунга и др. для случая симметричного нагрева. Для диапазона  $18,8 < Ra < 2414$  предложена следующая корреляция:

$$Nu = \frac{0,144 Ra^{0,5}}{(1 + 0,0156 Ra^{0,9})^{0,33}} \quad (3.32)$$

В качестве асимптотических пределов использовано решение Аунга для полностью развитого течения. Джонсон сравнил результаты расчетов по формуле (3.32) с экспериментальными данными и установил, что формула (3.22) надежна только при  $Ra \leq 1000$ . При  $Ra \geq 1000$  корреляция (3.32) завышает теплоотдачу. Чанг, Безелла, Томпсон и Тесьер исследовали смешанную свободную и вынужденную конвекцию в канале, используя метод Галеркина, и получили профили скорости и числа Нуссельта для жидкостей с низким числом Прандтля, а также нашли, что такие жидкости более эффективны при переносе теплоты естественной конвекцией.

Обзор литературы показывает, что максимальная температура стенка зависит только от числа Рэлея канала. В ранних работах по свободной конвекции использовались следующие допущения: а) профили скорости и температуры на входе равномерны; б) единственным механизмом отвода теплоты от канала является естественная конвекция; в) отношение сторон канала имеет столь большое значение, что выполняются приближения пограничного слоя.

Во всех расчетных и экспериментальных исследованиях рассматривались каналы с большим отношением сторон. Допущения «б» и «в» неприменимы к каналам с умеренным отношением сторон. Диффузия тепловой энергии в вертикальном направлении становится существенной при малых  $Ra$  и умеренных отношениях сторон. В исследованиях Айхара, а также Накамура, Асако и Найоту использованы приближения пограничного слоя

для расчета течения между изотермическими пластинами, однако допущение «а» в них не применялось.

Бар-Козн и Розену разработали интегральную формулировку задачи о полностью развитом ламинарном течении при симметричных, а также при асимметричных тепловых граничных условиях. Они обобщили экспериментальные данные других авторов и получили корреляции для всех рассмотренных ранее случаев течения около вертикальной пластины. Кроме того, они продемонстрировали, как эти корреляции можно использовать в сочетании с проектными критериями для предварительной оценки температур и тепловых потоков в электронном оборудовании. В экспериментах Меара и др. исследовалось охлаждение посредством естественной конвекции ряда помещенных в полость вертикальных пластин с постоянными и равными плотностями теплового потока на стенках. Было определено влияние ряда факторов на распределение температуры пластин. К этим факторам относятся шаги пластин, а также эффекты верхней и нижней полости. Оказалось, что верхняя стенка не препятствует теплоотдаче от пластин, если она находится от них на расстоянии более 10 значений высоты пластины.

На рис. 3.21 показаны профили температуры вдоль пластины при  $L/b = 1$  для нескольких чисел Рэлея. Видно, что при малых отношениях сторон максимум температуры достигается вблизи середины пластины по высоте. Такое температурное состояние обусловлено сильной вертикальной диффузией тепла, возникающей при малых отношениях сторон канала. Если вертикальная диффузия существенна, тогда наиболее теплоизолированной областью пластины является именно середина

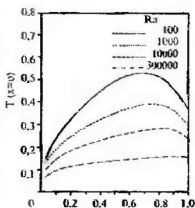


Рис. 3.21

пластины по высоте, где и возникает максимум в распределении температуры. По мере возрастания числа Рэлея роль конвекции в переносе тепла становится более существенной, что, в свою очередь, приводит к снижению максимума температуры и его перемещению по пластине.

На рис. 3.22 показано распределение температуры поперек канала при  $Pr = 0,7$  и  $Ra = Gr Pr(b/L) = 2500$  для  $b/L = 0,5$  и  $b/L = 0,98$  соответственно. Отличия в уровнях температуры для различных отношений сторон канала обусловлены вертикальной диффузией энергии даже при больших числах Рэлея. При  $L/b \geq 10$  профили температуры почти совпадают, это значит, что

в этих условиях нет отличий в теплоотдаче, если в качестве корреляционного параметра выбрано число Рэлея. Рис. 3.20, 3.21 и 3.22 иллюстрируют важность учета вертикальной диффузии при умеренных отношениях сторон.

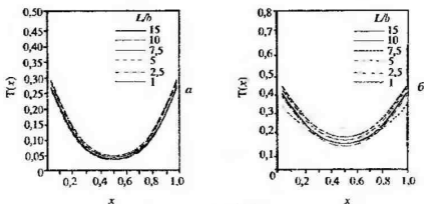


Рис. 3.22

Аунг показал, что в задачах естественной конвекции длина теплового гидравлического участка в лучшем случае равна длине гидродинамического начального участка.

Этот вывод не зависит от допущений относительно выходных профилей скорости и температуры для случая больших отношений сторон при условии, что вертикальная диффузия количества движения и энергии пренебрежимо мала.

Согласно Аунгу, отношение длин теплового и гидродинамического начальных участков не зависит от числа Прандтля и всегда больше или равно 1.

На рис. 3.23 показаны распределения безразмерных скоростей и температур поперек канала при различных значениях вертикальной координаты: при  $L/b = 15$  и  $Ra = 100$  (рис. 3.23, а, б) и  $Ra = 400$  (рис. 3.23, в, г). Следует отметить, что профили температуры построены для разности местной температуры жидкости и входной температуры на оси.

По графикам можно видеть, что разность между температурами стенки и жидкости на оси почти одинакова при различных числах Рэлея. В случае  $Pr = 0,7$ ,  $Ra = Gr Pr (b/L) = 400$  и  $L/b = 15$  профиль скорости полностью развит при  $b/L > 0,17$ . профиль температуры – лишь при  $b/L > 0,76$ .

Этот результат противоречит данным Аунга, устанавливающим, что в случае пластин с постоянной плотностью теплового потока на стенках полностью развитый профиль температуры (соответствующий профилю скорости для ламинарной вынужденной конвекции) формируется лишь в течениях при  $Ra = Gr Pr (b/L) \leq 0,14$ .

В литературе обоснован тот факт, что в каналах с симметричным и асимметричным обогревом стенок местные числа Нуссельта для полностью развитого течения равны таковым для режима чисто вынужденной конвекции. Результаты работы Аунга и др. показывают, что для полностью развитого ламинарного течения существует небольшая разница между конвекцией, индуцированной архимедовыми силами, и вынужденной конвекцией.

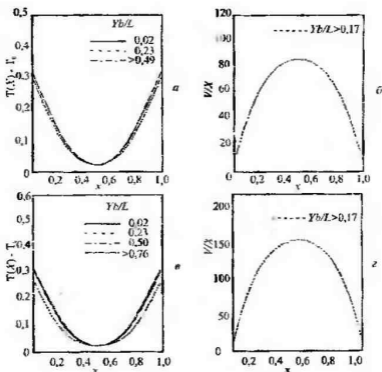


Рис. 3.23

Айхаром исследованы эффекты условий на входе для равномерно обогреваемых каналов. В частности, на входе учтен перепад давления, связанный с ускорением первоначально неподвижной жидкости до скорости на входе в канал. Ошибка результатов Аунга и др. для теоретического предела объяснена некорректностью допущения равномерного профиля скорости на входе. Развивающееся течение при малых расходах (т.е. при малых числах Рейнольдса) является в начале канала фактически вынужденноконвективным течением, претерпевающим к выходу из канала переход к течению типа пограничного слоя под воздействием преимущественно архимедовых сил. Таким образом, термоиндуцированное течение становится полностью развитым гидродинамически прежде, чем термически.

На рис. 3.24 показана зависимость  $Nu_L$  от  $Ra = Gr Pr = (b/L)$ . Численные результаты Раманатхана и др. хорошо согласуются с экспериментальными данными Вирца и Стуцмана и их корреляцией в широком диапазоне определяющих параметров, за исключением больших чисел Рэлея. В свою очередь, данные Вирца и др. находятся в согласии с расчетными результатами Аунга и др. Расхождение с корреляцией из Вирца и др. при больших числах  $Ra$  не является неожиданным, поскольку эта корреляция установлена для диапазона  $18,8 \leq Ra \leq 2414$ . Расчетные данные Раманатхана и др. для  $L/b \geq 7,5$  обобщаются при  $Ra \geq 10$  единой кривой. Это означает, что при  $L/b \geq 7,5$  отношение сторон перестает быть отдельным определяющим параметром.

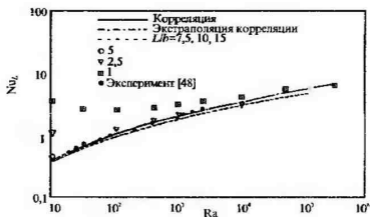


Рис. 3.24

Видно, что данные для  $L/b \geq 7,5$  отклоняются от корреляции для больших отношений сторон канала. Это отклонение уменьшается с ростом числа Рэлея. Наблюдаемые расхождения результатов связаны с проявлением значительной вертикальной теплопроводности, которая возникает при малых и умеренных отношениях сторон, а именно, при  $L/b \leq 5$ .

При больших числах Рэлея все результаты выходят на один и тот же предельный уровень, для которого вертикальная теплопроводность не существенна. При малых отношениях сторон эффект теплопроводности становится существенным в широком диапазоне чисел Рэлея. Если вертикальная теплопроводность значительна, теплоотдача около центра пластины минимальна, поскольку здесь снижается вклад конвекции. Поэтому верх пластины значительно холоднее ее центральной части.

Рис. 3.24 свидетельствует также о наличии местного минимума в зависимости  $Nu_L$  от  $L/b$  для умеренных значений  $L/b$ . Этот факт можно объяснить следующим образом. При малых  $Ra$  режим течения можно квалифицировать как кондуктивный. Это означает, что пластины имеют



наименьшую температуру при  $Y = L/b$  и  $Y = 0$ . Естественная конвекция обуславливает перемещение зоны максимальных температур вверх, не вызывая существенной интенсификации теплоотдачи. Дальнейшее увеличение  $Ra$  приводит к усилению местного охлаждения, что растягивает зону роста температуры (вследствие перемещения точки с максимумом температуры вверх по потоку). Когда вклад теплопроводности в теплоотдачу от пластин становится больше 2%, максимум температуры достигается в верхней точке пластины.

Следует отметить, что зависимость среднего числа Нуссельта  $Nu_d$  от  $Ra$  (рис. 3.25) представляет собой почти универсальную кривую, если  $L/b \leq 2,5$ . Хотя из рис. 3.24 следует, что эффекты  $L/b$  значительны при  $L/b \leq 5$ , рис. 3.25 показывает, что интенсифицированная теплоотдача возникает только при  $L/b \leq 2,5$ .

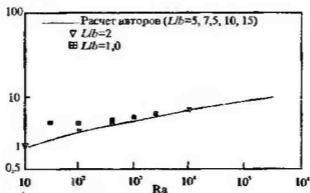


Рис. 3.25

Раманатхану и др. удалось получить следующую корреляцию для  $Nu_{a,c}$ , справедливую при  $1 \leq L/b \leq 151$  и  $10 \leq Ra \leq 3 \cdot 10^5$  для  $Pr = 0,7$  (число Рэлея рассчитано через  $q$ ):

$$Nu_{a,c} = \left\{ \frac{185}{R^5} + \left( 23Ra^{-1,3} + 0,5Ra^{-0,6} \right)^{-1,25} \right\}^{0,2} \quad (3.33)$$

где  $R = L/b$ .

Максимальное расхождение между полученными численными результатами и корреляцией составляет 7,1% для  $Nu_{a,c}$ .

В работе Азеведо и др. изучалось влияние наклона канала с параллельными стенками на свободную конвекцию жидкости в канале. В качестве рабочей жидкости в экспериментах использовалась вода ( $Pr \approx 5$ ). Исследованы углы наклона относительно вертикали 0, 30 и 45° и значения безразмерного расстояния между стенками  $b/L = 0,0437$ ; 0,0656; 0,0856 и 0,109. При каждом сочетании угла наклона и расстояния между стенками

использовались три схемы нагрева: 1) обе стенки нагреваются и поддерживаются при одинаковой температуре; 2) верхняя стенка нагревается, а нижняя не нагревается; 3) нижняя стенка нагревается, а верхняя не нагревается. В качестве базового варианта исследовали также теплообмен в вертикальном канале с одной и двумя нагреваемыми стенками. Во всех случаях обеспечивали изотермическое состояние нагреваемых стенок. В ходе опытов определяли число Нуссельта  $Nu_s = \alpha b / \lambda$  ( $b$  – расстояние между стенками канала) и выполняли визуализацию течения. Обнаружены зоны циркуляции вблизи холодной стенки наклонного канала с нагревом верхней стенки и вертикального канала с нагревом одной стенки. Разность температур стенки и окружающей жидкости изменялась на порядок величины.

На рис. 3.26 представлены данные по числу Нуссельта в функции  $(b/L)Ra_s$  ( $Ra_s = [g\beta(t_H - t_\infty)b^3]Pr$ ) для вертикального канала при нагреве обеих стенок и при нагреве лишь одной стенки. Данные для разных схем нагрева показаны светлыми и темными значками, а для четырех значений безразмерного расстояния между стенками канала  $b/L$  использованы значки разной формы. Проходящие через каждый набор экспериментальных точек сплошные линии представляют собой полученные методом наименьших квадратов аппроксимации, описываемые следующими уравнениями:

нагрев обеих сторон

$$Nu_s = 0,675[(b/L)Ra_s]^{0,25}; \quad (3.34)$$

нагрев одной стороны

$$Nu_s = 0,642[(b/L)Ra_s]^{0,25}. \quad (3.35)$$

Очевидно, что при обеих схемах нагрева экспериментальные данные очень хорошо описываются корреляцией, включающей группу  $(b/L)Ra_s$ , поэтому отдельная зависимость от расстояния между пластинами отсутствует. Этот вывод можно подтвердить тем фактом, что на некоторых участках обеих кривых данные, соответствующие разным значениям  $(b/L)$ , перекрываются.

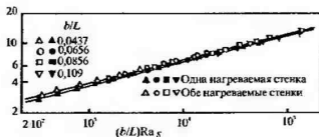


Рис. 3.26

В результате корреляции экспериментальных и расчетных значений для случаев однородной температуры и однородного нагрева стенок Чирчиллом и др. получено соотношение

$$\overline{Nu} = \frac{ARa^{\#}}{\left\{1 + (4A/3)^{3/2} \left[1 + (C/Pr)^{9/16}\right]^{2/3} (Ra^{\#})^{9/8}\right\}^{2/3}} \quad (3.36)$$

Константы, используемые в этом выражении, приведены в табл. 1.1. Модифицированное число Рэлея для инициированного силами плавучести течения

$$Ra^{\#} = \frac{g\rho^2 c_p \beta (T_W - T_{\infty}) \ell^4}{L\lambda\eta}, \quad (3.37)$$

где  $\ell$  — характеристическая длина (табл. 3.3);  $L$  — длина канала.

Таблица 3.3

Каналы	Граничные условия	Характеристическая длина, $\ell$	$A$	$C$
Цилиндрический	$T_W = \text{const}$	$D$	1/128	0,492
Параллельные пластины	$T_W = \text{const}$	$b$	1/24	0,492
Цилиндрический	$q_W = \text{const}$	$D$	1/64	0,492
Параллельные пластины	$q_W = \text{const}$	$b$	1/12	0,492

Соотношение получено с использованием предположений о существовании пограничного слоя на входе (с коэффициентами, используемыми для описания входных эффектов и кривизны) и полностью развитой конвекции на выходе из канала.

### 3.7.2. Интенсификация на вертикальных поверхностях и в каналах при свободной конвекции

Теплоотводящая способность оребрения, предназначенного для функционирования в условиях естественной конвекции, зависит от коэффициента конвективной теплоотдачи на поверхности ребра и термической эффективности ребер. В литературе известно большое количество работ, в которых приведены описания расчетов процессов теплоотдачи путем естественной конвекции от параллельных вертикальных пластин прямоугольного поперечного сечения. Однако почти во всех работах предполагается, что пластины либо имеют постоянную по поверхности температуру [36, 55], либо

характеризуются постоянным тепловым потоком (как в исследованиях Собеля). Поэтому результатами указанных работ нельзя воспользоваться для расчета и оптимизации процесса теплоотдачи от серии ребер, характеризующихся конечной теплопроводностью.

В экспериментальном исследовании Эленбааса впервые была установлена зависимость коэффициента теплоотдачи на поверхности изотермической пластины от расстояния  $b$  между двумя такими пластинами. Оказалось, что по мере уменьшения расстояния между пластинами число Нуссельта поверхности уменьшается по сравнению с величиной, которая обычно соответствует изолированной одиночной пластине в неограниченной среде. Позднее Собель показал, что результаты Эленбааса согласуются с данными о средних коэффициентах теплоотдачи в воздушных потоках, возникающих в условиях свободной конвекции в вертикальных каналах между пластинами при постоянном тепловом потоке. Таким образом, чтобы добиться максимальной теплоотдачи от ряда параллельных пластин или ребер различной толщины, необходимо найти такое значение шага размещения пластин, которое будет соответствовать максимальной величине произведения суммарной площади поверхности пластин и местного коэффициента теплоотдачи.

На основании своих экспериментальных данных Эленбаас пришел к выводу, что такого оптимального шага можно достичь, задав число Рэлея (рассчитанное по шагу и относительному удлинению пластин) равным 50. Соответствующее число Нуссельта для оптимального оребрения оказалось равным  $Nu = \alpha b / \lambda = 1,05$ . Бодойя и Остеря провели теоретическое исследование для идеализированного двумерного течения между пластинами и получили оптимальное значение  $Ra_{opt} = 70$  (число  $Gr$  подсчитано через  $\Delta t$ ). Небольшое расхождение по сравнению с результатами Эленбааса они приписали трехмерным эффектам при течении, которые должны были иметь место в установке Эленбааса.

Ввиду согласия между законами изменения числа  $Nu$ , которые были обнаружены для поверхностей с постоянным потоком тепла и поверхностей с постоянной температурой, представляется возможным обобщить результат Эленбааса, относящийся к оптимальному шагу, распространив его на всю поверхность. Для этого следует определять число Рэлея по средней разности температур поверхности и воздуха. Для ребра эта средняя разность температур равна произведению эффективности оребрения на разность температур основания ребра и температуры окружающей среды:  $\Theta = \eta \Theta_0$ . Поэтому оптимальный шаг размещения ребер  $S_{opt} = (50/\eta)^{1/4} P$  зависит как от гидродинамических параметров оребрения, входящих в безразмерный комплекс  $P$ , так и от эффективности оребрения.

Айхар исследовал вертикальную поверхность, оребренную системой параллельных вертикальных пластин. При различных условиях теплообмена теплоотдача может быть рассчитана по формулам:

вертикальная поверхность  $B \times H$ :

$$\overline{Nu}_e = \frac{1}{70} \frac{e}{H} Ra_e \left[ 1 - e^{-\left(57 \frac{H}{B} Ra_B\right)^{2/3}} \right] \left[ 1 - e^{-10 \left(57 \frac{H}{4B} Ra_B\right)^{1/4}} \right]; \quad (3.38)$$

вертикальные боковые поверхности  $L \times H$ :

$$\overline{Nu}_e = \frac{1}{24} \frac{e}{H} Ra_e \left[ 1 - e^{-\left(32,7 \frac{H}{B} Ra_B\right)^{1/4}} \right] \left[ 1 - \left(\frac{B}{L}\right) \left(\frac{H}{B} Ra_B\right)^{1/4} \right]; \quad (3.39)$$

вертикальная торцовая поверхность  $\delta \times H$ :

$$\overline{Nu}_\delta = 0,94 \left(\frac{\delta}{H} Ra_B\right)^{0,1} \left\{ 1 + 0,018 \frac{L}{H} Gr_B \left(\frac{\delta}{B}\right)^{2,5} \left(\frac{H}{BRa_B}\right)^{0,4} \times \right. \\ \left. \times \left[ 1 - e^{-50 \left(\frac{L}{H}\right)^{0,25} \left(\frac{H}{B} Ra_B\right)^{0,5}} \right] \right\} \quad (3.40)$$

при  $\frac{\Delta}{H} = 10 \div 6 \cdot 10^3$ ;  $\frac{H}{L} = 1,82 \div 6,96$ ;  $t_p = t_c$ ;  $\frac{S}{B} = 0,047 \div 0,455$ .

Полный тепловой поток с поверхности канала определяется алгебраическим суммированием отдельных составляющих. Например, теплоотдача с внутренней поверхности канала может быть найдена из уравнения:

$$\overline{Nu}_B = \left( \overline{Nu}_1 \frac{B}{2L} + \overline{Nu}_2 \right) / \left( \frac{B}{2L} + 1 \right). \quad (3.41)$$

Аппроксимация экспериментальных данных по среднему значению теплоотдачи вертикальной поверхности с дюралюминиевыми ребрами в воздухе представлена в исследованиях Чардока и других авторов (рис. 3.27).

В случае  $L = 2,54; 6,35; 10$  см;  $H = 25,4$  см;  $B = 0,6+2,54$  см;  $\delta = 0,1$  см;  $t_{cp} = t_c + 0,62(t_\infty - t_c)$  при  $\frac{B}{H} Ra_B = 1+104$ :

$$\overline{Nu} = 0,112 \left( \frac{B}{H} Ra_B \right)^{0,534} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{129H}{BRa_B} \right) \right]^{0,284} \quad (3.42)$$

В случае  $L = 1 \div 3$  см;  $H = 40 \div 60$  см;  $B = 0,6 \div 3,3$  см;  $\delta = 0,3$  см;

$t_p = \frac{t_c + t_\infty}{2}$  при  $\frac{B}{H} Ra_B = 2 \div 2 \cdot 10^4$ :

$$\overline{Nu} = 0,65 \left( \frac{B}{H} Ra_B \right)^{0,24} - 0,66. \quad (3.43)$$

Оптимальное расстояние между ребрами с погрешностью 1,5% определяется из уравнения  $B = 3,15 \left( Ra_L \frac{L}{H} \right)^{-0,264} L$  (В.А. Семенов) или по толщине теплового пограничного слоя  $B = 0,65\delta$ , (В.А. Сотченко).

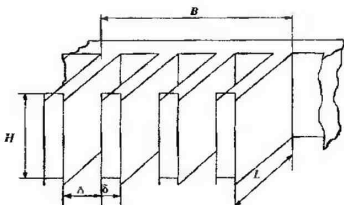


Рис. 3.27

Для ребра минимальной массы и объема в исследованиях Бар-Козна получено следующее выражение:

$$L = \left\{ \frac{\lambda_c B \delta}{\lambda_\infty (Ra_B B/H)^{1/4}} \right\}^{1/2} \quad (3.44)$$

Теплоотводящая способность одиночного ребра прямоугольного сечения, характеризуемого минимальным количеством материала, в случае постоянного коэффициента теплоотдачи может быть представлена в виде (В.П. Ивакин и др.):

$$\frac{q t_m}{H} = 1,258 (hk)^{1/2} \delta^{1/2} \Theta_0. \quad (3.45)$$

Это значение удельного теплового потока достигается при определенном соотношении между толщиной и шириной ребра, а именно, при условии:

$$L_{t_m} = 1,4192 \left( \frac{k}{2h} \right)^{1/2} \delta^{1/2}. \quad (3.46)$$

Используя значение коэффициента теплоотдачи, определяемое числом Нуссельта  $Nu_{opt} = 1,05$ , и учитывая тот факт, что эффективность прямоугольного ребра минимального объема равна 62%, можно получить следующее значение ширины ребра, соответствующее оптимальному шагу размещения ребер:

$$L_{opt} = 1,597 \left( \frac{k}{k_a} \right)^{1/2} \left( \frac{H\nu^2}{g\beta Pr\Theta} \right)^{1/2} \delta^{1/2} = 1,7 \left( \frac{kP}{k_a} \right)^{1/2} \delta^{1/2}. \quad (3.47)$$

Строго говоря, это соотношение справедливо лишь для ребер минимальной массы, соответствующих постоянному коэффициенту теплоотдачи, поэтому оно может оказаться несправедливым для оребрения, которое функционирует в условиях неравномерного распределения коэффициента теплоотдачи в пространстве. Можно ожидать, однако, что в случае использования оптимального шага размещения Эленбааса на большей части вертикального «канала» будет преобладать полностью развитое течение, так что в пределах почти всей поверхности ребра коэффициент  $h$  будет одинаков или почти одинаков. Кроме того, величина оптимального шага пропорциональна корню четвертой степени из разности температур ребра и воздуха. Поэтому можно ожидать, что не очень большие изменения эффективности оребрения, обусловленные некоторой неравномерностью распределения коэффициента теплоотдачи, будут приводить к очень незначительным изменениям величины оптимального шага размещения ребер (меньше  $\pm 1\%$  при изменении  $\eta$  в пределах  $\pm 4\%$ ).

Вертикальный цилиндр высотой  $H$ , диаметром  $d$  с вертикальными плоскими ребрами длиной  $\ell$  и толщиной  $\delta$ , равномерно распределенными на внешней поверхности, исследовались Флэком. Среднее значение теплоотдачи оребренного цилиндра из алюминия в воздухе при  $H = 158,75$  мм,  $d = 50,8$  мм,  $\ell = 19,05$  мм,  $\delta = 3,08$  мм,  $n = 8$ ,  $GrH = 10^7 + 4 \cdot 10^7$  описывается уравнением вида:

$$\overline{Nu} = 0,58 Ra_H^{0,25}. \quad (3.48)$$

В случае вертикального цилиндра высотой  $H$ , диаметром  $d$  с ребрами диаметром  $D$  и толщиной  $\delta$ , расстоянием между ребрами  $b$ , среднее значение

теплоотдачи с погрешностью 12% алюминиевых ребер в воздухе с погрешностью 12% может быть определено как:

$$\overline{Nu} = 0,7Gr_H^{0,25} \left[ 1 + \frac{D-d}{2b} \right]^{-0,7} \quad (3.49)$$

при  $(D - d) < 200$  мм;  $\frac{D-d}{2b} = 0,8,89$ ;  $\delta = 8$  мм;  $b = 10$  мм;  $\Theta_- = t_c - t_\infty = 40 \div 100^\circ\text{C}$ .

В исследованиях Н.А. Топоркова и др. также представлены результаты по исследованию теплоотдачи на вертикальной трубе диаметром  $d$  и длиной  $\ell$  со спиральным оребрением из алюминия толщиной  $\delta$ , шагом  $B$  и внешним диаметром  $D$ , которые описываются зависимостью вида:

$$\overline{Nu} = 0,062Ra_\ell^{0,25} \quad (3.50)$$

при  $Ra_\ell = 4,6 \cdot 10^7 \div 2,2 \cdot 10^8$ .

Вертикальные поверхности с оребрением часто встречаются в электронике, например, в электромагнитном двигателе звездообразного типа с раскрытым корпусом. Теплофизическую модель переноса можно представить следующим образом. На вертикальном цилиндре диаметром  $d$  имеются ребра шириной  $h$  и толщиной  $\delta$ . Площадь поперечного сечения межреберного пространства —  $f_n$ , периметр —  $p_n$ . Вся система полностью закрыта кожухом диаметром  $D$ , высотой  $H$ , толщиной  $\delta'$  с прямоугольными окнами высотой  $L$  и шириной  $b$  на боковой поверхности в межреберном пространстве. Среднее значение теплоотдачи с погрешностью 10% описывается формулой

$$\overline{Nu} = 0,5 \frac{L}{d_1} \left( \frac{d_1 b}{f_n} Gr_L \right)^{1/3} \quad (3.51)$$

при  $D = 56$  мм;  $H = 112$  мм;  $d = 70$  мм;  $h = 10$  мм;  $\delta = 8$  мм;  $\delta' = 3$  мм;  $b = 3 \div 14$  мм,  $\frac{d_1 b Gr_L}{f_n} = 0 \div 200$ , где  $d_1 = \frac{4f_n}{p}$ .

Раскрытие электродвигателя приводит к значительному увеличению теплоотдачи за счет вентиляционной способности окон и щелей.

Теплоотдающая поверхность радиаторов представляет собой комбинацию цилиндрических, плоских и призматических элементов, произвольно ориентированных друг относительно друга и в пространстве. Обычно схема тепловых расчетов таких развитых поверхностей основывается на упрощенном подходе определения теплообмена по формулам для простых одиночных тел. Однако при малых значениях  $Ra$ , характерных для



эксплуатационных режимов охлаждающих устройств полупроводниковых приборов, интенсивность теплообмена радиаторов в 1,5 – 2 раза ниже, чем для одиночной гладкой пластины.

Экспериментальное исследование естественной конвекции пяти радиаторов с прямыми продольными рядами, петельно-проволочным оребрением и гнутыми призматическими ребрами показали (В.Н. Легких и др.), что теплоотдачу можно определить из уравнения

$$\overline{Nu} = ARa_\ell \left( \ell - \exp \left[ -\frac{B}{Ra_\ell^{0,75}} \right] \right), \quad (3.52)$$

где  $A$  и  $B$  – коэффициенты, отражающие влияние геометрических параметров.

При петельно-проволочном оребрении радиаторов высотой  $\ell = 0,5\pi d$  при диаметре проволоки  $d = 0,68$  мм, поперечном  $S_1 = 7,3$  мм и продольном  $S_2 = 2,5$  мм шагах оребрения и высотой  $h = 70$  мм, коэффициенты  $A$  и  $B$  равны 8,5 и 3,8 соответственно.

В исследованиях А.П. Орнатского и др. для расчета теплоотдачи петельно-проволочных радиаторов с двухсторонним оребрением с точностью  $\pm 10\%$  предлагается уравнение:

$$\overline{Nu} = \left[ 0,02 + 0,01 \left( \frac{S_1}{d} \right) + 0,023 \left( \frac{S_2}{d} \right) - 0,00042 \left( \frac{h}{d} \right) \right] Ra_d^{1/4} \left( \frac{h}{d} \right)^{0,47} \quad (3.53)$$

при  $d = 0,45 \div 1,2$  мм;  $S_1 = 2 \div 15$  мм;  $S_2 = 1 \div 6$  мм;  $h = 40 \div 150$  мм;  $h_1 = 14 \div 18$  мм;  $Ra_d = 0,2 \div 10$ ;  $Pr = 0,7$ ;  $t_{cp} = \frac{t_w + t_f}{2}$ .

При одинаковом температурном напоре  $\Theta_c = t_w - t_f$  температура окружающей среды  $t_f$  слабо влияет на рассеиваемую мощность.

Для получения лучших тепловых характеристик рекомендуются следующие шаги оребрения: при  $h = 40 \div 70$  мм  $S_1 = 7 \div 8$  мм; при  $h = 100 \div 150$  мм  $S_1 = 10$  мм и  $S_2 = 2 \div 2,5$  мм. С увеличением диаметра проволоки рассеиваемая мощность увеличивается незначительно, но для обеспечения жесткости проволочных петель следует принимать для меди  $d = 0,6 \div 0,7$  мм, а для алюминия  $d \approx 0,8$  мм.

Вертикальная плоская поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-10 высотой 6,85 мм и с шагом оребрения, применяемым в стандартных водо-воздушных теплообменниках исследована Б.П. Базелевым. При исследовании

получена эмпирическая зависимость для расчета среднего коэффициента теплоотдачи с погрешностью 16%:

$$\bar{\alpha} = 0,09 \Theta_-^{0,25} \ell^{-0,85} \quad (3.54)$$

при  $\ell = 0,048 \pm 0,1$  м;  $\Theta_- = 5 \pm 105^\circ\text{C}$ ;  $\text{Pr} = 0,7$ .

Сперроу исследовал влияние вертикальных прерывистых стенок на плоские каналы, состоящие из коротких вертикальных пластин высотой  $h$ , температурой  $t_w$ . Теплоотдача в вертикальном канале увеличивается в 2 раза при  $\left(\frac{d_r}{H}\right) \text{Ra}_{d_r} = 10^3 \pm 10^5$  ( $d_r = 4b$ ;  $2b$  — расстояние между двумя прерывистыми стенками).

В своих исследованиях Пракаш и Сперроу пишут, что при шахматном и коридорном расположении пластин в вертикальном канале характер теплообмена слабо зависит от способа установки пластин и их числа вдоль одного вертикального ряда. Сравнение со случаем свободной конвекции в каналах между прерывистыми пластинами показывает, что при заданной разности температур поверхностей нагрева и внешней средой и одинаковой площади поверхности теплообмена коэффициент теплоотдачи увеличивается на 80÷90%. Для заданных значений площади теплообмена и тепловой нагрузки снижение разности температур составляет 35÷40%. При заданной нагрузке и разности температур высота вертикального канала уменьшается до 50%.

Экспериментальное исследование свободной конвекции на вертикальной поверхности при  $t_w = \text{const}$  с направленным навстречу потоку уступом рассматривалось в работах Сперроу и др. Высота уступа  $h$  изменялась от 0,32 до 0,95 см, расстояние от уступа до передней кромки  $L$  равнялось 7,62÷15,24 см. Величина  $L$  выбиралась таким образом, что она составляла 1/6 — 1/3 высоты пластины, требуемой для начала развития турбулентного пограничного слоя; следовательно, в опытах имел место ламинарный режим течения.

Высота уступа записывается в безразмерном виде  $h/\delta$ , где  $\delta$  — местная теоретическая толщина пограничного слоя, рассчитанная при  $X = L$  для случая обтекания плоской пластины с постоянной температурой поверхности. Для рассматриваемого случая  $\delta = 4,5L(4/\text{Gr}_L)^{1/4}$ .

В зависимости от величины  $h/\delta$  на некотором расстоянии ниже уступа профиль скорости мало отличается от профиля скорости, полученного в экспериментах Се, Колдвин при обтекании плоской пластины. По мере приближения к уступу максимальная скорость уменьшается, а толщина пограничного слоя увеличивается, так как при течении над уступом воздух

тормозится в направлении оси  $X$  и ускоряется в направлении оси  $Y$ . Непосредственно после пересечения уступа воздух вблизи стенки имеет относительно высокую скорость, однако по мере подъема его вверх вдоль пластины профиль стремится к профилю скорости при обтекании обычной плоской пластины. Се и Колдвин предполагают, что область малого давления ниже по течению не влияет заметно на общую картину течения, в то время как существенное увеличение размера выступа препятствует течению. Критическое значение  $h/\delta$  (при котором картина течения еще соответствует картине течения на плоской пластине), по их мнению, существует, вероятно, в области 0,61 и 0,72.

Как и профиль скорости, при некоторых расстояниях ниже уступа профиль температуры в общем случае имеет сходство с профилем температуры, полученным при обтекании плоской пластины. Вблизи уступа более теплый воздух, находящийся у стенки, начинает двигаться наружу, чтобы обойти уступ. Поэтому градиент температуры уменьшается, а пограничный слой утолщается. После того, как воздух пересекает уступ, толщина пограничного слоя уменьшается, и, следовательно, перенос тепла увеличивается. По мере движения воздуха вниз по течению профиль стремится восстановить форму, характерную при обтекании плоской пластины.

Уступ большого размера, по-видимому, влияет на профили температуры вверх по течению. Для диапазона изменения  $X/L$  от 0,51 до 0,55 градиент температуры вблизи стенки отличается от случая обтекания плоской пластины. Далее вниз по течению от уступа для  $h/\delta = 0,48$  профиль температуры даже при  $X/L = 1,73$  не повторяет профиль температуры при обтекании плоской пластины. Для профилей температуры при  $h/\delta = 0,61$  и 0,72 различие такого характера отсутствует. Для нахождения локального коэффициента теплоотдачи ( $Nu_x$ ) использовалось уравнение:

$$\frac{Nu_x}{Gr_x^{1/4}} = -0,707 \left( \frac{\delta \theta}{\delta \eta} \right)_w. \quad (3.55)$$

Соотношение между  $Nu_x/Gr_x^{1/4}$  и  $X/L$  для чисел Грасгофа, изменяющихся в диапазоне от  $2 \cdot 10^5$  до  $8 \cdot 10^7$ , может быть записано для  $X/L < 1$ :

$$\frac{Nu_x}{Gr_x^{1/4}} = \left( 0,657 - 0,830 \frac{t}{\delta_{FR}} \right) \left( 1 - \frac{X}{L} \right)^{1/5}; \quad \frac{h}{\delta} = 0,25 \div 0,61; \quad (3.56)$$

$$\frac{Nu_x}{Gr_x^{1/4}} = \left( -0,289 - 0,721 \frac{t}{\delta_{FR}} \right) \left( 1 - \frac{X}{L} \right)^{1/5}; \quad \frac{h}{\delta} = 0,61 \div 0,72. \quad (3.57)$$

Соответственно для  $X/L > 1$  будет:

$$\frac{Nu_X}{Gr_X^{1/4}} = \left( 0,808 - 1,327 \frac{t}{\delta_{FR}} \right) \left( \frac{X}{L} - 1 \right)^{1/5}; \quad \frac{h}{\delta} = 0,25 \div 0,48; \quad (3.58)$$

$$\frac{Nu_X}{Gr_X^{1/4}} = \left( -0,707 - 1,832 \frac{t}{\delta_{FR}} \right) \left( \frac{X}{L} - 1 \right)^{1/5}; \quad \frac{h}{\delta} = 0,48 \div 0,61; \quad (3.59)$$

$$\frac{Nu_X}{Gr_X^{1/4}} = \left( 1,446 - 1,672 \frac{t}{\delta_{FR}} \right) \left( \frac{X}{L} - 1 \right)^{1/5}; \quad \frac{h}{\delta} = 0,61 \div 0,72. \quad (3.60)$$

Теплофизические свойства в приведенных корреляционных соотношениях вычислены при  $T_r = T_w + 0,17(T_w - T_f)$  для значений  $T_w = 71^\circ\text{C}$  и  $T_f = 27^\circ\text{C}$ . Погрешность в определении параметра теплоотдачи  $Nu_w/Gr_w^{1/4}$  составляет менее 20%.

Приведенные уравнения показывают, что параметр теплоотдачи уменьшается с увеличением  $X/L$  до тех пор, пока не будет достигнуто сечение уступа, где параметр теплоотдачи обращается в нуль. Далее вниз по течению за выступом параметр теплоотдачи постепенно увеличивается с увеличением расстояния и при малых размерах уступа достигает значения, характерного для обтекания плоской пластины. Для выступов небольших размеров вклад поверхностей уступов в перенос тепла при анализе задачи не учитывался.

Получена универсальная зависимость для теплоотдачи одиночных тел различной формы, расположенных на вертикальной стенке плоского канала, при свободноконвективном движении воздуха (А.А. Халитов и др.) В качестве исследуемых объектов использовались короткие цилиндры и прямоугольные параллелепипеды, изготовленные из стали и алюминия.

Обобщенная зависимость для среднего значения коэффициента теплообмена справедлива в диапазоне чисел Грасгофа  $1,5 \cdot 10^3 \leq Gr \leq 1,1 \cdot 10^6$ .

В работах Ханга и Шиау экспериментально исследован нестационарный свободноконвективный теплообмен вертикальных параллельных пластин с прямоугольным ребром для случаев переходных процессов при включении подогрева и локального стационарного режима в условиях асимметричного равномерного нагрева. С помощью статистической модели показано, что поперечный размер канала не оказывает существенного влияния на средние характеристики теплопереноса, если конвективный тепловой поток поддерживается постоянным. Исследуемый диапазон местного модифицированного Рэлея от  $3,75 \cdot 10^8$  до  $1,93 \cdot 10^9$  соответствовал ламинарному режиму для эквивалентной нагреваемой плоской пластины, однако характеристики теплопереноса в области вниз по потоку за препятствием очень схожи с характеристиками турбулентного движения.

Проведены измерения конвективного теплового потока и предложены новые соотношения для чисел Нуссельта, описывающие локальные характеристики в области вниз по потоку:

$$\text{Nu} = 0,519\text{Ra}_X^{1/3} \quad \text{для } X \leq 0,75, \quad (3.61)$$

$$\text{Nu} = 0,252\text{Ra}_X^{1/3} \quad \text{для } X > 0,75, \quad (3.62)$$

где  $X = X/L$  – безразмерная координата вдоль основной поверхности и поверхности исследуемого ребра.

Экспериментальные результаты для случая  $H/B = 2 + 8$ , где  $H$  – ширина канала,  $B$  – высота ребра и  $q = 41,32 + 269,35 \text{ Вт/м}^2$  при  $X > 0,75$  изображены на рис. 3.27.

Экспериментальное и теоретическое исследование ламинарной естественной конвекции воздуха в вертикальном канале с одиночным препятствием проведено Сзидом. С помощью оптических методов при использовании интерферометра Маха – Цандера получены распределения температуры и теплового потока для изотермической стенки, а также визуальные картины течения. Численные расчеты сделаны для двух случаев граничных условий: постоянства температуры и постоянства теплового потока на стенках канала. Наличие препятствия приводит к существенному изменению интенсивности теплообмена по сравнению с гладкими стенками. По мере возрастания скорости течения вблизи препятствия локальный коэффициент теплообмена увеличивается до некоторой максимальной величины, затем падает вместе со скоростью до минимума, после чего снова возрастает (рис. 3.28). Эта тенденция отмечена для всех исследованных значений числа  $\text{Ra} = \text{Gr Pr}$  (число  $\text{Gr}$  подсчитано через  $\Delta t$ ), которое изменялось от  $10^2$  до  $10^4$ . Однако среднее значение коэффициента теплообмена оказывается меньшим по сравнению с гладким каналом, что обусловлено снижением скорости потока и возникновением циркуляционных течений, вызванных наличием препятствия. При этом среднее значение числа Нуссельта уменьшается на 5% при  $\text{Re} = 10^4$  и на 40% при  $\text{Re} = 10$  для случая постоянной температуры на стенках канала. Замечено также, что изменение расположения препятствий вдоль стенки приводит к изменению интенсивности теплопереноса. Перемещение препятствия от входа к выходу вызывает уменьшение средней интенсивности теплопереноса для канала в случае постоянного теплового потока на стенках. Максимальная температура (которая достигается на пересечении верхнего края препятствия и стенки) лишь на 4% больше максимальной температуры в канале без препятствия (в котором она достигается на выходе).

Визуализация течения и измерение температурного поля в области за обращенной вдоль потока ступенькой при естественной конвекции воды возле вертикальной пластины с прямоугольным изломом проведены в исследованиях Тошиуки, Кензо. Ими также экспериментально исследованы течение и теплообмен за двумерным уступом в потоке дезаэрированной воды на вертикальной плоской поверхности. Поверхность уступа и вертикальные теплообменные поверхности подогревались равномерными и однородными тепловыми потоками. Диапазон чисел Грасгофа при входе в зону отрыва составлял от  $4 \cdot 10^6$  до  $2 \cdot 10^9$ . При длине поверхности перед уступом 30, 60 и 120 мм его высота варьировалась от 0 до 70 мм. Температурные поля измерялись хромель-алюмелевыми термопарами. Для визуализации течения и температурного поля применялись красители и гермочувствительные пластины на жидких кристаллах. При малой высоте уступа наблюдалось безотрывное течение, но по мере увеличения высоты происходил отрыв потока и переход к турбулентному течению.

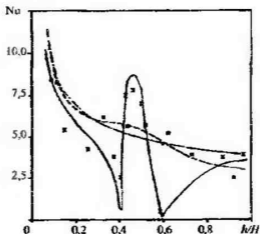


Рис. 3.28

Режимы теплообмена естественной конвекцией и распределения температуры стенки вдоль вертикальной плоской пластины при использовании различных уступов также подробно исследованы в работе Теруми, Кэцу.

В.С. Бурак экспериментально исследовал свободноконвективный теплообмен на вертикальной пластине с постоянным тепловым потоком при наличии одного или нескольких прямоугольных уступов. Исследование полей температур проводилось при помощи интерферометра Маха – Цандера. В процессе эксперимента число Рэлея изменялось от нуля до  $Ra = 2,8 \cdot 10^3$ . Изучение температурных полей проводилось для пластины с одним, двумя и тремя прямоугольными уступами, расстояние между которыми 30 мм. Величина теплового потока на стенке варьировалась в пределах  $q_c = 0 + 10^3$  Вт/м<sup>2</sup>.

Результаты визуализации показали, что с достаточно высокой степенью точности свободноконвективное течение около пластины в данных экспериментах можно рассматривать как двумерное. Поэтому при обработке интерферограмм с целью расчета температурного поля около пластины предполагалось, что температура не зависит от координаты  $Z$  в направлении распространения зондирующего излучения в интерферометре, за исключением краев пластины, где сказываются концевые эффекты.

На рис. 3.29 рядом с соответствующими интерферограммами приведены графики температурного распределения в пограничном слое около вертикальной пластины с уступами.

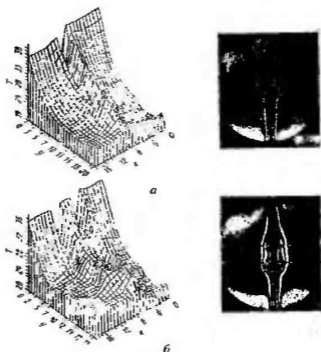


Рис. 3.29

Фторопластовый уступ в данном случае не является тепловыделяющим элементом и нагревается от стальной пластины, поэтому температура поверхности уступа несколько ниже температуры поверхности пластины. В случае одного уступа (рис. 3.29, а) распределение температуры поперек пограничного слоя (вдоль координаты  $y$ ) монотонное в области перед уступом и позади него. Толщина теплового пограничного слоя в этих областях увеличивается примерно вдвое по сравнению с невозмущенной областью свободноконвективного течения до уступа.

Следует отметить относительно низкий поперечный градиент температуры в области, расположенной сразу за уступом, что указывает на наличие в ней интенсивного конвективного перемешивания потока.

В случае двух (рис. 3.29, б) или трех уступов, расположенных на вертикальной пластине, температурное поле вблизи препятствий аналогично распределению температуры около одного уступа, однако при этом наблюдается снижение поперечного температурного градиента в пограничном слое на уступах вниз по потоку. Возмущающее действие уступов приводит к волнообразному характеру распределения температуры вдоль пограничного слоя. Следует отметить, что при наличии двух и особенно трех уступов поперечный градиент температуры на пластине возрастает на некотором расстоянии после препятствий по сравнению с градиентом на пластине до уступов.

Трековая визуализация свободноконвективного течения на вертикальной пластине с постоянным тепловым потоком при наличии одного или нескольких прямоугольных уступов, расстояние между которыми 20 мм, представлена на рис. 3.30. Как видно из этого рисунка, наличие уступов на пластине вызывает отрыв динамического пограничного слоя, огибающего область препятствий. В отрывной области сразу за уступом наблюдаются пристенные циркуляционные течения, состоящие из двух противоположно вращающихся вихрей. Очевидно, что наличие относительно низкого поперечного градиента температуры в области между уступами, зарегистрированное при интерферометрических измерениях, обусловлено существованием этих вихревых потоков, обеспечивающих интенсивный конвективный теплообмен. Вихревое движение газа занимает всю область между уступами.

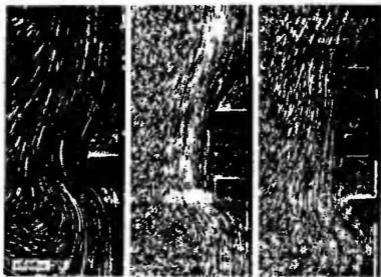


Рис. 3.30



В случае, когда расстояние между уступами составляет 10 мм (область между ними имеет форму квадрата), возникающее отрывное течение представляет собой два противоположно вращающихся круговых вихря. При увеличении расстояния между выступами  $\ell_1$  до 30 мм (что соответствует отношению этого размера к высоте уступа  $\ell_1/h = 3$ ) форма вихрей становится более вытянутой, и в области, непосредственно примыкающей ко второму уступу, образуется небольшая застойная зона. Дальнейшее увеличение расстояния между выступами приводит к возрастанию размеров застойной зоны и завершается прилипанием динамического пограничного слоя к пластине в области между уступами.

Вихревое течение в области между уступами интенсифицирует процесс теплообмена между пластиной и окружающей средой при соотношении размера  $\ell_1$  и высоты уступа  $\ell_1/h = 1 + 3$ . При больших значениях  $\ell_1/h$  около верхнего по направлению течения газа уступа возникает застойная зона, в которой конвективный перенос тепла практически отсутствует, и теплообмен между пластиной и окружающей средой осуществляется преимущественно за счет теплопроводности. Полученные оптимальные соотношения  $\ell_1/h = 1 + 3$  необычны при сравнении их с вынужденным течением в ДШК и поэтому требуют дополнительной опытной проверки и дальнейшего подробного изучения картины течения и процессов переноса в условиях интенсификации свободной конвекции. Теплоперенос при обычных свободноконвективных течениях изучен достаточно фундаментально [39 – 43].

## Глава 4. МОДЕЛИ ПЕРЕНОСА, РАСЧЕТ ТЕПЛОТДАЧИ И СОПРОТИВЛЕНИЯ В ИНТЕНСИФИЦИРОВАННЫХ ТА

### 4.1. Модель турбулентного течения в ДШК, релаксация внутреннего пограничного слоя, теплогидравлический расчет ДШК

Экспериментально обнаруженный в отечественных и зарубежных работах факт образования внутренних пограничных слоев в потоке, обтекающем различные интенсификаторы теплообмена на стенке канала, позволяет построить эффективные модели течения и соответствующие приближенные методы теплогидравлического расчета каналов интенсифицированных ТА. Расчет каналов в этом случае целесообразно базировать на интегральных методах теории пограничного слоя.

Для обсуждения гидродинамики потока в каналах с выступами (интенсификаторами теплообмена) полезно рассмотреть модель течения (рис. 4.1) при обтекании турбулентным потоком регулярно расположенных на стенке поперечных выступов в трубе. Модель базируется на детальном подходе к описанию обтекания единичного выступа. Течение между двумя соседними выступами самостоятельное при  $t/h \geq 9$  ( $h$  – высота,  $t$  – шаг выступов) и диффузорное. В натекающем потоке выступ «срезает» переменную часть профиля скорости, что приводит к формированию нового внутреннего пограничного слоя  $l$  от точки отрыва на выступе вдоль поверхности каверны  $3$  (за выступом) до точки присоединения потока к стенке  $x_c$  и далее вдоль стенки до следующего выступа. Современные опытные данные показывают, что на границе каверны и основного потока течения присущи черты течения в вязком слое. Поэтому развитие внутреннего пограничного слоя начинается непосредственно за выступом на поверхности каверны. После каждого низкого выступа во внутреннем слое универсальный профиль скорости, близкий к гладкой стенке, восстанавливается непосредственно после точки присоединения, поэтому за ней для

слоя  $I$  приближенно справедлива схема «стандартного» пограничного слоя на гладкой стенке.

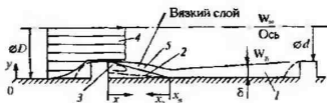


Рис. 4.1

Вихри, генерируемые выступом, попадают во внешнюю часть внутреннего пограничного слоя  $I$  и в качестве турбулентности ( $Tu$ ) внешнего (относительно пограничного слоя) течения заметно влияют на теплообмен и незначительно на трение стенки. Степень влияния внешней турбулентности на процессы переноса около стенки зависит от соотношения толщины внутреннего слоя и масштаба вихрей от выступов, а также от уровня турбулентности. Механизм этого влияния исследован недостаточно. Вихри от выступа скатываются по поверхности каверны  $3$  и в области присоединения  $x_s$  соударяются со стенкой. Этим обусловлены максимумы теплоотдачи, трения и турбулентности в точке присоединения и начало интенсивного распада вихрей, сопровождающегося снижением влияния внешней турбулентности на перенос около стенки. Влияние внешней турбулентности асимптотическое, при  $Tu \geq 10\%$  оно стабилизируется. После выступа турбулентность достаточно быстро снижается до уровня турбулентности в гладкой трубе.

Интенсификация теплообмена за выступом обеспечивается обновлением пограничного слоя и турбулентностью, создаваемой выступом.

На стенке канала под каверной  $3$  за выступом от точки присоединения в направлении, обратном основному течению, развивается другой пограничный слой  $2$ , определяющий теплогидравлическое взаимодействие потока со стенкой в области каверны.

Под низким выступом в модели течения понимается технически целесообразный выступ ( $d/D \geq 0,9$ ), близкий к минимальной высоте, обеспечивающей режим частичного или полного проявления шероховатости ( $D, d$  — диаметры гладкого канала и горла выступа).

Малые высота выступа и толщина обновленного пограничного слоя  $I$  сравнительно с поперечным размером канала позволяют отождествлять обтекание выступа в канале с течением около выступа на плоской стенке.

Модель течения справедлива для многих видов дискретно шероховатых каналов и труб: прямоугольного охлаждающего канала лопатки турбины ГТУ; кольцевого канала; продольного обтекания пучка твэлов ядерного реактора. В незначительно модернизированной форме эта модель сохраняется для труб со спиральными выступами (и проволочными вставками). Внутренние пограничные слои вида 1 и 2 являются основными принципиальными частями моделей течения в каналах с канавками и сферическими выемками. Модель достаточно объективно описывает картину потока в канавках с присоединением основного течения на дне канавки.

Во всех указанных случаях отрезок канала (с одиночным выступом), на котором находятся внутренние слои 1 и 2, является типовым (повторяющимся) для канала и потока. Средние значения коэффициентов теплоотдачи и сопротивления на типовом отрезке и во всем канале одинаковы. Процессы переноса около стенки полностью обусловлены взаимодействием слоев 1 и 2 со стенкой. Теплоотдача и сопротивление каналов определяются расчетом указанных слоев (с учетом сопротивления одиночного выступа). Поэтому весьма важна достоверная информация о характере и границах режимов течения в последних. Однако ввиду сложности и недостаточного исследования гидродинамической картины течения в интенсифицированных каналах вопрос о границах режимов течения остается пока открытым. Следовательно, сейчас актуально решить этот вопрос на основе существующей экспериментальной информации.

Гидродинамические свойства слоев 1 и 2 близки к характеристикам обычного «стандартного» течения на гладкой пластине.

Необходимо подтвердить справедливость модели на основе полупырической теории турбулентности и известных опытных исследований. Особое внимание требуется уделить процессу релаксации внутреннего пограничного слоя за выступом.

Более подробное описание модели дано в [44].

Для теплогидравлического расчета канала необходима информация по гидродинамике автономного внутреннего пограничного слоя, развивающегося за каждым выступом по поверхности каверны до точки присоединения и далее вдоль стенки до следующего выступа. За точкой присоединения потока после низкого выступа происходит релаксация внутреннего турбулентного пограничного слоя. Полное равновесное состояние течения, строго соответствующее гладкому каналу, достигается на расстоянии  $x/h \geq 12$  от выступа. Анализ опытных исследований позволяет выделить важную особенность профиля скоростей во внутреннем пограничном слое на пути его релаксации ( $x/h < 12$ ): профиль скоростей во внутреннем пограничном слое весьма мало отличается от профиля скоростей на гладкой пластине

(в стандартных условиях течения). Особенно важно, что в пристенной зоне течения ( $y^+ \leq 10^3$ ), решающим образом определяющей теплогидравлическое взаимодействие потока со стенкой, профили скоростей на рассматриваемом участке канала и на пластине почти совпадают. Отклонение профиля скорости от профиля на пластине и длина пути релаксации зависят от высоты выступа. Результаты опытов закономерны. Возмущение потока от выступа имеет импульсный характер, импульс возмущения от низкого выступа (качественно и количественно) относительно мал, поэтому восстановление структуры течения, характерной для гладкой стенки, за низким выступом происходит достаточно быстро. Стремление высоты выступа к нулю  $h/D \rightarrow 0$  предопределяет объективный переход от значительно возмущенного высокими выступами течения к практически невозмущенному выступами течению в гидравлически гладком канале при  $h^+ \leq 5$ .

Целесообразно объяснить результаты опытов на основе полуэмпирической теории турбулентности.

Течение между двумя кольцевыми выступами в трубе отрывное и слабодиффузорное (при низких выступах), внутренний пограничный слой развивается под влиянием внешней турбулентности, порождаемой выступами ( $Tu < 15\%$ ), и относительно малого положительного градиента давления. Для оценки воздействия этих факторов на профиль скорости во внутреннем пограничном слое целесообразно использовать принцип независимости внешних воздействий для выяснения суммарного эффекта их влияния.

При определении влияния внешней турбулентности необходимо учитывать асимптотическое воздействие ее на трение на стенке и консервативность течения непосредственно около стенки к внешним воздействиям. По С.С. Кутателадзе, А.А. Жукаускасу турбулентность внешнего течения пренебрежимо мало влияет на трение на стенке. Экспериментально установлено (А.А. Жукаускас и др.) очень слабое влияние внешней турбулентности на трение около стенки при  $Tu = 4 \div 10\%$ . В этом диапазоне  $Tu$ , а с учетом асимптотического влияния внешней турбулентности и в случае  $Tu > 10\%$ , возможно пренебречь влиянием этой турбулентности на трение около стенки. Расчеты (А.В. Фафурин) подтверждают опытные данные: возрастание внешней турбулентности свыше 10% прекращает влиять на коэффициент трения на стенке. Разность полиномов распределения касательных напряжений трения поперек пограничного слоя при наличии внешней турбулентности

$$\bar{\tau}_2 = 1 - 3\xi^2 + 2\xi^3 + 3\bar{\tau}_0 \xi^2 [1 - (2/3)\xi]$$

и при отсутствии внешней турбулентности (в стандартных условиях)

$$\bar{\tau}_0 = 1 - 3\xi^2 + 2\xi^3$$

равна:

$$\Delta \bar{\tau} = \bar{\tau}_x - \bar{\tau}_0 = 3\bar{\tau}_\delta \xi^2 [1 - (2/3)\xi], \quad (4.1)$$

где  $\bar{\tau}_x = \tau_x / \tau_w$ ;  $\bar{\tau}_\delta = \tau_\delta / \tau_w$ ;  $\bar{\tau}_0 = \tau_0 / \tau_w$ ;  $\tau_\delta$  — напряжение на внешней границе пограничного слоя;  $\xi = y/\delta$  — поперечная координата.

Из соотношения (4.1) следует, что на стенке ( $\xi = 0$ ) не проявляется воздействие внешней турбулентности на трение ( $\Delta \bar{\tau} = 0$ ). Расчеты профилей касательных напряжений в пограничном слое при  $Tu = 3 \div 20\%$  также привели к выводу  $\Delta \bar{\tau} = 0$ . Следовательно, после точки присоединения за выступом влиянием внешней турбулентности на трение на стенке можно пренебречь. Близко к стенке (при малых  $\xi$ ) профиль напряжений при наличии внешней турбулентности будет также мало отличаться от профиля напряжений в стандартных условиях ( $\Delta \bar{\tau} \rightarrow 0$ ). Внешней границе пограничного слоя  $\xi = 1$  соответствует  $\Delta \bar{\tau} = \bar{\tau}_\delta$ , в обычном пограничном слое на пластине  $\tau_\delta \rightarrow 0$ , тогда  $\Delta \bar{\tau} \rightarrow 0$ . Поэтому в области внешней границы пограничного слоя можно ожидать малое влияние внешней турбулентности на профиль касательных напряжений (скоростей). Измерения профилей скорости в пограничном слое на пластине в условиях различной интенсивности турбулентности внешнего потока по С.С. Кутателадзе, А.И. Леонтьеву, А.А. Жукаускасу подтверждают, что профили относительной  $\bar{W}_x/W_\infty$  и универсальной  $W^*$  скоростей в пристенной зоне  $y^+ < 2 \cdot 10^3$  при  $Tu = 4,1 \div 7,8\%$  остаются неизменными и практически совпадают с профилем для стандартного случая. Около внешней границы пограничного слоя  $\xi \geq 0,8$  профили скоростей также совпадают. В средней части пограничного слоя максимальная разность скоростей  $\bar{W}_x/W_\infty$  при  $Tu = 2,3 \div 7,8\%$  составляет не более 7.5%; при значениях  $Tu = 4 \div 7,8\%$  эта разность заметно уменьшается ( $Tu = 4\%$  соответствует гладкой трубе).

В опытных исследованиях воздействия турбулентности внешнего течения на турбулентный пограничный слой около гладкой пластины (Е.П. Дыбан, Э.Я. Эпик [45]) обнаружено наличие этого влияния на переносные свойства пограничного слоя. Однако мера влияния внешней турбулентности  $Tu$  зависит от значения  $Tu$ , числа  $Re$  потока и поперечной координаты в пограничном слое. Экспериментальные измерения подтверждают асимптотический характер воздействия  $Tu$  на пограничный слой и консервативность пристенной зоны течения относительно влияния  $Tu$ .

Действительно, уровень интенсивности турбулентности в пограничном слое изменяется под воздействием внешней турбулентности тем меньше, чем больше  $Tu$ . Интенсивность турбулентности, генерируемой вблизи стенки,

почти не зависит от значения  $Tu$ . При  $Tu = 6,85\%$  отклонение от обычного логарифмического профиля скорости  $W^+$  в пограничном слое наблюдалось только при  $y^+ > 500$ . Закон следа для профиля скорости не изменяется при различных  $Tu$ . При  $Tu = 6,85\%$  отклонение фактического профиля скорости от обычного закона дефекта скорости возникало при  $y/\delta \geq 0,5$ . Координата максимума турбулентности в пограничном слое постоянна ( $y^+ \approx 15$ ) и не зависит от значений  $Tu$  и  $Re$ .

В случае использования результатов опытов [45] для анализа влияния внешней турбулентности на внутренний пограничный слой между выступами дискретно шероховатого канала необходимо учитывать весьма различные характеристики внешней турбулентности в опытах [45] и в канале с выступами. В опытах на пластине [45] значение  $Tu$  одинаково по всему поперечному сечению внешнего потока, который в этом случае являлся почти неограниченным источником возмущений (пульсационной энергии) для пограничного слоя пластины.

В канале с низкими выступами внешняя турбулентность генерируется локально на уровне вершины выступов, дискретно по потоку, при резком затухании турбулентности вдоль потока (на участке  $l$ ). Очевидно, что в таких условиях внешняя турбулентность не имеет достаточных энергетических возможностей для обеспечения значительных гидродинамических возмущений во внутреннем пограничном слое. Поэтому следует прогнозировать незначительное изменение профиля скорости в нем по сравнению с обычным профилем (особенно около стенки) под влиянием  $Tu$  от выступов. Под обычным профилем скорости следует понимать профиль  $W^+$  в каналах реального энергооборудования, для которого в ядре потока  $Tu \approx 4\%$ . Создание выступами дополнительной турбулентности  $Tu > 4\%$  мало изменит профиль скорости.

Следовательно, для внутреннего пограничного слоя за выступом можно ожидать малое изменение профиля скорости под влиянием турбулентности от выступа по сравнению с профилем стандартного течения по всему поперечному сечению пограничного слоя.

Для оценки влияния диффузорности течения за выступом на поле скоростей во внутреннем пограничном слое необходимо привлечь профиль касательных напряжений трения для пограничного слоя с градиентом давления по С.С. Кутателадзе, А.И. Леонтьеву [36]:

$$\bar{\tau} = \bar{\tau}_0 (1 + \Lambda \xi / (1 + 2\xi)), \quad (4.2)$$

где  $\Lambda = \frac{\delta}{\tau_w} \frac{dp}{dx}$  — формпараметр; в пристенной области  $1/(1 + 2\xi) = 1$ .

В профиле (4.2) требуется выяснить максимальное значение  $\Lambda$  для канала с низкими выступами, которое соответствует предельной высоте таких выступов:  $d/D = 0,9$  ( $d = D - 2h$ ). Доля коэффициента трения от общего коэффициента сопротивления трубы с выступами составляет 25% при высоте выступов  $d/D = 0,8$  [10]. Следовательно, на типовом участке трубы, равном шагу выступов  $t$ , основным сопротивлением является местное гидросопротивление выступа, поэтому общее сопротивление на участке  $t$  можно записать в форме

$$\Delta p_{\Sigma} \approx (4/3)\varphi(\rho W^2/2). \quad (4.3)$$

Пусть (4.3) справедливо и для выступов высотой  $d/D = 0,9$ .

При постоянстве градиента давления вдоль потока значение его оценивается выражением

$$dp/dx = \Delta p_{\Sigma} m_1 / t = (2/3)t\varphi\rho W^2 m_1,$$

где коэффициент местного сопротивления выступа для  $d/D = 0,9$  по И.Е. Идельчику равен  $\varphi = 0,2$ ;  $m_1 = (d/D)^2$  — восстановленная часть перепада давления.

Если учесть, что порядок толщины внутреннего пограничного слоя одинаков с высотой выступа ( $\delta \approx h$ ), а  $\tau_w = \frac{\epsilon}{8}\rho W^2$ , при этом по Коху на стенке между выступами  $\epsilon = 0,316 \text{Re}^{-0,25}$ , тогда

$$\Lambda \approx 16,85h \text{Re}^{0,25} t^{-1} \varphi m_1, \quad (4.4)$$

откуда при  $\text{Re} = 10^4$  и  $t/h = 20$  получается  $\Lambda \approx 1,35$ . Соответственно профиль (4.2) принимает вид

$$\bar{\tau} = \bar{\tau}_0(1 + 1,35\xi). \quad (4.5)$$

Выражение (4.5) показывает, что вблизи стенки (при малых  $\xi$ ) профили напряжений  $\bar{\tau}$  и  $\bar{\tau}_0$  мало отличаются между собой, но при удалении от стенки различие профилей напряжений (скоростей) в шероховатой и гладкой трубах под влиянием градиента давления ( $\Lambda$ ) может быть существенным. Очевидна зависимость меры влияния градиента давления на поле скоростей от этого градиента.

Оценка (4.4) для значений  $\Lambda$  и  $dp/dx$  завышена, фактический градиент  $dp/dx$  меньше из-за нарастающей толщины внутреннего пограничного слоя между выступами. Поэтому и во внешней части внутреннего слоя возможно малое отклонение профиля скорости от стандартного. Правомерность приближенной оценки, которая сводится к пренебрежимо малому влиянию диффузорности течения на профиль скоростей непосредственно около стенки



за низким выступом в канале, подтверждается измерениями С.С. Кутателадзе и других [36] в потоках со значительными градиентами давления. Профиль скоростей в таком потоке совпадает со стандартным профилем при  $y^+ < 320$ .

Таким образом, возмущающие факторы  $Tu$ ,  $dp/dx$  не оказывают существенного влияния на течение во внутреннем пограничном слое за низким выступом — после присоединения профиль скоростей в этом слое (особенно в пристенной зоне  $y^+ < 10^3$ ) почти полностью совпадает со стандартным профилем на пластине. Совпадение профилей температур во внутреннем слое и на пластине тем более справедливо, так как процесс теплопереноса существенно консервативен к влиянию градиента давления во внешнем потоке.

Интересно оценить изменение возмущающих факторов  $Tu$ ,  $dp/dx$  (и  $dW/dx$ ) в ядре течения после присоединения за выступом.

При равномерном профиле скорости в горле выступа и постоянстве расхода среды уравнение неразрывности в трубе между двумя выступами имеет вид

$$\rho_0 W_0 r_0^2 = 2 \int_0^R \rho W r dr = G = \text{const}, \quad (4.6)$$

где  $R = D/2$ ;  $r$  — текущий радиус;  $G$  — массовый расход;  $r_0$ ,  $W_0$  — радиус и скорость в горле выступа.

Толщина вытеснения за точкой присоединения

$$\delta^* = \int_0^{\delta} \left( 1 - \frac{\rho W}{\rho_{\text{я}} W_{\text{я}}} \right) (1 - y/R) dy, \quad (4.7)$$

где  $\rho_{\text{я}}$ ,  $W_{\text{я}}$  — плотность и скорость среды в ядре потока.

Уравнение неразрывности можно записать в форме

$$\rho_0 W_0 / \rho_{\text{я}} W_{\text{я}} = (r/r_0)^2 (1 - 2\delta^*/r), \quad (4.8)$$

за точкой присоединения  $r = R$ ;  $(r/r_0)^2 = \text{const} = (R/r_0)^2 = c_1$ ; для постоянной плотности среды  $\rho_0 = \rho_{\text{я}} = \rho = \text{const}$ :

$$W_0 / W_{\text{я}} = c_1 (1 - 2\delta^*/R). \quad (4.9)$$

Для оценки изменения скорости  $W_{\text{я}}$  между выступами можно использовать понятие тонкого осесимметричного пограничного слоя для обновленного течения после присоединения, что справедливо при  $\delta \ll R$ . Преобразования Степанова — Манглера [35] позволяют перейти от обсуждения внутреннего пограничного слоя в трубе к эквивалентному течению на плоской поверхности.

Соотношение между параметрами потока в трубе и эквивалентного плоского течения (отмечены чертой) описывается формулами [35]:

$$\bar{W} = W; \quad \bar{X} = \int_0^x (r_w/R)^{n+1} dx; \quad \bar{y} = (r_w/R)y; \quad \bar{H} = H;$$

$$\bar{\tau} = \tau / (r_w/R)^n; \quad \bar{\delta}^{**} / \delta^{**} = r_w/R; \quad n = 0,268, \quad (4.10)$$

где  $r_w$  — радиус границы потока в трубе за выступом, который изменяется по поверхности каверны и остается постоянным ( $r_w = R$ ) или  $r_w/R = 1$  за точкой присоединения.

Формулы (4.10) убеждают, что параметры обновленного пограничного слоя в трубе за выступом после присоединения одинаковы с соответствующими параметрами течения на плоской стенке. Поэтому для расчета характеристик потока в трубе с выступами возможно использовать теорию течения для пластины. Оценки А.А. Жукаускаса [9] подтверждают эквивалентность тонкого осесимметричного пограничного слоя и течения на плоской стенке относительно процессов переноса. При малых  $dp/dx$  в потоке (низкие выступы) можно полагать постоянство формпараметра  $H$  вдоль пограничного слоя [35]. Тогда за выступом  $H = \delta^*/\delta^{**} \approx \text{const}$  и  $\bar{\delta}^* = \delta^*$ . Если использовать соотношение для плоской стенки  $\delta^* \approx 0,125\delta$ , то в формуле (4.9) можно полагать  $\delta^*/R \ll 1$ , следовательно  $W_0/W_a \approx c_1$ , или  $W_a \approx \text{const}$ , т.е. изменение  $W_a$  за точкой присоединения мало. Из уравнения движения для ядра  $dp/dx = -\rho_a W_a (dW_a/dx)$  следует незначительность и постоянство  $dp/dx$ , что подтверждается опытами В.К. Мигая и другими [46].

Опытами установлено, что кольцевой выступ относится к типу турбулизаторов, повышающих уровень турбулентности потока в результате изменения поперечного сечения канала. Для выступа оказался справедлив (после присоединения) опытный закон затухания турбулентности за диском с отверстиями [34]

$$\text{Tu} = \text{Tu}_{\max} \left[ (X/D + \text{Tu}_{\max}) / \text{Tu}_{\max} \right]^{-n},$$

$$n = 3,71 \cdot 10^{-3} \text{Tu}_{\max}^{1,41},$$

который на участке  $l$  почти совпадает с линейным законом (В.В. Олимпиев и др.). Сравнение опытных профилей скорости в канале с выступами при  $h/D = 0,05$ ,  $\text{Re} = 1,31 \cdot 10^3$  (рис. 4.2) с обычным расчетным турбулентным профилем скорости на пластине убеждает в достоверности приведенных оценок относительно быстрой релаксации внутреннего слоя после присоединения за низким препятствием, что значительно облегчает расчет теплообмена и трения на стенке (линия 1 — опыт,  $x = 8h$  (от выступа); линия 2 — расчетный турбулентный профиль скорости на пластине  $\bar{W}_x / W_\infty = (y/\delta)^{1/7}$ , где  $\bar{W}_x$  — осредненная продольная скорость.

На рис. 4.3 линия 1 — опыт,  $x = 11h$ ; линия 2 — пластина (остальные условия одинаковы с условиями к рис. 4.2).

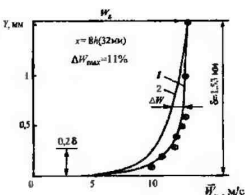


Рис. 4.2

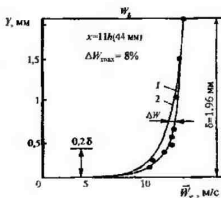


Рис. 4.3

Расчет местных коэффициентов теплоотдачи и сопротивления трения на типовом участке канала с выступами длиной  $l$  возможно выполнить следующим образом.

После присоединения внутреннего пограничного слоя за выступом теплоотдача и трение этого слоя на стенке (от точки присоединения до следующего выступа) рассчитываются как для обычного турбулентного пограничного слоя на пластине методом С.С. Кутателадзе — А.И. Леонтьева [36] с учетом градиента продольного давления и влияния внешней турбулентности на перенос около стенки по А.А. Жукаускасу [9].

Теплоотдача и трение на стенке под каверной за выступом определяются посредством расчета другого возвратного внутреннего пограничного слоя, развивающегося под каверной от точки присоединения обратно к выступу.

Расчет возвратного слоя можно провести методом А.И. Леонтьева и др., разработанным для внезапного расширения в трубе при малых степенях расширений. Осреднением теплоотдачи и трения стенки на участке  $l$  находятся средние коэффициенты теплоотдачи и сопротивления типового участка  $l$  и всего канала в целом.

Рассмотренный метод теплогидравлического расчета дискретно шероховатых каналов использован для расчета продольного обтекания твэлов ядерного реактора с выступами на их оболочке, шероховатого прямоугольного охлаждающего канала турбинной лопатки ГТУ, трубы со спиральными выступами и некоторых других каналов. Получено удовлетворительное согласование расчетных и опытных теплогидравлических характеристик каналов. Подробное изложение этого метода расчета приведено в работе [44].

Кратко рассмотрим существо предлагаемого метода применительно к случаю расчета теплоотдачи и сопротивления при продольном турбу-

лентном обтекании пучка дискретно шероховатых твэлов (кольцевые выступы) активной зоны ядерного реактора.

Теоретические методы теплогидравлического расчета ТВС в указанных условиях практически отсутствуют, необходима их разработка.

В продольно обтекаемых шахматных пучках твэлов при  $S/d_n \geq 1,15$  ( $S, d_n$  – шаг и наружный диаметр гладкой поверхности твэлов) типовым элементом потока около твэла является «эквивалентное кольцо» [47], наружная адиабатная поверхность которого с нулевым трением приближенно ограничивается радиусом  $S/2$ . Типовой элемент потока соответствует течению в кольцевом канале с выступами и подводом тепла на внутренней стенке.

Согласно [36] местные коэффициенты теплоотдачи  $\alpha$  в обновленном пограничном слое за выступом (слой  $l$ ) определяются на основе локальных тепловых чисел  $Re_r^{**}$ , полученных из решения интегрального уравнения энергии пограничного слоя:

$$Re_r^{**} = \left[ \frac{m+1}{2Pr^{0,75}} B Re_0 \Psi_S \left( \frac{\mu_w}{\mu_{f_w}} \right)^m \int_0^x \overline{W_{\infty}} d\bar{x} \right]^{\frac{1}{m+1}};$$

$$\alpha = \frac{B}{2 Re_r^{**m} Pr^{0,75}} \Psi_S \left( \frac{\mu_w}{\mu_{f_w}} \right)^m \rho c_p W_{\infty},$$

где содержание и обозначение параметров традиционные и соответствуют [36].

Истинное значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{ист}$  выясняется после учета влияния интенсивности турбулентности ( $Tu$ ), генерируемой выступами [9, 44]:

$$\alpha_{ист}/\alpha = 1 + [0,41 th(0,2Tu)]b.$$

Постоянная по сечению потока скорость в горле выступа  $W_0$ , входящая в  $Re_0$ , связана со среднерасходной скоростью течения в гладкой части кольцевого канала  $W_{cp}$  соотношением

$$W_{cp}(S^2 - d_n^2) = W_0[S^2 - (d_n + 2h)^2],$$

скорость  $W_{cp}$  соответствует средней скорости межтрубного потока в пучке, определяемой числом Рейнольдса, записанным по эквивалентному диаметру пучка  $d_p^n$ .

Скорость перед следующим по потоку выступом находится по уравнению Бернулли:

$$W_2 = \sqrt{W_0^2 - \frac{2\Delta p m'}{\rho}};$$

$$\Delta p = \xi \frac{\rho W_{cp}^2}{2}; \quad m' = \frac{(S - d_n)/2 - h}{(S - d_n)/2},$$

где коэффициент местного сопротивления одиночного выступа в кольцевом канале  $\xi$  приближенно может определяться по опытным данным [33] для выступа в прямоугольном канале.

По опытам градиенты скорости, давления и турбулентности за точкой присоединения соответствуют линейному изменению  $W$ ,  $p$  и  $Tu$ , при этом диапазон изменения  $Tu = 15 \div 4\%$ :

$$dW_{\infty} / dx = (W_0 - W_2) / (t - h),$$

$$\frac{dp}{dx} = \Delta p m' / (t - h),$$

что позволяет определить локальные  $W_{\infty}$  и  $Tu$ .

Местное касательное напряжение трения на стенке канала  $\tau$  находится из решения интегрального уравнения динамического пограничного слоя:

$$Re_{W'}^{**} = \overline{W}_{\infty}^{-\alpha} \left[ \frac{1+m}{2} B Re_0 \psi_s \int_0^x \overline{W}_{\infty}^{-1+(1+m)\chi} d\chi \right]^{1/m};$$

$$c_f = \psi_s \psi_f B (Re_{W'}^{**})^{-m}; \quad \tau = c_f \frac{\rho W_{\infty}^2}{2}.$$

Расчет местных значений теплоотдачи и трения на стенке выполняется по [36] от точки присоединения потока за выступом до следующего выступа. Опыт показывает, что характеристики теплообмена и трения на стенке под каверной за выступом изменяются линейно от уровня в точке присоединения до значений, соответствующих гладкому каналу, около выступа. Теплоотдача для гладкого канала  $\alpha_{ст}$  рассчитывается по формуле М.А. Михеева, записанной по  $d_2^n$ . Коэффициент сопротивления для гладкотрубного пучка  $\epsilon_{ст}$  и соответствующее касательное напряжение трения определяются известными формулами. Местные значения  $\alpha$  и  $\tau$  осредняются на характерной длине  $t - h$ .

Сила трения на стенках канала между соседними выступами находится по среднему значению  $\tau_{cp}$ :

$$R_{тр} = \tau_{cp} \pi d_n (t - h),$$

соответственно потери давления:

$$\Delta p_{\text{тр}} = 4R_{\text{тр}} / \pi(S^2 - d_n^2),$$

и коэффициент сопротивления трения в шероховатом канале

$$\epsilon = 2d_s \Delta p_{\Sigma} / \rho W_{\text{ср}}^2,$$

где  $\Delta p_{\Sigma} = \Delta p + \Delta p_{\text{тр}}$ , а  $d_s = S - d_n$  — эквивалентный диаметр типового кольцевого канала.

Средние теплоотдача и трение на участке между двумя выступами  $\bar{\alpha}$  и  $\epsilon$  соответствуют их средним значениям в пучке твэлов.

Расчетное отношение  $\bar{\alpha} / \alpha_{\text{гн}} = 2,09$  ниже опытного по Сазерленду на 6,7%, расчетное значение  $\epsilon / \epsilon_{\text{гн}} = 5,3$  превышает опытное на 61%. Сравнение показывает, что методика расчета позволяет достаточно точно оценить уровень теплоотдачи в шероховатом пучке твэлов; отличие расчета и опыта по гидropотерям — существенное. Однако необходимо подчеркнуть, что отличие расчетных и опытных данных по гидросопротивлению в значительной степени объясняется малым числом твэлов в опытном пучке (7 шт.).

Расхождение расчета по данной методике с опытом составляет: для плоского канала  $\Delta \bar{\alpha} = -1,5\%$ ,  $\Delta \epsilon = +3\%$ ; для трубы  $\Delta \bar{\alpha} = +11\%$ ; для кольцевого канала  $\bar{\alpha} / \alpha_{\text{гн}} = +3$  и  $6,3\%$ ,  $\Delta \epsilon = -27\%$ .

Следовательно, при отсутствии расчетных соотношений для шероховатых пучков твэлов предлагаемая методика расчета пригодна для оценки теплообмена и трения в пучках шероховатых твэлов в процессе проектирования ядерных реакторов.

## 4.2. Ламилярно-турбулентный переход в каналах теплообменников с выступами — интенсификаторами теплообмена

### Классические сведения по ЛТП

Целесообразно провести краткий анализ литературы по проблеме ламинарно-турбулентного перехода (ЛТП) в гладких каналах и на пластине.

Ламинарно-турбулентный переход — одна из сложнейших нерешенных проблем гидродинамики. Тем не менее благодаря теории Толмина — Шлихтинга о неустойчивости ламинарного течения под воздействием простых малых возмущений (волн малой амплитуды) были определены условия и критерии ЛТП для рассматриваемых обстоятельств. Теоретически найден параметр предела устойчивости ламинарного течения (нейтральная точка) на пластине:  $Re_{\text{кр}}^{**} = 163$  [49]. Практически для течения на пластине и в трубе рекомендуется критерий начала перехода, равный  $Re_{\text{кр}}^{**} = 360$  [50].

На крыловых профилях при различных уровнях внешней турбулентности  $Re_{кр1}^{**} = 600 \div 2300$  [51]. Однако потеря устойчивости ламинарного пограничного слоя является причиной перехода только при малой турбулентности внешнего потока ( $Tu < 0,1\%$ ), т.е. при незначительных внешних возмущениях. В противном случае ( $Tu > 0,1\%$ ) основная причина перехода — существенные внешние возмущения (внешняя турбулентность [51]).

Область ЛТП в трубе ограничена диапазоном  $Re_{кр1} = WD/v = 2200$ .  $Re_{кр2} = 4000$  [32]. Действительно, закон Блазиуса для турбулентного сопротивления трубы и новые уравнения подобия для турбулентной теплоотдачи справедливы при  $Re \geq 4 \cdot 10^3$ . Принято считать, что полностью развитое турбулентное течение в трубе окончательно формируется при  $Re_{кр3} = 10^4$ . Диапазон ЛТП на пластине (инженерный):  $Re_{кр1} = 2 \cdot 10^5$ ,  $Re_{кр2} = 5 \cdot 10^5$  [50].

Что касается влияния сильных возмущений на ЛТП, то механика жидкости находится только на пороге исследований [52].

Согласно теории Толмина — Шлихтинга для реализации полностью турбулентного режима течения малое начальное возмущение с амплитудой  $a_0$  должно усилиться по закону  $a_1 \cong Ka_0$  так, чтобы амплитуда возмущения увеличилась до некоторого характерного значения  $a_1$  [52]. Коэффициент усиления может достигать значения  $K = e^9 \cong 8000$ . Необходимость столь большого коэффициента для осуществления перехода в простых течениях приводит к достаточно протяженной области переходного течения и к сравнительно высоким значениям критических чисел  $Re_{кр1}$ ,  $Re_{кр2}$ . Если под сильными возмущениями понимать возмущения, обеспечивающие большие амплитуды или равные значению  $a_1$ , то с точки зрения возможного ускорения перехода и изменения ширины переходной области возникает технически важный вопрос: как изменятся определяющие параметры перехода при внесении в поток вместо начального малого возмущения непосредственно сильного? Ответ на этот вопрос пока не ясен [52], однако во многих работах экспериментально доказано, что сильные возмущения течения существенно ускоряют переход и изменяют диапазон его области. Например, еще в исследованиях Линдгрена, Девиса, Уайта и Науманна было обнаружено, что турбулентные возмущения (вихри) могут возникать и существовать в потоке при малых числах  $Re \geq 200$ .

Известны основные возмущающие факторы, влияющие на параметры перехода: число  $Re$ , интенсивность турбулентности внешнего течения  $Tu$  и ее масштаб  $L$  (решающее влияние), продольный градиент давления, шероховатость, наличие точки перегиба в профиле скоростей, плохообтекаемая форма тела.

## Результаты современных исследований ЛТП на пластине

Современные опытные исследования [45] подтвердили сильное влияние внешней турбулентности на структуру и процесс ЛТП в пристенных пограничных слоях на пластине и около поперечнообтекаемого цилиндра.

При безударном натекании на пластину с закругленным носиком увеличение турбулентности натекающего потока в интервале

$Tu = \sqrt{W_\infty^2} / W_\infty = 0 \div 11,2\%$  значительно ускоряет начало перехода в пограничном слое и уменьшает  $Re_{кр1}^{**}$  по асимптотическому закону [45]:

$$Re_{кр1}^{**} = 190[1 + \exp(1,6 - Tu)]. \quad (4.11)$$

Из (4.11) следует, что в условиях существенной внешней турбулентности  $Tu \geq 4\%$  (обычной в каналах промышленных теплообменников)  $Re_{кр1}^{**} = 190 = \text{const}$ , что почти совпадает с параметром Г. Шлихтинга.

$Re_{кр1}^{**} = 163$ . Для незакругленного носика пластины при  $Tu \cong 10\%$   $Re_{кр1}^{**}$  снижается в 3 раза (!) по сравнению с  $Re_{кр1}^{**} = 190$ . При  $Re^{**} > Re_{кр1}^{**}$  и нарастающей  $Tu$  в пограничном слое формируются структура течения и профиль скоростей, все более близкие к турбулентным. В потоке отмечаются устойчивые пульсации продольной и поперечной скоростей течения.

В докризисном режиме обтекания цилиндра при повышенной турбулентности набегающего потока в кормовой части течения наблюдается примерно постоянный высокий уровень пульсаций скорости. Зона рециркуляции существует при  $Re > 300$ . Слой смешения обладает явно выраженными свойствами пограничного слоя.

Дальнейшие исследования пограничного слоя на пластине в области  $Tu = 3 \div 5\%$  подтвердили снижение  $Re_{кр1}^{**}$  при повышенной  $Tu$ . Обнаружено расширение диапазона ЛТП:  $Re_{кр2} / Re_{кр1} \cong 2,8$ , что близко к данным Себеси и Брэдшоу. Установлен необычный плавный переход от ламинарного пограничного слоя к турбулентному на графиках  $St; C_f = f(Re^{**})$ .

Наличие отрыва на входной кромке пластины оказывает существенное влияние на параметры перехода в пограничном слое за отрывом при малой  $Tu = 0,2\%$  и повышенной  $Tu = 2,6 \div 3,6\%$  натекающего потока. Отрыв является генератором дополнительной турбулентности во внешней части образующегося за отрывом пограничного слоя. Поэтому релаксация его внутренней части протекает быстрее, чем внешней. Профиль температур в пограничном слое, соответствующий обычному («стандартному»), уста-



навливается скорее, чем профиль скоростей. Течение после отрыва – диффузорное. Даже при малой (и тем более повышенной)  $Tu$  основного потока генерация дополнительной турбулентности отрывом обеспечивает возможность развития за ним непосредственно турбулентного пограничного слоя (минуя ламинарный).

Если за отрывом происходит ЛТП, то график  $St; C_f = f(Re^{**})$  – монотонно-плавный, волны Толмина – Шлихтинга внутри ламинарного пограничного слоя не образуются, поэтому они не являются причиной перехода. Разрушение ламинарного слоя и переход его в турбулентный пограничный слой происходят под воздействием внешней турбулентности – сильных возмущений пограничного слоя.

В опытах Э.Я. Эпик и др. ЛТП отмечен в области  $Re_{кр1}^{**} \cong 180$ ,  $Re_{кр2}^{**} \cong 488$ ; в результате влияния отрыва на этом участке значительно возростала турбулентность на внешней границе пограничного слоя – до  $Tu = 12,5 + 14,2\%$ .

Фактически опыты подтвердили известное положение Г. Шлихтинга – координаты нейтральной точки и практической точки перехода ( $Re_{кр1}^{**}$ ) при повышенной внешней турбулентности сближаются, а при  $Tu > 2 + 3\%$  совпадают. В опытах Э.Я. Эпик и др.  $Re_{кр1}^{**} \cong 180$ , что близко к  $Re_{нт}^{**} \cong 163$ .

Шероховатость стенки значительно ускоряет переход. За одиночной поперечнообтекаемой проволокой диаметром  $h$  на стенке канала течение всегда турбулентное при условии  $h^+ \geq 15 \div 20$  или  $Re_h = W_\infty h / \nu \geq 900$ . При этом переход происходит непосредственно около элемента шероховатости. Случайно ли совпадение значений характерной высоты элемента шероховатости  $h^+ = 15$  и универсальной координаты  $y^+ = 15 = const$ , свойственной максимальному уровню турбулентности в турбулентном пограничном слое? Не является ли координата  $y^+ = 15$  указателем местоположения критического слоя, наиболее чувствительного к возмущениям пограничного слоя? В турбулентном пограничном слое, обтекающем низкий обратный уступ размером  $h/D \cong 0,02$ , экспериментально зафиксировано начало перехода при  $Re_{кр1}^{**} = 103,5$ .

#### Новые исследования ЛТП в каналах с выступами

В соответствии с объективной реальностью и моделью течения в дискретно шероховатом канале при обтекании одиночного выступа формирование внутренних пограничных слоев 1 и 2 (см. рис. 4.1) подвержено влиянию всех факторов, ускоряющих переход в пограничном слое,

которые изучены в опытах: турбулентность внешнего течения, отрыв, диффузорность течения, шероховатость (создаваемая выступами), плохообтекаемая форма выступа. Эти факторы, присутствующие в дискретно шероховатом канале в значительном объеме, соответствующем режиму течения с полным проявлением шероховатости  $h^+ > 70$ , следует отнести к сильным возмущениям течения, поэтому при их совместном влиянии можно прогнозировать значительное снижение  $Re_{кр}$  (в слое  $I$ , рис. 4.1) по сравнению со «стандартным» течением на пластине.

Этот прогноз подтверждают опытные данные термоанемометрического исследования (В.В. Олимпиев и др.) структуры потока воздуха в трубе  $D = 80$  мм с кольцевыми квадратными выступами высотой  $h = 4$  мм ( $h/D = 0,05$ ) и шагом  $t = 64$  мм. Измерения проведены в трех сечениях на расстояниях от выступа  $\bar{X} = X/h = 8; 11$  и  $13$ . При  $Re = WD/\nu = 1,31 \cdot 10^5$  в слое  $I$  (и во всем слое шероховатости  $y \leq h$ ) поперек и вдоль слоя устанавливается равномерный высокий уровень турбулентности  $Tu_1 = \sqrt{\overline{W_x'^2}} / \overline{W_x} \cong 30\%$  ( $\overline{W_x}$  — местная скорость в точке замера), аналогичный уровню турбулентности в вязком подслое гладкой трубы. Около вершины выступа  $Tu_1 \cong 40\%$ . Профиль скорости в слое  $I$  мало отличается от «стандартного» турбулентного профиля на пластине (соответствующего закону «одной седьмой») и является несколько более «заполненным». Течение в слое  $I$  развитое, турбулентное, равновесное. Результаты опытов имеют общий характер, так как осредненное и пульсационное движение в потоке за выступом не зависят от числа Рейнольдса при  $Re \geq 6,6 \cdot 10^3$ . Опытные данные хорошо согласуются с новыми экспериментальными данными Нурмохаммади, Цзоу и др.

Следует заметить, что результаты опытов для слоя  $I$  (например, при  $X = 32$  мм,  $Re^{**} = 140$ ) показали, что во внутренних пограничных слоях в дискретно шероховатом канале действительно возможно весьма ускоренное формирование турбулентного пограничного слоя, которому в данном случае соответствует условие  $Re_{кр2}^{**} < 140$ . Очевидно, что число  $Re_{кр1}^{**}$  существенно меньше указанного значения. Оценка значения  $Re^{**}$  выполнена по формуле Сивеллса — Пейна, где местное число  $Re_x$  определялось по опытному значению скорости  $W_8$  на внешней границе внутреннего пограничного слоя. (Уместно вспомнить, что точная формула Сивеллса — Пейна для местного турбулентного коэффициента трения предназначена для диапазона  $Re^{**} \geq 10^3$ ).

Результаты опытов не противоречат базовым, давно сложившимся представлениям о возможности ускоренного перехода в пограничном слое

под влиянием шероховатости и внешней турбулентности. Приближенная оценка показывает, что в некоторых случаях в обсуждаемых опытах относительная шероховатость  $h/\delta^* \cong 3 + 8$ , а число Тейлора, характеризующее влияние на переход внешней турбулентности и ее масштаба,  $Ta \cong 0,023$ . Таким высоким значениям  $h/\delta^*$  и  $Ta$  соответствует образование турбулентного пограничного слоя непосредственно за обтекаемым препятствием (выступом) при низких  $Re_{кр}$  [51].

Фактическая экспериментальная информация по ЛТП на пластине и в дискретно шероховатом канале свидетельствует о достаточно обоснованном предположении: при турбулентном режиме течения основного потока в реальных дискретно шероховатых каналах ( $Tu \geq 4\%$ ) и полном проявлении шероховатости на стенке ( $h^* > 70$ , отрыв на выступе) внутренний пограничный слой за выступом (слой I) всегда турбулентный (при  $x > 0$ ).

Анализ опытных данных для дискретно шероховатого канала Коха, Нуннера, Э.К. Калинина, Г.А. Дрейцера, С.А. Ярхо, В.К. Мигая и др. убеждает в том, что в каналах с рациональной для интенсификации теплообмена высотой выступов  $h/D \leq 0,15$  область переходного режима течения в основном потоке (в зависимости от параметра  $h/D$ ) может ограничиваться критическими числами  $Re_{кр1} \geq 200$ ,  $Re_{кр2} \geq 4000$ . При этом на опытном графике для коэффициента сопротивления дискретно шероховатого канала  $\epsilon = f(Re)$  наблюдался плавный переход между режимами течения. Выход на автомодельную (турбулентную) зависимость в законе  $\epsilon = f(Re)$  при автоколебаниях потока может реализоваться задолго до  $Re_{кр2}$  — при  $Re \approx 2000$ . Область  $Re \geq Re_{кр2}$  соответствует развитому турбулентному течению.

Ранее было замечено, что переход в пограничном слое ускоряется при возникновении автоколебаний потока (Саройя, Рокуэлл и др.). Влияние на параметры перехода оказывает температурный фактор  $T_w/T_f$  (Л.М. Зыкина — Моложен); при  $dt/dx > 0$  в канале могут возбуждаться термоакустические колебания потока, которые уменьшают  $Re_{кр}$  (В.М. Фомичев).

### Струйная модель течения в дискретно шероховатом канале и ЛТП

Течение за выступом в дискретно шероховатом канале (см. рис. 4.1) может рассматриваться как струйное течение. Поток 4, вытекающий из горла выступа, представляет собой потенциальное ядро течения на начальном участке струи. После выступа образуются слой смешения 5 и каверна 3. Согласно современным понятиям о когерентных структурах вихри, срывающиеся с выступа, являются когерентными детерминированными структурами, формирующими осесимметричный след. Эволюция этих

структур вниз по потоку определяет сложный, многогранный процесс перехода в слое смешения (и возможность самовозбуждения автоколебаний потока). Переход в слое смешения мало исследован, но и для такого типа течения информация, полученная на основании опытов, не исключает возможности раннего перехода: в струях и следах значение  $Re_{кр}$  часто очень мало, практически струи и следы всегда турбулентны [51]. При возникновении автоколебаний потока турбулентность в слое смешения и в струе может возрастать в 10 раз и более [53]. Приближенное значение числа Рейнольдса перехода для слоя смешения равно 150 [52].

1. Анализ классических сведений и результатов современных исследований ЛТП на пластине убеждает в том, что при сильных возмущениях течения (внешняя турбулентность, плохо обтекаемая кромка пластины, отрыв) переход может происходить при  $Re_{кр1}^{**} \geq 180 \div 190$ , т.е. значительно раньше по сравнению с координатой, соответствующей критическому параметру  $Re_{кр1}^{**} = 360$  [50], рекомендованному для пластины и трубы.

2. Термометрические исследования структуры потока в дискретно шероховатом канале показали, что во внутреннем пограничном слое за выступом осуществляется необычно ускоренное формирование турбулентного течения. Оказалось, что полностью развитое турбулентное течение во внутреннем пограничном слое может существовать при  $Re_{кр2}^{**} < 140$  ( $h/D = 0,05$ ,  $Re = 1,31 \cdot 10^5$ ).

3. Анализ современных экспериментальных исследований гидродинамики потока в дискретно шероховатом канале (с привлечением результатов опытного изучения ЛТП на пластине, рассмотренных моделей течения, а также современных и классических представлений об ЛТП) позволяет полагать, что в условиях одновременного воздействия на течение нескольких сильных возмущений (внешняя турбулентность, шероховатость, отрыв, диффузорность течения), которые сопутствуют обтеканию выступов в дискретно шероховатом канале турбулентным потоком, внутренний пограничный слой за выступом (слой  $L$ ) является турбулентным непосредственно после выступа ( $Re_{кр2}^{**} = 0$ ) при  $Re \geq 6,6 \cdot 10^3$ ;  $h/D \geq 0,02$ .

4. Приведенные опытные сведения относительно ускоренного перехода при сильных возмущениях течения во внутренних пограничных слоях в канале с интенсификаторами теплообмена справедливы и для внешнего обтекания стенки с одиночными (и многими) малыми препятствиями.

5. Проблема ускоренного ламинарно-турбулентного перехода во внутренних пограничных слоях в дискретно шероховатом канале нуждается в дальнейших систематических исследованиях.

### 4.3. Модель течения для расчета теплоотдачи и сопротивления каналов с выступами при $Re < 10^4$

Интенсификация теплообмена в каналах посредством системы поперечных кольцевых выступов на стенке — дискретно шероховатых каналов (ДШК) обеспечивает при переходном, и особенно при ламинарном, режиме течения увеличение коэффициента теплоотдачи в несколько раз по сравнению с гладкостенным каналом. В ламинарной области течения нарастание уровня теплоотдачи значительно опережает увеличение сопротивления. Соответственно повышается экономическая эффективность интенсифицированного теплообменного оборудования. Расчетные соотношения, необходимые для вычисления коэффициентов теплоотдачи и сопротивления в ламинарном и переходном диапазоне течения в ДШК, почти отсутствуют. Известно лишь весьма ограниченное количество опытных уравнений подобия, которые в недостаточной мере согласуются между собой. Численные расчеты ламинарного течения с отрывными рециркуляционными зонами около выступов достаточно трудоемки и не гарантируют удовлетворительного соответствия расчетных и реальных характеристик ДШК. Поэтому требуется дальнейшее осмысление картины течения и построение методов расчета теплообмена и трения в ДШК, основанных на объективной опытной информации.

Для надежной оценки теплогидравлических параметров ДШК предпочтителен подход Г. Шлихтинга, предусматривающий подробный анализ картины обтекания единичного элемента шероховатости стенки (выступа). Подход Г. Шлихтинга был использован для разработки модели турбулентного течения в ДШК.

На базе анализа экспериментальных исследований гидродинамики и теплообмена в каналах с обратными уступами, поперечными канавками, внезапным расширением, выступами на стенке предлагается модель обтекания выступов в ДШК ламинарным и переходным потоками (рис. 4.4). Сущность модели следующая.

При локальном значении числа Рейнольдса обтекания выступа  $Re_h = W_\infty h / \nu \geq 120$  гарантировано отрывное течение около выступа ( $W_\infty$  — скорость внешнего течения или на оси канала;  $h$  — высота выступа; остальные обозначения здесь и далее традиционные). После выступа образуется рециркуляционная зона (РЗ) 1. От кромки выступа (точка А;  $x = 0$ ) по поверхности РЗ (линия  $Ax_h$ ) до точки присоединения  $x_h$  образуется вязкий слой, который далее присоединяется к стенке и трансформируется во внутренний ламинарный пограничный слой (ВЛПС), развивающийся вдоль стенки до следующего выступа.

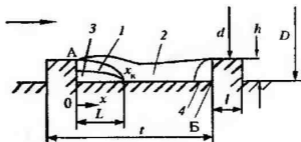


Рис. 44

Оба слоя (вязкий и пристенный) можно рассматривать в качестве единого, непрерывного, последовательно формирующегося (от точки А) пограничного слоя – ВЛПС 2. Вязкий слой на участке  $Ax_k$  обладает свойствами слоя смешения. На границе  $Ax_k$  распределение касательных напряжений трения  $\tau$  и профили скорости в вязком слое аналогичны распределению соответствующих параметров на пластине. Отличие  $\tau$  в вязком слое от  $\tau$  пластины составляет 11% (это, вероятно, связано с тем, что тонкий слой жидкости («жидкая стенка»), прилегающий к границе  $Ax_k$  со стороны РЗ, движется с малой скоростью вслед за слоем 2). В пределах ВЛПС 2 после точки присоединения  $x_k$  толщина слоя, профили скоростей и температур приблизительно соответствуют обычному «стандартному» течению на пластине (по Блазиусу).

На стенке канала под РЗ за выступом от точки присоединения  $x_k$  в направлении, обратном движению в слое 2, развивается ВЛПС 3, свойства которого аналогичны характеристикам обычного ламинарного пограничного слоя (ЛПС) на пластине.

На участке длиной  $t - \ell$  процессы переноса между основным потоком в канале (ядром) и стенкой полностью определяются теплообменом и трением в ВЛПС 2 и 3 ( $t, \ell$  – шаг и ширина сечения выступов).

В горле выступа (диаметр  $d$ ) профиль скоростей поперек потока заметно выравнивается (при любом режиме течения). При технически рациональной высоте выступов толщина пограничного слоя, натекающего на выступ, больше, чем высота выступа, следовательно, выполняется условие  $\delta > h$ , соответствующее возможности присоединения к стенке ЛПС без изменения режима течения в области  $x \leq x_k$ .

В горле каждого выступа устанавливается некоторая одинаковая вдоль канала картина течения. После каждого выступа повторяется формирование ВЛПС. Следовательно, участок канала длиной  $t$  – типовой (повторяющийся). Средние коэффициенты теплоотдачи  $\bar{\alpha}_y$  и сопротивления  $\bar{\epsilon}$  типового участка и всего канала одинаковы, так как длина начального участка в ДШК

$l_n$  мала, например  $l_n \approx 10D$  при  $Re = WD/\nu = 3 \cdot 10^2 \div 6 \cdot 10^3$ ,  $h/D = 0,12$ ,  $l/h = 25$  (В.В. Олимпиев).

Суммарные потери давления  $\Delta p_x$  на участке  $l$  складываются из потерь на выступе  $\Delta p$  и трения  $\Delta p_{тр}$  на длине  $l - \ell$ .

Интенсификация теплообмена за выступом объясняется в основном малой толщиной (малым термосопротивлением) ВЛПС 2 и 3 и интенсивным процессом переноса в зоне присоединения.

При относительно малых высоте выступа и толщине ВЛПС по сравнению с поперечным размером канала расчет ВЛПС в канале возможен по теории для плоской стенки.

В «стандартном» ЛПС режим течения изменяется: происходит ламинарно-турбулентный переход (ЛТП) при достижении критических значений числа  $Re_{x_{кр}} = W_{\infty} x / \nu$ . По Кэйсу  $Re_{x_{кр1}} = 2 \cdot 10^5$ ,  $Re_{x_{кр2}} = 5 \cdot 10^5$ .

Шероховатость стенки (выступы) значительно ускоряет ЛТП в пограничном слое (ПС). Ламинарное течение во внутреннем пограничном слое (ВПС 2) сохраняется в точке присоединения  $x_k$  при  $Re_h \leq 520$ , в противном случае возникает ЛТП (при  $x < x_k$ ). Непосредственно за выступом ВПС 2 становится турбулентным при  $Re_h > 820 \div 900$ . В целом для потока в ДШК ориентировочные границы диапазона ЛТП для  $h/D = 0,05 \div 0,1$  соответствуют:  $Re_{x_{кр1}} = WD/\nu = 60/(h/D)$ ,  $Re_{x_{кр2}} = 450/(h/D)$  ( $W$  – среднерасходная скорость в канале диаметром  $D$ ,  $D$  – диаметр гладкой части ДШК; значение  $Re_{x_{кр2}}$ , полученное по приведенной формуле, согласуется с опытами). В переходном потоке течение за выступом может быть неустойчивым (Бон).

При переходном и турбулентном режимах течения основного потока в ВПС 2 начальная часть ПС может быть ламинарной, после которой возможен ЛТП. В области ламинарной части ПС под воздействием турбулентности основного потока теплоотдача может возрасти в несколько раз по сравнению со случаем «стандартного» ЛПС. Согласно опытным данным при  $Re_h > 530$  в канале формируется режим течения с полным проявлением шероховатости, течение в ВПС 2 – турбулентное. Всегда в ДШК ВПС 2 – изначально ( $x = 0$ ) турбулентный при  $Re \geq 6,6 \cdot 10^3$ ,  $h/D \geq 0,02$ . Очевидно, что основной поток присоединяется к стенке ДШК при условии  $L < l - \ell$ .

Длина РЗ за выступом  $L$  при ламинарном (переходном) обтекании увеличивается пропорционально возрастанию  $Re_h$  (Голдстин, Аунг, Синха и др.). В момент достижения в основном потоке  $Re = Re_{x_{кр2}}$  значение  $L$  скачкообразно уменьшается. В случае  $Re_h \geq 900$  длина РЗ постоянна  $L \approx 6h$ . В ламинарном потоке продольный размер РЗ 4 перед выступом относительно мал, не более  $2h$ . Длина РЗ после выступа при умеренных значениях числа  $Re$

основного потока в ДШК ( $Re \approx 10^5 \div 5 \cdot 10^3$  в диапазоне  $Re_h = 100 \div 500$ ) может вычисляться по соотношению (Голдстин и др.):

$$\bar{L} = L/h = 2,13 + 0,021 Re_h,$$

в котором в качестве характерной следует использовать среднюю скорость  $W_0$  в горле выступа. При повышенных значениях числа  $Re$ , в области  $Re = 6,6 \cdot 10^3 \div 2,6 \cdot 10^4$ ,  $Re_h = 100 \div 1000$ , значение  $L$  определяется графиком  $\bar{L} = f(Re_h)$  (Синха и др.).

Представленная модельная картина обтекания выступов ДШК ламинарным (и переходным) потоком основывается на экспериментальных исследованиях, выполненных при следующих условиях:  $Re \approx 10^5 \div 2,6 \cdot 10^4$ ;  $Re_h = 100 \div 1000$ ;  $Tu \approx 0 \div 0,15$ ;  $h/D = 0,02 \div 0,1$ ;  $\delta \geq h$ .

Основные характерные черты картины течения за выступом в ДШК мало зависят от режима течения основного потока, поэтому модель течения достаточно универсальна (по  $Re$ ,  $Pr$ ,  $h/D$ ,  $u/h$ ).

В соответствии с моделью течения теплообмен и сопротивление в ДШК рассчитываются по следующей схеме. Средний коэффициент теплоотдачи  $\bar{\alpha}_y$  на типовом участке  $l$  складывается из средних коэффициентов теплоотдачи  $\bar{\alpha}_2$  для ВПС 2 на участке  $x_k - x_b$  и  $\bar{\alpha}_3$  для ВПС 3 на длине  $L$ :

$$\bar{\alpha}_y = \frac{\bar{\alpha}_2(x_b - x_k) + \bar{\alpha}_3 L}{l - \ell}.$$

Аналогично записывается среднее напряжение трения  $\bar{\tau}_y$  на стенке между двумя выступами:

$$\bar{\tau}_y = \frac{\bar{\tau}_2(x_b - x_k) + \bar{\tau}_3 L}{l - \ell}.$$

При узких выступах ( $\ell \approx h$ ) и достаточно большом шаге ( $l/h \gg 1$ ) теплообменом и трением на вершине выступа (а также влиянием малой отрывной рециркуляционной зоны перед выступом 4) можно пренебречь.

Коэффициент  $\bar{\alpha}_2$  рассчитывается посредством осреднения местной теплоотдачи ВПС 2, вычисленной, например, по известному уравнению подобия для ламинарной теплоотдачи пластины:

$$Nu_x = \alpha_x x / \lambda = 0,33 Re_x^{0,5} Pr^{0,33},$$

где  $Re_x = W_0 x / \nu$ ;  $W_0$  – скорость на внешней границе ВПС 2, приближенно ее можно считать постоянной на типовом участке канала и равной  $W(D/d)^2$ . Полезно опытное уточнение этой скорости.



Аналогично определяется  $\bar{\tau}_2$  на основе местных значений коэффициента сопротивления трения  $C_f$ :

$$C_f = 0,66 \text{Re}_x^{-0,5}, \quad \tau = C_f \rho W_0^2 / 2.$$

Одинаковым образом находятся значения  $\bar{\alpha}_3$  и  $\bar{\tau}_3$  для ВПС 3. Во избежание трудностей при выяснении фактического значения скорости на внешней границе ВПС 3, параметр  $\bar{\alpha}_3$  можно рассчитывать по эмпирическим уравнениям Аунга и др. Возможен иной способ расчета коэффициента  $\bar{\alpha}_3$  – с помощью универсальной зависимости для обратных уступов  $\alpha_{x3}/\alpha_{xx} = f(x/x_k)$ , приведенной в книге В.С. Авдуевского\*. Эта зависимость, автомоделная относительно величин  $\text{Re}$  и  $h$ , позволяет на основе местного коэффициента  $\alpha_{xx}$  в точке присоединения (расчитанного для ВПС 2) вычислить местные коэффициенты  $\alpha_{x3}$  для ВПС 3, а затем определить значение  $\bar{\alpha}_3$ . При расчете  $\bar{\tau}_3$  приближенно можно считать, что  $\tau$  в ВПС 3 на длине  $L$  линейно убывает от максимального значения в точке  $x_k$  (найденного для ВПС 2) до минимального значения при  $x = 0$ , равного значению  $\tau$  в гладком канале (для  $W$ ;  $D = \text{idem}$ ).

Затем определяются  $\bar{\alpha}_y$  и соответственно характеристика всего канала  $\text{Nu} = \bar{\alpha}_y D / \lambda$ . Вычисляются  $\bar{\tau}_y$  и коэффициент сопротивления канала

$$\bar{\epsilon} = 2 \Delta p_{\Sigma} D / t \rho W^2.$$

Здесь  $\Delta p_{\Sigma}$  включает потери давления на трение

$$\Delta p_{\text{тр}} = 4 R_{\text{тр}} / \pi D^2,$$

где суммарная сила трения на стенке между двумя выступами  $R_{\text{тр}} = \pi D(t - \ell) \bar{\tau}_y$ . Величина  $\Delta p_{\Sigma}$  содержит также и потери на выступе  $\Delta p = \zeta \rho W^2 / 2$ . Коэффициент сопротивления одиночного выступа  $\zeta$  определяется по формулам или графикам [33, с. 175 – 176] как «для диафрагм с любыми формами краев для различных условий течения в переходной и ламинарной областях». Зависимость для  $\zeta$  имеет вид:

$$\zeta = f(\text{Re}_d = W_0 d / \nu; d/D; \ell/d; r/D),$$

где  $W_0$  – скорость в горле выступа;  $r$  – радиус скругления кромок выступа.

\*Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике / Под общ. ред. В.С. Авдуевского и др. М.: Машиностроение, 1992. С. 390.

В номинально ламинарной области течения (при малых числах  $Re$ ) известны лишь несколько опытных исследований теплоотдачи и сопротивления в канвлах с поперечными выступами. Результаты этих работ существенно противоречивы. Отличие экспериментальных данных для теплоотдачи технического масла при  $Re < 1200$  достигает 100%.

Весьма недостаточное количество опытных и аналитических исследований в обсуждаемой области не позволяет пока сформулировать всеобъемлюще справедливые рекомендации по определению рациональных размеров дискретной шероховатости для ламинарного течения в ДШК. Однако анализ процессов переноса в ДШК с помощью представленной модели, использование опытных результатов работ, а также экспериментальных исследований каналов со спиральными проволочными вставками (в том числе с малыми шагами  $t/h$ , при которых спиральная вставка вырождается в поперечные выступы) позволяют представить некоторые обоснованные соображения для диапазона  $Re < 10^3$ . Эти соображения экспериментально подтверждены для технически интересного с точки зрения интенсификации теплообмена ламинарных потоков диапазона высот выступов, примерно ограниченного значением  $h/D < 0,25$ . Для таких условий известны следующие опытные факты.

В ламинарном потоке в ДШК зависимости  $Nu$ ,  $\bar{\epsilon} = f(t/h)$  имеют максимум. При уменьшении шага выступов теплоотдача и гидросопротивление сначала возрастают, а затем падают. Очевидно, что между близкими высокими выступами образуются застойные валье циркуляционные зоны жидкости со значительной молекулярной составляющей переноса тепла и импульса, определяющей общее снижение интенсивности обменных процессов между потоком и стенкой. Теплоотдача может упасть ниже уровня теплообмена в гладкой трубе.

Например, при ламинарном течении в ядре потока в условиях  $Re_h < 100$ ,  $t/h = 1,5 \div 2$  средний коэффициент  $\bar{\alpha}$  теплоотдачи в канале с выступами на 10 – 15% меньше, чем коэффициент  $\bar{\alpha}_{гп}$  в гладком. При  $Re_h = 100$  оказывается, что  $\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_{гп}$ . Всегда увеличение высоты выступа  $h/D$  приводит к росту гидросопротивления трубы.

Высота выступа существенно влияет и на теплообмен, но после некоторого предельного значения параметр  $h/D$  мало изменяет теплоотдачу. Увеличение высоты выступа  $h/D$  в пределах  $h/D = 0,084 \div 0,24$  в диапазоне относительных шагов  $t/h = 2,4 \div 12$  мало влияет на интенсификацию теплообмена в трубе. Однако при относительно малых шагах  $t/h = 1,4 \div 5$  незна-

чительное увеличение высоты выступа свыше  $h/D = 0,14$  вызывает резкое падение теплоотдачи вплоть до уровня, меньшего, чем интенсивность теплообмена в гладкой трубе. Это вызвано образованием застойных зон потока между частыми высокими элементами шероховатости на стенке трубы. Возможно ориентировочно полагать нецелесообразным применение выступов с шагом  $t/h < 5$  при относительной высоте  $h/D > 0,14$ .

Выводам, основанным на исследованиях Утгарвара и др., несколько противоречит опытное изучение гидропотерь и теплоотдачи потока технического масла Ельчиновым и др. для трубы с поперечными кольцевыми ребрами размером  $h/D = 0,3$ ,  $t/h = 1,06$  ( $Re = 20 \div 300$ ). Отмечено значительное (относительно гладкой трубы) увеличение сопротивления (в 15 – 60 раз) по сравнению с нарастанием теплоотдачи (в 2,6 – 6 раз). Тем не менее оказывается, что при одинаковых размерах поверхностей и мощностях прокачивания в такой трубе обеспечивается увеличение теплоотдачи на 50% по сравнению с гладкой (при  $Re = 160$ ). Возможно, что переносные свойства РЗ между выступами сложным образом зависят не только от  $h/D$  и  $t/h$ , но и от  $\epsilon/h$ .

В области малых значений  $Re$ , примерно  $Re < 50 \div 100$ , в слабой зависимости от величин  $h/D$  и  $t/h$  теплоотдача в ДШК может снижаться до уровня теплоотдачи в гладкой трубе.

Сравнение средних коэффициентов теплоотдачи для вынужденной конвекции в ДШК, полученных экспериментально (В.В. Олимпиев и др.) (точки) и рассчитанных по модели (сплошная линия) при  $Pr = 304$ ,  $D = 0,018$  м,  $t = 0,035$  м;  $h = 0,0007$  м,  $t/D = 1,94$ ,  $\nu/h = 50$ ,  $h/D = 0,039$ , представлено на рис. 4.5: пунктирная линия – гладкий канал. Сравнение коэффициентов теплоотдачи для вынужденной конвекции в ДШК, полученных экспериментально (С.Г. Закиров) (точки) и рассчитанных по модели (сплошная линия)  $Pr = 264$ ,  $D = 0,02$  м,  $t = 0,012$  м,  $t/D = 0,6$ ,  $h = 0,0008$  м,  $t/h = 15$ ,  $h/D = 0,04$  дано на рис. 4.6.

Анализ рис. 4.5, 4.6 показывает, что при достаточной скорости потока в ДШК, когда при обтекании выступов в полной мере формируется отрывное течение и образуются ВЛПС 2 и 3, расчетные коэффициенты удовлетворительно согласуются с опытными, во всяком случае для рассмотренных вариантов ДШК. Например, на рис. 4.5 при  $W \geq 0,5$  м/с различие расчетных и опытных значений не превышает 20%. Модель объективно соответствует фактическому характеру процесса теплообмена в ДШК. Действительно, модель (как и опыты) предсказывает сближение уровней теплоотдачи в ДШК

и в гладком канале при малых скоростях потока, и многократную интенсификацию теплообмена в ДШК по сравнению с гладким каналом в области повышенных скоростей течения.

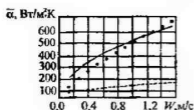


Рис. 4.5

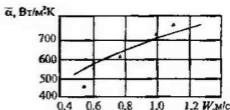


Рис. 4.6

При свободноконвективном течении (самотяга) в вертикальных открытых ДШК (длиной не более  $16D$ ) коэффициенты теплоотдачи, рассчитанные по данной модели, отклоняются от опытных значений авторов меньше, чем на 5%.

Таким образом, представленная общая модель вынужденного течения в ДШК в ламинарном и переходном режимах основного потока обеспечивает расчет коэффициентов теплоотдачи и сопротивления ДШК с помощью информации, имеющейся в литературе. Модель пригодна и для свободноконвективного течения в ДШК.

Модель может использоваться при проектировании интенсифицированных теплообменников для оценки и предварительной оптимизации размеров интенсификаторов теплообмена.

Модель течения в полной мере справедлива для поперечно обтекаемых канавок с присоединением течения на две канавки.

При ламинарном и переходном потоке в канале с регулярными поперечными кольцевыми канавками пригодна схема течения, представленная в [44]. Основные свойства ВПС в канавке и на стенке за ней при этом соответствуют свойствам ВПС 3 и 2, характерным для предложенной здесь модели.

Обзор литературы убеждает, что существуют серьезные расхождения в опытных исследованиях по определению размера  $R_3$  за уступом ( $L$ ). Этот вопрос нуждается в обоснованном решении. Особенно интересно и актуально опытное изучение гидродинамики течения ВПС между выступами в ДШК, которое может уточнить предложенную модель.

Дальнейшее систематическое опытное и теоретическое исследование процессов интенсификации теплообмена в ДШК при ламинарном (и переходном) течении позволит повысить экономическую эффективность теплообменного оборудования и теплосиловых установок в целом.

#### 4.4. Расчет теплообмена и трения в канавках, поперечных к турбулентному потоку

Проблема теплогидравлического расчета проточных частей энергооборудования в области отрывных течений остается актуальной при проектировании и доводке перспективных образцов техники в теплоэнергетике, авиации, судостроении и других отраслях промышленности.

В частности, существует задача расчета теплообмена и трения при отрывном обтекании канавок на поверхности стенки. Прямоугольные глубокие и мелкие канавки весьма эффективны в качестве интенсификаторов теплообмена. Для строгой оценки теплогидравлического качества канала с канавками необходим расчет процессов переноса тепла и импульса в канавках. Обзор гидродинамических схем отрывных течений в одиночных канавках и методов расчета теплоотдачи и трения на их поверхностях приведен в работах [55 – 57] и др.

Согласно [55 – 57] упрощенная картина течения в относительно глубоких одиночных канавках прямоугольного поперечного сечения размером  $L/h \leq 5$  ( $h$  – глубина,  $L$  – ширина канавки) показана на рис. 4.7. *а*. В таких канавках образуется одно крупное замкнутое рециркуляционное вихревое течение 1 и три пристенных пограничных слоя 2. В канавках с плавн очерченной формой поперечного сечения, например, цилиндрической (рис. 4.7, *б*), следует ожидать образования одного пограничного слоя, непрерывного по контуру сечения канавки.

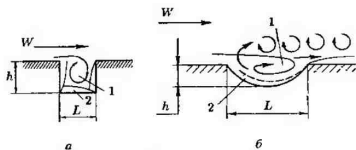


Рис. 4.7

Расчет процессов переноса в канавках принципиально возможен точным способом на основе современных моделей турбулентности посредством численного метода решения уравнений турбулентного переноса во всем объеме канавки. Однако в рассматриваемой конкретной ситуации, при наличии отрывных рециркуляционных зон течения в канавке, результаты численного расчета согласуются с опытными данными скорее качественно, чем количественно [57].

Известны приближенные аналитические (в совокупности с численными) методы расчета теплоотдачи и трения в канавках, основанные на различных базовых гипотезах. Например, Хаген и др. при расчете тепла и импульса, поступающих из внешнего потока в канавку, определяющую роль в процессе переноса отводят слою смешения, образуемому над канавкой и отделяющему канавку от основного потока. Фактически предполагается, что описание процессов переноса в слое смешения (как в пограничном слое) одновременно достаточно полно характеризует обменные процессы между основным потоком и канавкой через слой смешения. Ведущая роль слоя смешения обосновывается высокими градиентами температур и скоростей по его толщине. Решение для слоя смешения (как для струи) «сшивается» с внешним «невозмущенным» течением и зоной рециркуляции. Для улучшения согласования расчета с опытом Хаген вынужден значительно (на 30% и более) корректировать (без физического обоснования, соответственно опыту) используемые известные турбулентные эмпирические константы и постоянные величины своего решения. Но даже при этой корректировке расчетные параметры существенно отличаются от опытных: коэффициенты теплоотдачи не совпадают с опытами Фокса и Чарвота на 25 – 50%, разница расчетных напряжений трения и опытных в пределах слоя смешения достигает 50%. Идеи и результаты Хагена использованы (с некоторой модификацией) О.Д. Зайцевым. Расчетное трение в его решении превышает данные решения Хагена на 15%. Отличие расчетных данных теплообмена от опытных составляет  $\pm 30\%$ .

Заметное отклонение расчетных и опытных результатов связано не только с математической технологией реализации решений, но и, вероятно, с неполной правомерностью основополагающей гипотезы этих работ об определяющей роли слоя смешения. Действительно, пограничные слои 2 (рис. 4.7), с помощью которых основной поток в канале непосредственно взаимодействует с поверхностью канавки, практически выпадают из обсуждения обменных процессов между потоком и собственно поверхностью канавки. Себан, Фокс, В.И. Терехов и др. считают, что при  $L/h \geq 2$  теплоотдача на поверхности канавки полностью определяется свойствами (термосопротивлением) пристенных пограничных слоев 2 (рис. 4.7), а не слоем смешения.

Если учесть, что «точные» численные методы, а также методы, базирующиеся на гипотезе главенствующей роли слоя смешения, не обеспечивают разумного соответствия между трудоемкостью их реализации и точностью решения, то становится очевидной целесообразность разработки новых методов, в частности, построенных на расчете обменных процессов в пристенных пограничных слоях (слой 2, рис. 4.7). Эмпирические расчетные

соотношения пока наиболее надежны, но они не универсальны и дороги. Рациональна поэтому разработка компактных полумпирических методов, объединяющих известную теоретическую и опытную информацию по пристенным пограничным слоям в канавках. Методы именно такого типа предлагаются авторами настоящей работы.

#### Метод расчета глубоких канавок

Соответственно рассмотренным схемам течения в канавках (см. рис. 4.7), предлагается простой приближенный метод расчета теплоотдачи и трения на поверхности канавок при  $L/h \leq 5$ . Предполагается, что турбулентный пограничный слой на дне канавки (например, рис. 4.7,б) полностью определяет тепловое и гидродинамическое взаимодействие потока с поверхностью канавки. Принимается, что профиль универсальной  $W^*$  в пограничном слое 2 приближенно одинаков с обычным турбулентным профилем скорости на пластине, это строго справедливо для внутренней части слоя 2. Особые условия течения в слое 2 – высокая внешняя турбулентность на его внешней границе, обусловленная отрывным рециркуляционным вихрем 1. Интенсивность этой турбулентности ( $Tu$ ) в канавке (вне слоя 2) постоянна вдоль пограничного слоя 2 и примерно (с учетом асимптотического влияния ее на перенос) она может быть принята равной 15% независимо от уровня турбулентности основного потока, омывающего поверхность стенки с канавкой.

Тогда средняя теплоотдача для слоя 2 определяется уравнением подобия (для пластины)

$$\bar{St}_L = 0,036 Re^{-0,2} Pr^{-0,75}, \quad (4.12)$$

где для случая, соответствующего рис. 4.7, б, характерный размер – периметр сечения канавки  $\Pi$ , а для рис. 4.7, а на дне прямоугольной канавки этот размер –  $L$ . Содержание чисел подобия в уравнении (4.12) традиционное:  $Re = W_{\delta 2} L / \nu$ ,  $\bar{Nu}_L = \bar{\alpha} L / \lambda$ .

Возможность применения неизменного уравнения (4.12) для различных глубин канавок и скоростей потока в канале подтверждается опытами В.И. Терехова и др., в которых выяснено, что при  $L/h = 0,17 \div 4,0$   $Re_L = 10^4 \div 4 \cdot 10^5$ ,  $Tu_0 = 1,5$ ; 14,2% распределения параметра  $\alpha_n / \bar{\alpha}$  на дне канавки не зависит от величин  $h$  и  $Re_L$  ( $\alpha$  – местный коэффициент теплоотдачи,  $Re_L = WL/\nu$ ).

Средняя скорость на внешней границе слоя 2  $W_{\delta 2}$  находится по эмпирическому закону [57] (для  $L/h = 1 \div 2$   $Tu_0 = 0,009 \div 0,18$ ):

$$W_{\delta_2} = W(0,26 + 1,7Tu_0 - 3,45Tu_0^2), \quad (4.13)$$

где  $W$ ,  $Tu_0$  – среднерасходная скорость и турбулентность в канале, на стенке которого расположена канавка. Опытный закон (4.13) для  $W_{\delta_2}$  получен при некоторой фиксированной относительной толщине пограничного слоя  $\delta_n/h$ , набегающего на канавку ( $\delta_n$  – толщина натекающего пограничного слоя). Однако согласно опытам Хагена изменение параметра  $\delta_n/h$  незначительно влияет на теплоперенос в канавке. Истинный средний коэффициент теплоотдачи  $\bar{\alpha}_n$  вычисляется с учетом влияния внешней турбулентности на теплообмен по А.А. Жукаускасу:

$$\bar{\alpha}_n / \bar{\alpha} = 1 + [0,41th(0,2Tu)] .$$

Здесь величина  $\bar{\alpha}$  найдена из уравнения (4.12).

Среднее напряжение трения на стенке  $\bar{\tau}$  для слоя 2 (рис. 4.7б) рассчитывается по уравнению С.С. Кутателадзе – А.И. Леонтьева с использованием соответствующих характерных величин  $W_{\delta_2}$  и  $\Pi$ :

$$\begin{aligned} \bar{C}_f &= 0,072 Re^{-0,2}, \\ \bar{\tau} &= \bar{C}_f \rho W_{\delta_2}^2 / 2, \end{aligned}$$

где  $\bar{C}_f$  – средний коэффициент сопротивления трения на поверхности канавки.

Потери давления  $\Delta p$  в канале на участке кольцевой канавки определяются очевидным образом:

$$\Delta p = 4K / \pi d^2,$$

где  $K = \bar{\tau} \pi (d+h) \Pi$  – общее сопротивление трения поверхности канавки,  $d$  – внутренний диаметр канала, на стенке которого имеется кольцевая канавка. Известно, что внешняя турбулентность существенно влияет на теплоотдачу пограничного слоя и значительно меньше – на трение около стенки, поэтому влиянием внешней турбулентности на трение около стенки в слое 2 можно пренебречь. Возможен и учет этого влияния по известному соотношению С.С. Кутателадзе.

В прямоугольных канавках (рис. 4.7,а) аналогично рассчитываются три пристенных пограничных слоя.

Сравнение результатов расчетов теплоотдачи воздуха на дне прямоугольных канавок предлагаемым методом с опытными данными В.И. Терехова и др. в диапазоне чисел  $Re_L$ , исследованном ими, при



$Tu_0 = 0,05$ ,  $L/h = 1 - 4$  представлено на рис. 4.8, 4.9, где приняты следующие обозначения: сплошная линия – расчет для  $L/h = 1$  (рис. 4.8) и для  $L/h = 2; 4$  (общая линия, рис. 4.9); линии коротких штрихов – опытная зависимость для  $L/h \geq 1$ , длинных штрихов – опыты для  $L/h \geq 2$ .

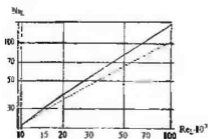


Рис. 4.8

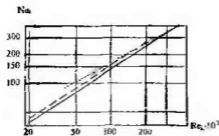


Рис. 4.9

Из анализа рисунков следует, что характер взаимосвязи  $\overline{Nu}_L - Re_L^{0,8}$  (показатель степени при числе  $Re_L$ ) для расчетов и опытов при  $L/h \geq 2$  (рис. 4.9) одинаков, эта величина показателя степени полностью согласуется с исследованиями Себана, Фокса, Ричардса. При  $L/h = 1$  (рис. 4.8) показатели степени при числе  $Re_L$  в расчете (0,8) и опыте (2/3) несколько отличаются. Отклонение расчета от опыта для  $L/h = 1$  (рис. 4.8) составляет  $0 \div 30\%$ ; для  $L/h = 2; 4$  (рис. 4.9)  $0 \div 15\%$ , что для  $L/h = 1$  одинаково с точностью значительно более громоздких расчетов Хагена. В случае  $L/h \geq 2$  точность настоящих расчетов примерно в 2 раза выше, чем в работах Хагена. Отличие настоящих расчетных данных при  $L/h = 1$  от опытных значений исследований Ямамото и др., Хагена и др. оценивается как 25 и 30% соответственно.

Это отличие объясняется не только погрешностью предлагаемого метода, но и (в значительной мере) весьма существенным разбросом опытных данных различных авторов.

Удовлетворительное согласование расчетов и опытов убедительно свидетельствует в пользу того, что процесс переноса в пограничном слое в канавке является в конечном счете (особенно при  $L/h \geq 2$ , рис. 4.9) основным механизмом обмена между потоком в канале и поверхностью канавки. Можно заключить: для прямоугольных канавок размером  $L/h = 1 \div 5$  простой расчет пристенного пограничного слоя позволяет с приемлемой точностью определить теплоотдачу на поверхности канавки. Экспериментальное уточнение универсальных свойств пограничных слоев в канавках обеспечит повышение точности расчетов. Физическая ясность, простота, лаконичность, точность предлагаемого метода, возможно, окажут содействие его развитию и практическому применению.

Для мелких канавок (рис. 4.10) размером  $L/h \geq 9$  (при условии, что  $h/d \leq 0,05$ ), в которых основной поток присоединяется ко дну канавки, на базе исследований П. Чжена и др., а также В.В. Олимпиева предлагается следующая модель турбулентного течения в кольцевой поперечной канавке на стенке канала. (Ограничение модели по размеру  $h/d$  совершенно необходимо. Например, при фиксированной глубине канавки  $h = \text{const}$  изменение поперечного размера канала  $d$ , следовательно, и  $h/d$ , приводит к другим величинам степени расширения потока и относительной толщины набегающего на канавку пограничного слоя. Указанные параметры существенно влияют на картину течения в мелкой канавке, что подтверждается, в частности, в опытах Ямамото и др. при визуализации потока).

В диффузорном потоке после внезапного расширения потока при входе в канавку (сечение 1, рис. 4.10) формируется внутренний пограничный слой 2 (сдвиговый слой смешения) от точки отрыва на кромке канавки А вдоль поверхности каверны 3 (за обратным уступом) до точки присоединения потока  $x_k$  к стенке и далее вдоль стенки до прямого уступа (сечение 2). Современные опытные данные показывают, что на границе каверны и основного потока течения присущи черты течения в вязком слое (скорости в каверне малы по сравнению со скоростью основного потока, вдоль границы каверны высоки поперечные градиенты скоростей, рейнольдсовы напряжения и турбулентность). Поэтому развитие внутреннего пограничного слоя 2 начинается непосредственно за точкой А на поверхности каверны. Во внутреннем слое 2 за низким уступом универсальный профиль скорости, близкий к пластине, восстанавливается непосредственно после точки присоединения  $x_k/h = 6$  (во всяком случае это имеет место в определяющей перенос внутренней части слоя  $y < 0,2\delta$ , где  $y$  — поперечная координата, отсчитываемая от дна канавки;  $\delta$  — толщина слоя 2), поэтому за точкой

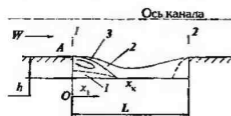


Рис. 4.10

присоединения для внутреннего пограничного слоя 2 приближенно справедлива схема «стандартного» турбулентного пограничного слоя на пластине.

Изменение давления и скорости в потоке после точки присоединения — линейное. Скорости на оси канала и на

внешней границе внутреннего слоя удовлетворяют уравнению Бернулли. Суммарные потери давления в пределах канавки складываются из потерь на внезапное расширение на кольцевом обратном уступе и на трение по поверхности канавки. Потерям на внезапное сужение в сечении 2 можно пренебречь на фоне потерь внезапного расширения в сечении 1.

Вихри, генерируемые внезапным расширением, попадают во внешнюю часть внутреннего пограничного слоя 2 и в качестве турбулентности  $Tu$  внешнего (относительно пограничного слоя) течения заметно влияют на теплообмен и мало на трение стенки. Вихри от точки  $A$  скатываются по поверхности каверны и в области присоединения соударяются со стенкой, этим обусловлены максимумы теплоотдачи, трения и турбулентности в точке присоединения и начало интенсивного распада вихрей, сопровождающегося снижением влияния внешней турбулентности на перенос около стенки (при линейном падении  $Tu$ ).

Влияние внешней турбулентности асимптотическое, при  $Tu \geq 10\%$  оно стабилизируется. Поэтому в точке присоединения можно принять  $Tu_{\max} = 10 \div 15\%$ ; на длине примерно  $(30 \div 50)h$  после уступа турбулентность снижается до уровня гладкой трубы  $Tu = 4\%$ .

На стенке канавки под каверной за уступом от точки присоединения  $x_c$  в направлении, обратном основному течению, развивается другой пограничный слой — 1, определяющий теплогидравлическое взаимодействие потока со стенкой в области каверны. При определении теплоотдачи стенки под каверной за уступом используется метод, разработанный А.И. Леонтьевым с сотрудниками для расчета теплоотдачи под каверной за внезапным расширением канала. В этом методе теплообмен в зоне каверны рассматривается как процесс в пристенном вторичном возвратном пограничном слое (внутренний пограничный слой с индексом 1). Для расчета теплообмена под каверной пригоден предложенный здесь метод расчета для канавок  $L/h \leq 5$ .

Малые высота обратного уступа и толщины пограничных слоев 1 и 2 сравнительно с поперечным размером канала позволяют отождествлять обтекание уступа в канале с течением около уступа на плоской стенке и рассчитать пограничные слои 1, 2 в канале по теории для плоской стенки по С.С. Кутателадзе — А.И. Леонтьеву.

Обоснование всех положений и допущений физической модели течения в слое 2 на основе полумпирической теории турбулентности и известных опытных исследований было представлено в подразд. 4.1, где дан анализ влияния на профили скоростей, температур, касательных напряжений и процессы переноса во внутреннем пограничном слое 2 всех возмущающих течение факторов: собственно уступа, внешней турбулентности и ее уровня, диффузорности течения, поперечной кривизны стенки. Особое внимание уделено процессу релаксации внутреннего пограничного слоя 2 за уступом.

В соответствии с предлагаемой моделью течения в мелкой канавке разработана методика расчета теплоотдачи и трения в канавках на основе описания переноса во внутренних пограничных слоях 1 и 2 с помощью интегральных методов С.С. Кутателадзе — А.И. Леонтьева.

Например, интегральное уравнение для переноса тепла в слое 2 имеет вид

$$dRe_T^{**}/d\bar{x} + (Re_T^{**}/\Delta T)(d\Delta T/d\bar{x}) = Re_0 St_0 \Psi_s,$$

обозначения в котором традиционные для работ С.С. Кутателадзе, А.И. Леонтьева.

Модель обеспечивает расчет как теплоотдачи, так и трения в канавке по известной величине коэффициента сопротивления для внезапного расширения в канале, определяемой по справочнику И.Е. Идельчика. Следует заметить, что использование опытной (справочной) величины коэффициента местного сопротивления для внезапного расширения на кольцевом обратном уступе  $A$  не является принципиально необходимым обстоятельством для построения предлагаемой расчетной модели и, в частности, для определения гидропотерь на участке канавки. Этот коэффициент сопротивления возможно вычислить по известным аналитическим формулам Борда, Альтшуля и др., однако точность таких формул зависит от степени внезапного расширения. Поэтому целесообразно обращение к опытным данным И.Е. Идельчика при малой степени расширения. Гидропотери в канавке суммируются из местных потерь на внезапное расширение и на трение по поверхности канавки. Следовательно, в пределах представленной модели использование справочного коэффициента местного сопротивления не решает проблему расчета гидропотерь в полной мере, так как дополнительно необходимо теоретическое определение потерь трения на поверхности канавки посредством расчета внутренних пограничных слоев 1 и 2.

Достоинство модели заключается в возможности оперативного инженерного расчета энергооборудования на базе фундаментальных интегральных методов и готовых справочных данных по местным гидросопротивлениям в полном техническом диапазоне чисел  $Re_L$  и  $Pr$  для течения в каналах и для внешнего обтекания стенки с канавкой.

Для проверки справедливости предлагаемых модели течения и метода расчета на рис. 4.11 расчетные коэффициенты тепло-

отдачи для воздуха сопоставлены с опытными данными Ямамото и др. в диапазоне  $Re_L = 3 \cdot 10^4 + 5 \cdot 10^4$ . (Обозначения на рис. 4.11: линии 1, 2 – расчет и опыт для  $L/h = 24$ ; линии 3, 4 – расчет и опыт для  $L/h = 13$ ). Отклонение расчета от опыта составляет для  $L/h = 24$  не более 15%, для  $L/h = 13$  – 8%.

В зависимости  $\overline{Nu}_L \sim Re_L^n$  для теплоотдачи на дне канавки (рис. 4.11) для

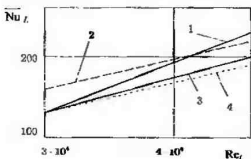


Рис. 4.11

$L/h = 24$  (линии 1, 2) существенно различие показателей степени для расчета ( $n$  близок к 0,8) и опыта ( $n = 0,5$ ). Фактически  $n = 0,5$  (Ямамото и др.) означает, что Ямамото предполагает ламинарное течение на дне канавки в изученном диапазоне чисел  $Re_L$  (который соответствует для основного потока в канале турбулентному течению в области  $Re_d = Wd/v = 10^5$ ).

В недрах основного турбулентного потока в принципе возможно ламинарное течение во внутреннем пограничном слое 2 (см. рис. 4.10) на дне канавки. Однако, если учесть высокий уровень турбулентности на внешней границе слоя 2 и ускоренный ламинарно-турбулентный переход во внутренних пограничных слоях в канавках при наличии отрыва и повышенной турбулентности, то следует признать, что зависимость  $\bar{Nu}_L \sim Re_L^{0,5}$ , предложенная Ямамото, может вызвать сомнения в ее справедливости для гидродинамических условий их опытов, особенно для протяженных слоев 2 ( $L/h = 24$ ), в которых наиболее вероятно турбулентное течение. Можно достаточно обоснованно полагать, что для канавок с  $L/h \geq 9$  (как и для  $L/h \leq 5$ ) расчетная зависимость  $\bar{Nu}_L \sim Re_L^{0,8}$  более объективно соответствует реально турбулентному течению на дне канавок в обсуждаемых условиях.

Анализ современных экспериментальных данных позволяет считать, что при турбулентном режиме течения основного потока в канале ( $Re_d \geq 6600$ ,  $Tu_0 \geq 4\%$ ) за обратным уступом в канавке на стенке канала внутренний пограничный слой 2 (и 1) всегда является турбулентным непосредственно за уступом (и далее по потоку) при  $hid \geq 0,02$ .

Рассмотренный способ оценки переноса тепла и импульса возможно использовать в практических теплогидравлических расчетах.

Итак, представлены модели течения и соответствующие простые методы для оперативного конструкторского расчета теплоотдачи и трения в канавках на рабочих поверхностях энергооборудования, обтекаемых турбулентным потоком жидкости или газа. Рассмотрены канавки с различной формой поперечного сечения. Расчетные результаты по теплообмену сопоставлены с известными экспериментальными исследованиями и предложены способы расчета теплообмена и трения в относительно глубоких  $L/h \leq 5$  и мелких  $L/h \geq 9$  канавках, поперечных к турбулентному натекающему потоку жидкости или газа.

#### **4.5. Существо механизма интенсификации теплообмена на поверхности со сферическими выемками, модели для расчета теплоотдачи и трения**

Практическое применение сферических выемок (СВ) для интенсификации теплообмена (ИТО) на поверхности твэлов ЯЭУ, в охлаждающих каналах лопаток турбин ГТУ [58] и экономическая (теплогидравлическая) целесообразность внедрения достижений теории и опыта ИТО в технику [59]

стимулируют современные исследования влияния СВ на перенос тепла и импульса около стенки. Сложность отрывного течения на поверхности с СВ (ПСВ) и в каналах с СВ (КСВ) обусловила в основном экспериментальное изучение гидродинамики, теплообмена и эффектов ИТО на ПСВ и в КСВ. Получена значительная качественная и количественная информация. Однако не выработана безусловно признанная обобщенная картина гидродинамических событий на ПСВ, которая способна продуктивно содействовать развитию методов теплогидравлического расчета КСВ, многие принципиальные вопросы этой картины пока не решены. Например, не выяснен вполне убедительно базовый механизм ИТО для ПСВ и КСВ. (Предположение о ведущей роли «смерча» в форсировании турбулентного переноса тепла на ПСВ, выдвинутое в ряде работ (Г.И. Кикнадзе и др.), оспаривается в других работах (В.И. Терехов и др.): «гипотеза о смерчевом механизме ИТО пока не получила необходимого опытного обоснования»). Сомнительно существование эффекта ИТО на поверхности собственно СВ в турбулентном потоке (А.Б.Езерский и др.). Отсутствует общепринятое представление о влиянии СВ на переносные свойства потока после СВ. Не установлены достоверные размеры СВ, соответствующие границе между безотрывным и отрывным обтеканием СВ, и т.д. Кроме того, в литературе иногда, к сожалению, ощущается некоторая тенденциозность при описании гидродинамических свойств СВ как интенсификатора теплообмена — предпринимаются попытки представить СВ как совершенно особенный, исключительный по свойствам и эффективности способ ИТО. Следовательно, осмысление и исследование существа гидродинамических и теплообменных процессов около ПСВ остаются вполне актуальными для разработки перспективного энергооборудования.

Проводимые исследования имеют целью:

- на основе анализа известной объективной опытной информации синтезировать возможно более подробные схемы течения около ПСВ (и в КСВ) в полном диапазоне технически рациональных размеров СВ и режимов течения;
- выделить основополагающие свойства течения в СВ и в потоке за ней, объясняющие главные механизмы переноса и ИТО на ПСВ;
- выяснить взаимосвязь между геометрическими параметрами СВ, протяженностью стенки за ней и уровнем эффектов ИТО, достигаемых на ПСВ;
- предложить упрощенные модели течения на ПСВ для различных размеров СВ и режимов обтекания ПСВ, обеспечивающие теплогидравлический расчет КСВ;

- рекомендовать наиболее целесообразные геометрические параметры ПСВ и схемы их обтекания, гарантирующие наиболее высокое теплогидродинамическое совершенство (экономичность) ПСВ.

#### Ламинарное обтекание выемки с присоединением потока

Результаты экспериментального изучения процессов переноса в ламинарном потоке на ПСВ весьма ограничены, так как предполагалось, что при ламинарном течении в канале СВ не перспективны для ИТО. Интерес к проблеме ИТО ламинарных потоков длительное время почти отсутствовал и замтно обострился только в последние годы, что объясняется резко нарастающей потребностью энергосбережения и соответствующим стремлением повышения экономической эффективности различных энерготехнологических комплексов, использующих высоковязкие (и другие) рабочие тела,двигающиеся с малой скоростью.

Для надежной оценки теплогидравлических параметров ПСВ предпочтителен подход Г. Шлихтинга, предусматривающий подробный анализ картины обтекания единичного элемента шероховатости стенки – СВ.

На базе анализа экспериментальных исследований гидродинамики и теплообмена в каналах с обратными уступами, поперечными канавками, внезапным расширением, выступами на стенке целесообразно предложить модель обтекания СВ ламинарным потоком (рис. 4.12). Существо модели следующее.

При локальном числе Рейнольдса обтекания СВ (с острой кромкой)  $Re_b = W_\infty h / \nu \geq 120$  гарантировано отрывное течение около СВ [49] ( $W_\infty$  – скорость внешнего течения или на оси канала;  $h$  – глубина СВ; остальные обозначения традиционные). После передней части кромки СВ (точка  $A$ )

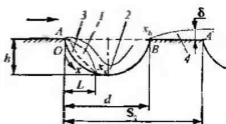


Рис. 4.12

образуется рециркуляционная зона (P3) 1. От кромки СВ (точка  $A$ , криволинейная координата  $x = 0$ ) по поверхности P3 (линия  $Ax_k$ ) до точки присоединения  $x_k$  и далее вдоль стенки до выходной части кромки (точка  $B$ ) формируется внутренний ламинарный пограничный слой ВЛПС 2. Слой 2 на участке  $Ax_k$  обладает свойствами слоя смещения (СС). На границе P3 (линия  $Ax_k$ ) распределение касательных напряжений трения  $\tau$  (соответственно и профиль скорости) аналогично распределению на пластине (отличие  $\tau$  от пластины составляет 11%, это, вероятно, связано с тем, что «жидкая стенка»  $Ax_k$  с малой скоростью движется вслед за слоем 2). В пределах ВЛПС 2 после точки присоединения  $x_k$  толщина слоя, профили скоростей и температур

приближенио соответствуют обычному «стандартному» течению на пластине (по Блазиусу).

На стенке СВ под РЗ 1 от точки присоединения  $x_*$  в направлении, обратном движению слоя 2, развивается ВЛПС 3, свойства которого аналогичны характеристикам обычного ЛПС на пластине.

На дне СВ процессы переноса между основным потоком в канале (ядром) и стенкой полностью определяются теплообменом и трением в ВЛПС 2 и 3.

После СВ на участке стенки  $BA'$  образуется ВЛПС 4 (шириной  $d$ , толщиной  $\delta$ ), идентичный по своим характеристикам ПС Блазиуса.

Вероятно, для достижения максимального уровня ИТО целесообразно шахматное расположение СВ, при котором исходная гладкая поверхность теплообмена делится на ряд типовых участков (стенки и потока), состоящих из одиночной СВ и полосы гладкой стенки за ней (шириной  $d$  и длиной  $2S_2 - d$ ;  $S_2$  – шаг выемок вдоль потока,  $S_1 = 2d$  – поперечный шаг СВ,  $d$  – диаметр выемки).

Известно: теплогидродинамические процессы, происходящие в одиночной СВ и в отдельной СВ на ПСВ, одинаковы (идентичны и события за выемкой). В этом случае участок стенки длиной  $S_2$  (рис. 4.12) является типовым (повторяющимся на ПСВ поперек и вдоль потока), тогда средние величины коэффициента теплоотдачи и напряжения трения для типового участка и ПСВ (или КСВ) в целом одинаковы. Теплогидравлический расчет ПСВ сводится к расчету ВЛПС 2, 3, 4 на единичном участке  $S_2$ . При относительно малых глубине СВ и толщине ВЛПС по сравнению с поперечным размером канала расчет ВЛПС в КСВ возможен по теории для плоской стенки.

Прогнозируемое возрастание интенсивности теплоотдачи (и трения) на ПСВ (по сравнению с гладкой поверхностью – ГП или гладким каналом – ГК) следует связывать с малыми толщинами ВЛПС 2, 4 (т.е. малым термосопротивлением) и обновлением этих ПС на каждом последующем типовом участке, а также с некоторым увеличением площади поверхности теплообмена за счет СВ. На заметной заключительной части ВЛПС 3 теплоотдача может быть ниже, чем на исходной ГП, из-за меньшей скорости возвратного течения в РЗ 1 (относительно основного потока). Поэтому для повышения эффекта ИТО целесообразны мероприятия, направленные на уменьшение длины  $L$  отрывной РЗ 1). Степень интенсификации теплообмена в КСВ будет определяться величинами  $h_0 = h/d$ ;  $h/D$ ;  $S_1/D$ ;  $S_2/D$ ;  $h/\delta$ ;  $Re = WD/\nu$ ;  $Pr$  ( $D$  – диаметр ГК,  $W$  – среднерасходная скорость,  $\delta$  – толщина ПС) и некоторыми другими параметрами. После возникновения отрыва на кромке СВ некоторое увеличение глубины выемок и выбор оптимального



шага их по потоку  $S_2$  (выгодной протяженности ВЛПС 4) приведут к нарастанию теплоотдачи в КСВ.

Предлагаемая схема ламинарного течения на ПСВ позволяет достаточно обоснованно полагать, что СВ перспективны для ИТО ламинарных потоков.

Необходимо более подробно обсудить возможную картину течения на поверхности СВ.

Если толщина ПС, натекающего на СВ, больше, чем глубина СВ, то возможно присоединение к стенке ВЛПС 2 без изменения режима течения в нем в области  $x \leq x_c$  (Голдстин и др.).

В «стандартном» ЛПС осуществляется изменение режима течения – ламинарно-турбулентный переход (ЛТП) при достижении критических чисел  $Re_{кр} = W_{\infty} x / \nu$ . По Кэйсу (1972 г.)  $Re_{кр1} = 2 \cdot 10^5$ ,  $Re_{кр2} = 5 \cdot 10^5$ . По Гад-эль-Хаку, Бушнеллу (1991 г.) для пластины  $Re_{кр1} = 6 \cdot 10^4$ ,  $Re_{кр2} = 10^6$ .

Шероховатость стенки (система СВ) значительно ускоряет ЛТП в ПС. Ламинарное течение в ВЛПС 2 сохраняется в точке присоединения  $x_c$  при  $Re_h \leq 520$ , в противном случае возникает ЛТП (при  $x < x_c$ ). Непосредственно за кромкой СВ – точкой А ВЛПС 2 становится турбулентным при  $Re_h \geq 820 + 900$ .

В переходном потоке течение за кромкой А может быть неустойчивым. При переходном и турбулентном режимах течения основного потока в ВЛПС 2 начальная часть ПС может быть ламинарной, после которой возможен ЛТП. В области ламинарной части ПС под воздействием турбулентности основного потока теплоотдача может возрастать в несколько раз по сравнению со случаем «стандартного» ЛПС. Можно ожидать, что при  $Re_h > 530$  в КСВ будет формироваться режим течения с полным проявлением шероховатости, соответственно в ВЛПС 2 установится турбулентное течение. Есть основания предполагать, что ВЛПС 2 изначально ( $x = 0$ ) турбулентный при  $Re \geq 6,6 \cdot 10^3$ ,  $h/D \geq 0,02$ . Очевидно, что основной поток присоединяется к стенке СВ при условии  $L < d$ .

Длина РЗ за кромкой выемки  $L$  при ламинарном (переходном) обтекании СВ увеличивается пропорционально (линейно) возрастанию величины  $Re_h$ . В момент достижения в основном потоке  $Re = Re_{кр2}$  величина  $L$  скачкообразно сокращается. В случае  $Re_h \geq 900$  длина РЗ постоянна:  $L = 6h$ . В ламинарном потоке возможно образование малой РЗ перед кромкой В. Длина РЗ за кромкой А при умеренных числах  $Re$  основного потока в КСВ  $Re \approx 10^3 + 5 \cdot 10^3$  в диапазоне  $Re_h = 100 + 500$  может вычисляться по соотношению

$$L_1 = L/h = 2,13 + 0,021 Re_h.$$

При повышенных числах  $Re$ , в области  $Re \approx 6,6 \cdot 10^3 + 2,6 \cdot 10^4$ ,  $Re_h = 100 + 1000$ , величина  $L$  определяется графиком  $L_1 = f(Re_h)$  (Синха и др.). При использовании сведений по размерам РЗ за одиночным обратным уступом для описания РЗ в СВ необходимо учитывать, что в отличие от уступа протяженность РЗ в СВ зависит не только от глубины СВ  $h$  (т.е. от  $Re_h$ ), но и от соотношения глубины и диаметра СВ  $h_0$ .

Представленная модельная картина обтекания СВ в КСВ ламинарным (и переходным) потоком основывается на экспериментальных исследованиях, выполненных в условиях:  $Re \approx 10^3 + 2,6 \cdot 10^4$ ;  $Re_h \approx 100 + 1000$ ;  $Tu_\infty \approx 0 + 0,15$ ;  $h/D = 0,02 + 0,1$  и при толщине ПС, натекающего на СВ, равной или большей глубины СВ.

Основные характерные черты картины течения за кромкой  $A$  (обратным уступом) мало зависят от режима течения основного потока, поэтому модель течения достаточно универсальна (по  $Re$ ,  $Pr$ ,  $h/D$ ,  $h_0$ ,  $S_1/D$ ,  $S_2/D$ ).

В соответствии с моделью течения расчет теплообмена и сопротивления на поверхности СВ осуществляется по следующей схеме. Средний коэффициент теплоотдачи в выемке  $\alpha_b$  складывается из средних коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_2$  для ВПС 2 на участке  $x_k - x_b$  и  $\alpha_3$  для ВПС 3 на длине  $L$ :

$$\alpha_b = \frac{\alpha_2 F_2 + \alpha_3 F_3}{F_b},$$

где  $F_b = F_2 + F_3$  — площадь поверхности СВ;  $F_2$  — площадь поверхности СВ на участке  $x_k - x_b$ ;  $F_3$  — площадь участка  $L$ .

Аналогично записывается среднее напряжение трения  $\tau_b$  на поверхности СВ:

$$\tau_b = \frac{\tau_2 F_2 + \tau_3 F_3}{F_b}.$$

Коэффициент  $\alpha_2$  рассчитывается посредством осреднения местной теплоотдачи ВПС 2, вычисленной, например, по известному простому уравнению подобия для ламинарной теплоотдачи пластины:

$$Nu_x = \alpha_x x / \lambda = 0,33 Re_x^{0,5} Pr^{0,33},$$

где  $Re_x = W_2 x / \nu$ ;  $W_2$  — скорость на внешней границе ВПС 2, приблизительно ее можно считать постоянной и отождествлять со среднерасходной скоростью в канале. (Полезно опытное уточнение этой скорости).

Аналогично определяется  $\tau_2$  на основе местных величин коэффициентов сопротивления трения  $C_f$ :

$$C_f = 0,66 Re_x^{-0,5}, \quad \tau = C_f \rho W_2^2 / 2.$$

Подобным образом находят значения  $\alpha_3$  и  $\tau_3$  для ВПС 3. Для того, чтобы избежать при этом затруднения с выяснением фактической величины скорости на внешней границе ВПС 3, параметр  $\alpha_3$  можно рассчитывать по эмпирическим уравнениям для поверхностей, находящихся под РЗ (Аунг, А.И. Леонтьев и др.). При расчете  $\tau_3$  приближенно можно считать, что величина  $\tau_x$  в ВПС 3 на длине  $L$  линейно убывает от максимального значения в точке  $x_x$  (найденного для ВПС 2) до минимального значения при  $x = 0$ , равного среднему значению  $\tau$  в ГК (для  $W$ ,  $D = idem$ ).

Возможен иной способ расчета коэффициента  $\alpha_3$ , приведенный В.С. Авдусевским, — с помощью универсальной зависимости для обратных уступов  $\alpha_{x3}/\alpha_{x2} = f(x/x_2)$ . Эта зависимость (автомодельная относительно величин  $Re$  и  $h$ ) позволяет на основе местного коэффициента  $\alpha_{x2}$  в точке присоединения (рассчитанного для ВПС 2) вычислить местные коэффициенты  $\alpha_{x3}$  для ВПС 3, а затем определить величину  $\alpha_3$ . Далее находятся величины  $\alpha_b$  и  $\tau_b$ . Определяются средние параметры  $\alpha_4$  и  $\tau_4$  для ВЛПС 4.

Осреднение на отрезке  $S_2$  значений  $\alpha_b$ ,  $\alpha_4$  и  $\tau_b$ ,  $\tau_4$  позволяет получить средние показатели теплообмена  $\alpha_n$  и трения  $\tau_n$  на типовом участке  $S_2$  и в целом для КСВ. Возможен расчет среднего коэффициента сопротивления КСВ (или типового участка)  $\epsilon$ :

$$\epsilon = 2D\Delta p / S_2 \rho W^2,$$

где  $\Delta p = 4R / \pi D^2$  — потери давления на трение на участке КСВ длиной  $S_2$ ;  $R = \pi D S_2 \tau_n$  — суммарная сила трения на этом участке.

Целесообразно отметить, что расчет ламинарного теплообмена во впадине между двумя выступами в ДШК, выполненный на базе представлений о ВЛПС, удовлетворительно согласуется с опытом при вынужденной и продольной свободной конвекции в ДШК.

Весьма недостаточное количество опытных и аналитических исследований в обсуждаемой области не позволяет пока сформулировать всеобъемлюще справедливые рекомендации по определению рациональных размеров СВ для ИТО ламинарного течения (в частности, для схемы течения, соответствующей рис. 4.12). Однако анализ процессов переноса в КСВ с помощью представленной модели, использование опытных результатов работ для ДШК в определенной степени обосновывают правомерность следующих предположений.

Отрывное обтекание СВ благоприятно для ИТО ламинарных потоков. Ориентировочное значение глубины СВ, соответствующее возникновению отрыва на кромке, равно  $h_0 \geq 0,04$  (Ямамото и др.). Предпочтительные размеры КСВ соответствуют диапазонам  $h/D = 0,1 + 0,3$ ;  $0,04 \leq h_0 < 0,1$ ;

$L < d/2$ . Длина ВЛПС 4 ( $S_2 - d$ ) должна быть такой, при которой интенсивность местной теплоотдачи в ВЛПС 4 остается выше, чем на исходной ГП канала. Максимальное увеличение теплоотдачи в КСВ по сравнению с ГК может составить 1,5 – 5 раз, при этом возможен опережающий рост теплоотдачи относительно увеличения сопротивления КСВ. В области малых чисел  $Re \approx 30 + 100$  теплоотдача КСВ может падать до уровня ГК (и несколько ниже).

#### Ламинарное течение без присоединения в выемке

При ламинарном режиме течения в ядре потока в КСВ увеличение числа  $Re_n$  (т.е. возрастание скорости потока или глубины СВ, или одновременное нарастание этих параметров) приводит к увеличению размера РЗ 1 (длина  $L$ , рис. 4.12). В этих условиях схема течения в СВ, соответствующая рис. 4.12, постепенно переходит к картине течения, показанной на рис. 4.13,а; вид сверху на СВ – рис. 4.13,б.

Характерные особенности такой картины течения заключаются в следующем. Слой 2 (СС) не присоединяется ко дну СВ, рециркуляционное течение (РЗ 1) занимает почти весь объем СВ, образуя устойчивый спиральный вихрь 5 (ось вихря на рис. 4.13,б), торцы которого около поверхности СВ формируют парный вихрь 6, симметричный относительно продольной (по потоку) срединной плоскости СВ (Э.П. Волчков, А.И. Леонтьев, С.А. Исаев и др.). Внешнее течение захватывается вихрем 5 и поступает в СВ в области кромки В, частичный выброс среды вихрем 5 из СВ в основной поток происходит около кромки А (в области срединной плоскости СВ).

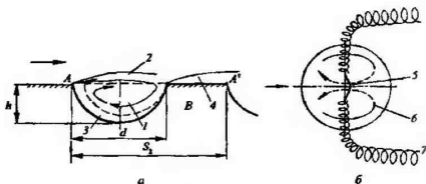


Рис. 4.13

Рециркуляция среды в РЗ 1 осуществляется довольно сложным образом. Частицы среды в наружном слое вихря 5 опускаются на дно СВ, здесь они подхватываются парным вихрем 6 и подтягиваются к фокусам вихрей 6. Затем по внутреннему слою вихря 5 (вдоль его оси) частицы (в обеих половинках СВ) двигаются к срединной плоскости СВ и перемещаются во внешний слой вихря 5; далее путь большинства частиц

повторяется (многократно), некоторые частицы выбрасываются из СВ во внешний поток. (Численные расчеты С.А. Исаева, А.И. Леонтьева и др. предполагают возникновение истечения закрученных струй 7 изнутри вихря 5, от его торцов). Вихрь 5 выступает над уровнем кромки СВ, это выступание увеличивается при возрастании скорости внешнего течения. Основной поток, натекающий на СВ, огибает слева и справа выступающую часть вихря 5 как некоторое препятствие на ГП. Течение в СВ подвержено медленным изменениям во времени, частота которых возрастает с увеличением скорости потока в КСВ. Периодически СС 2 свертывается, отрывается и трансформируется в дорожку Кармана за СВ, что и определяет автоколебательный режим течения в СВ и в следе за ней.

При возрастании числа  $Re$  частота срыва вихрей Кармана увеличивается. Непосредственно на поверхности СВ образуется возвратный ВЛПС 3. Описанная картина течения существует в условиях  $Re = 10^3 + 6 \cdot 10^3$ ;  $I_0 \approx 0,1 + 0,5$ . Как для ламинарного, так и для турбулентного обтекания СВ важно отметить принципиальное сходство картины течения в СВ (ВЛПС 3, РЗ 1), которая фактически трехмерна, и в двухмерных прямоугольных и цилиндрических канавках, поперечных к потоку. Следовательно, в приближенном расчете эффекты трехмерности течения в СВ можно не учитывать.

Теплогидравлический расчет КСВ при схеме течения, соответствующей рис. 4.13,б, осуществляется посредством расчета процессов переноса тепла и импульса в ВЛПС 3 и 4 на типовом участке канала  $S_2$ . В рассматриваемом случае обтекания СВ вероятную ИТО в КСВ следует объяснять в основном малым термосопротивлением ВЛПС 4 и, возможно, увеличением поверхности канала за счет СВ. Теплоотдача в ВЛПС 3 вероятно будет менее интенсивной, чем в ГК. Более предпочтителен (для ИТО) режим обтекания СВ с присоединением потока ко дну СВ (с коротким ВЛПС 3).

По сравнению с ГК в КСВ возникает ускоренный ЛТП, что связано с возмущающим воздействием системы СВ на гидродинамику основного потока в канале. Влияние параметров СВ на границы ЛТП пока не выяснено.

### Турбулентное обтекание выемки с присоединением течения

В каналах теплообменного оборудования теплоэнергетических силовых установок реализуется преимущественно турбулентное течение рабочих тел, поэтому проблема ИТО по-прежнему практически (и теоретически) интересна для этого режима течения. Основные черты картины течения, определяющие механизмы ИТО и свойственные схемам ламинарного обтекания ПСВ, во многом сохраняются и для случая турбулентного потока около ПСВ.

При турбулентном режиме течения в ядре основного потока существуют варианты обтекания СВ с присоединением потока к ее дну, что соответствует схеме течения на рис. 4.12, и без присоединения. Перед детальным обсуждением неисследованной схемы турбулентного обтекания СВ, показанной на рис. 4.12, полезно предварительно отметить глубокую общность физической природы течения (механизмов переноса) в окрестности различных дискретных интенсификаторов ТО, принцип действия которых основан на организации отрывного обтекания малого пристенного препятствия потоку с формированием РЗ, турбулизирующей последующий за ней ВПС. К такому типу интенсификаторов ТО на стенке канала следует отнести поперечные кольцевые выступы и канавки, СВ и цилиндрические выемки (ЦВ), цилиндрические и сферические выступы, обратный уступ и некоторые другие.

В случае турбулентного (и ламинарного) течения экспериментально установлена существенная аналогия гидродинамики потока (РЗ 1, ВПС 3) в двухмерных канавках и СВ (рис. 4.13,а) (В.И. Терехов, Э.П. Волчков и др.).

Опытным путем К.Х. Прессер показал, что форма выемки – СВ, ЦВ (коническая, пирамидальная, призматическая и др.) практически не влияет на интенсивность массоотдачи в выемке. Аналогичная информация известна и для ДШК: теплоотдача во впадине между выступами не зависит от формы поперечного сечения впадины, т.е. от формы выступов (В.С. Авдудевский и др.).

При  $h_0 = 0,5$  экспериментально зафиксировано максимальное сопротивление ЦВ [49] и КСВ [58], т.е. гидродинамика течения и процессы теплопереноса в ЦВ и СВ объективно имеют общие черты. (Экстремальные значения сопротивления [49] и теплоотдачи ЦВ (Спэрроу и др.) соответствуют одинаковым величинам  $h_0 = 0,1; 0,2; 0,5$ ).

Схема турбулентного течения в СВ с присоединением потока к стенке (рис. 4.12) справедлива для впадины между выступами в ДШК, для прямоугольной канавки, для обратного уступа. Пример близости гидродинамических свойств течений в ЦВ и во впадине между выступами в ДШК дан в работах В.В. Олимпиева и др.

Согласно систематическим опытам К. Вигхардта (цитированы Г. Шлихтингом) гидродинамическое воздействие ЦВ на пристенное течение аналогично влиянию цилиндрических выступов при одинаковых размерах  $h_0$  выемок и выступов.

Прогноз теплогидродинамических событий в СВ при схеме турбулентного течения, соответствующей рис. 4.12, возможно дать, основываясь на сходной картине течения в СВ и ЦВ (и около других интенсификаторов ТО). Особую ценность при этом приобретают прецизионные опыты Спэрроу и др.

по массоотдаче (и визуализации) в ЦВ, согласно которым далее описывается модель течения в СВ.

В случае турбулентного потока в КСВ, обтекающего СВ с острой кромкой и присоединяющегося к ее поверхности (см. рис. 4.12), в СВ образуется РЗ 1 и турбулентные ВПС – ВТПС 2 и 3, после СВ развивается ВТПС 4. По бокам СВ (поперек основного потока) из РЗ 1 выходят спиральные вихри, интенсивность которых не зависит от размера  $h_0$  (в том числе и для  $h_0 = 0,5$ ).

При теплогидравлически целесообразных для ИТО мелких СВ ( $h_0 < 0,1$ ;  $h/D < 0,1$ ) в ВТПС 2 и 4 после точек присоединения ( $x_k$  и  $x_b$ ) происходит быстрая релаксация течения к состоянию, соответствующему обычному («стандартному») ТПС на пластине. Профили скоростей в этих ВТПС весьма мало отличаются от «стандартного» ТПС.

Особенно важно, что в пристенной зоне ВТПС ( $y^+ \leq 10^3$ ), решающим образом определяющей теплогидравлическое взаимодействие потока со стенкой, профили скоростей в ВТПС 2 и 4 и в «стандартном» ТПС почти совпадают. Соответственно приближенный расчет теплообмена и трения для ВТПС 2 и 4 можно выполнить с помощью интегральных уравнений ПС С.С. Кутателадзе, А.И. Леонтьева. Вихревые возмущения пристенного течения, порождаемые СВ около кромок А и В, играют роль внешней турбулентности для ВТПС 2 и 4 и существенно интенсифицируют теплоотдачу стенки в выемке и после СВ. Влияние этой турбулентности на процессы переноса можно учесть по А.А. Жукаускасу. Для расчета ВТПС 3 можно использовать метод А.И. Леонтьева и др.

Интенсификация теплообмена в КСВ при этом достигается за счет высокой интенсивности теплоотдачи в турбулизированных ВТПС 2 и 4.

Следует заметить, что поле скоростей и процессы теплопереноса непосредственно на поверхности СВ полностью определяются свойствами ВТПС 2 и 3.

Отрывное обтекание СВ, соответствующее рис. 4.12, возникает при  $h_0 \geq 0,05$  (Т.И. Кикнадзе и др.), что полностью согласуется с данными Спэрроу и др. для ЦВ, прямоугольных канавок (Ямамото и др.). По мере возрастания глубины СВ отрывная РЗ 1 удлиняется и при  $h_0 = 0,1 \div 0,15$  (0,2) заполняет весь объем СВ (точка  $x_k$  близка к кромке В).

Количественная оценка уровня теплообмена в СВ (см. рис. 4.12) возможна на основе анализа зависимости числа Шервуда  $Sh$  от глубины  $h_0$  ЦВ (рис. 4.14), который заимствован из работы Спэрроу и др. ( $Re' = Wdlv$ ;  $Re_{\text{факт}} = Re$ ). Опытные данные свидетельствуют, что при турбулентном потоке в КСВ при  $Re \geq 6500$  (рис. 4.14, графики а, б, д) теплоотдача в СВ ( $Sh$ ) сложным образом зависит от  $h_0$ . При нарастании  $h_0$  максимум теплоотдачи

(первый) достигается для  $h_0 \approx 0,06$ , что обусловлено присоединением ВТПС 2 (СС 2) ко дну СВ. Последующее увеличение  $h_0$  приводит к резкому падению  $Sh$ , минимум теплоотдачи наблюдается при  $h_0 = 0,2$ . В случае  $h_0 \geq 0,1 + 0,2$  РЗ 1 покрывает всю поверхность СВ. (Опытное распределение местных коэффициентов теплоотдачи в СВ (С.З. Сапожников и др.) для  $h_0 = 0,139$  подтверждает наличие ВПС на дне СВ). Оказывается, что скорость течения на дне СВ при  $h_0 = 0,2$  (0,1) минимальна по сравнению со всеми другими СВ в диапазоне  $h_0 = 0 \div 0,7$ . Второй максимум теплоотдачи фиксируется при  $h_0 = 0,5$ ; пристенная скорость в СВ для этого случая максимальна и примерно равна скорости потока около ГП канала. Дальнейшее возрастание глубины СВ ведет к быстрому снижению теплоотдачи в СВ по сравнению с ГК.

Следует подчеркнуть, что теплоотдача в СВ при  $h_0 = 0,06$  максимальна и существенно превышает уровень теплообмена для  $h_0 = 0,5$  (примерно в 1,2 раза), а интенсивность теплоотдачи в СВ при  $h_0 = 0,5$  и в ГК ( $h_0 = 0$ , рис. 4.14) одинаковы.

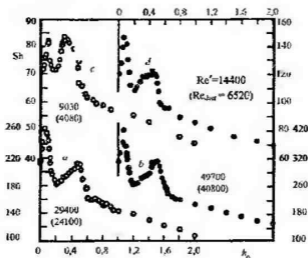


Рис. 4.14

Прогноз характера взаимосвязи геометрических параметров СВ ( $h_0$ ) и интенсивности процессов переноса в СВ (и в КСВ), основанный на опытных данных для ЦВ, вполне удовлетворительно согласуется с известными экспериментальными результатами для СВ. Например, в работах К.Х. Прессера (1972 г.), Р.Ф. Ричардса и др. (1987 г.), Я.П. Чудновского (1990 г.), Л.В. Арсеньева и др. (2000 г.) установлено, что наибольшие эффекты ИТО в КСВ достигаются с помощью мелких СВ при  $h_0 < 0,1$ . Соотношение средних коэффициентов теплоотдачи в КСВ и в ГК для  $h_0 = 0,07 \div 0,08$  может составлять  $\alpha/\alpha_{гк} = 1,3 \div 1,4$ . В работе В.Н. Афанасьева и др. на поверхности



СВ глубиной  $h_0 = 0,0667$  зафиксировано  $\alpha_0 = \alpha_{\text{тп}}$ , что превышает значение  $\alpha_0$  для  $\alpha_{0,5}$ , соответствующего  $h_0 = 0,5$ , так как в опытах именно для СВ установлено, что величина  $\alpha_{0,5}$  заметно меньше, чем  $\alpha_{\text{тп}}$ . (Опытное соотношение для СВ  $\alpha_{0,0667}/\alpha_{0,5} = 1,25$  удовлетворительно соответствует прогнозу для СВ на базе информации по ЦВ —  $\alpha_{0,0667}/\alpha_{0,5} \approx 1,2$ ). В опытах Г.П. Нагоги при  $h_0 = 0,07$  получено  $\alpha/\alpha_{\text{тп}} = 1,15$ .

Большинство исследований посвящено имени мелким СВ ( $h_0 = 0,07+0,2$ ) со значительным эффектом ИТО (величина  $\alpha/\alpha_{\text{тп}}$  достигает 1,4 и более).

М.Я. Беленький и др. экспериментально зафиксировали  $\alpha/\alpha_{\text{тп}} = 2,4$  при  $h_0 = 0,1$ . Только при мелких СВ в КСВ (как и в ДШК с низкими выступами [59]) существует заметная область опережающего нарастания коэффициентов теплоотдачи по сравнению с увеличением коэффициентов сопротивления каналов. Например, в работе А.В. Туркина и др. для  $h_0 = 0,0833$  получено  $\alpha/\alpha_{\text{тп}} = 1,67$  при  $\epsilon/\epsilon_{\text{тп}} = 1,48$ . В промышленной практике применяются мелкие СВ, в частности,  $h_0 = 0,135$  [58].

Анализ опытной информации позволяет вполне обоснованно предполагать, что для ИТО в КСВ наиболее выгодны мелкие СВ глубиной  $h_0 \approx 0,06$  (по крайней мере необходимо  $h_0 < 0,1$ ) с отрывом и присоединением потока ко дну СВ и максимальной протяженностью ВТПС 2 (при оптимальной длине ВТПС 4). В этом случае (в отличие от выемок с размерами  $h_0 > 0,1$ ) теплоотдача на поверхности СВ (и на стенке за ней) выше, чем в ГК:  $\alpha_0 > \alpha_{\text{тп}}$ . Для увеличения продольного размера присоединенного ВТПС 2 (сокращения длины РЗ) в СВ с достаточными абсолютными размерами полезно использовать вихревые канавки на передней кромке СВ. Если будущие исследования не подтвердят наличие максимума теплоотдачи в СВ при  $h_0 \approx 0,06$ , тогда следует признать, что для промышленного применения мелкие ЦВ ( $h_0 < 0,1$ ) более предпочтительны, чем СВ.

При относительно низких числах Re (рис. 4.14, график с), когда в КСВ не достигнут режим полностью развитого турбулентного течения, максимальная интенсивность теплоотдачи в мелкой  $h_0 = 0,09$  и глубокой СВ  $h_0 = 0,3$  практически одинакова (и выше, чем в ГК). Однако и в этом случае мелкие СВ ( $h_0 \leq 0,1$ ) более рациональны для технического использования, так как мелкие СВ почти не влияют на прочность КСВ [58].

#### Турбулентное обтекание выемки без присоединения потока

При турбулентном потоке в КСВ для случаев глубоких СВ  $h_0 \approx 0,2 - 0,5$  схема течения на типовом участке канала  $S_2$  показана на рис. 4.15. В полости СВ возникает РЗ 1 с практически однократным рециркуляционным током: среда, двигаясь в неприсоединяющемся ко дну выемки СС 2, частично поступает в СВ около задней кромки В и омывает поверхность СВ,

устремляясь к основанию смерчеобразного вихря  $\delta$  («смерч»), а затем поступивший объем среды почти полностью выносится «смерчем» из СВ во внешний поток. Последующие новые объемы среды (попавшие в СВ) повторяют (однократно) этот путь (В.С. Кесарев, А.И. Козлов). При обтекании СВ (как и любой другой полости или препятствия на стенке) нестационарное, неустойчивое течение в СС 2 увеличивает возмущения среды в объеме СВ (в РЗ 1) (Спэрроу, Рокуэлл и др.). Колебания СС 2 передаются в СВ. Поэтому течение в СВ и соответственно положение «смерча» также нестационарны. «Смерч» постоянно колеблется (перемещается) поперек потока относительно продольной срединной плоскости СВ с низкочастотной и высокочастотной составляющими этих колебаний.

В процессе низкочастотных колебаний конусообразное основание «смерча» перемещается по поверхности СВ из одной половины СВ в другую и обратно. При этом продольная ось «смерча» попеременно (апериодически) фиксируется на некоторое время в одном из двух крайних положений под углом  $\pm 45^\circ$  ( $68^\circ$ ) к срединной плоскости СВ. Следовательно, основание «смерча» находится в одной половине СВ, а выброс «смерча» из СВ происходит со стороны противоположной половины СВ. Одновременно «смерч» непрерывно колеблется с высокой частотой (и малой амплитудой) поперечно к своей продольной оси. Взаимодействие СС 2 со «смерчем»  $\delta$  характеризуется синхронизацией событий в их сосуществовании: СС 2 периодически (точнее апериодически) сворачивается и отрывается (с частью «смерча») за той половиной СВ, из которой (в данный момент времени) осуществляется выброс «смерча» во внешний поток. После СВ образуется вихревая дорожка Кармана, соответствующая левой и правой (по потоку) долям СВ (В.И. Терехов, А.Б. Езерский и др.).

Определенным подтверждением справедливости предположения синхронности (равенства частот  $f$ ) срыва вихрей Кармана и переброса «смерча»

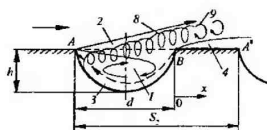


Рис. 4.15

из одной половины СВ в другую служат следующие известные факты. Увеличение скорости потока в КСВ вызывает нарастание частоты срыва вихрей Кармана, аналогичное влияние оказывает скорость и на частоту перемещений «смерча». Число Струхля  $Sr = fd/W_\infty = 0.079$ ,

характеризующее частоту переброса «смерча», полностью согласуется со значением числа  $Sr \ll 1$  для срыва вихрей Кармана около обратного уступа (Рокуэлл), т.е. у кромки СВ А (рис. 4.15). Низкочастотным колебаниям СС 2 за обратным уступом, как и низкочастотным колебаниям «смерча» в СВ свойственна не в полной мере выраженная когерентность.

В СВ глубиной  $h_0 < 0,1$  «смерч» не обнаружен (В.Н. Афанасьев и др.).

Непосредственно на поверхности СВ от кромки  $B$  образуется устойчивый возвратный ВТПС 3, свойства которого (вероятно) приближенно соответствуют «стандартному» ТПС. Картина осредненных во времени линий тока на поверхности СВ симметрична относительно срединной плоскости СВ. (Весьма показательны, что картины растекания масляных пятен в СВ и в ЦВ совершенно идентичны). Скорость и турбулентность на внешней границе ВТПС 3 постоянны вдоль ПС и равны  $W_3 \approx 0,4W_\infty$ ,  $Tu \approx 0,1$  (отнесенная к  $W_\infty$ ), величина  $Tu$  может быть и выше (В.Н. Афанасьев и др.). Опытное распределение касательных напряжений трения  $\tau_{xz}$  вдоль ВТПС 3 вполне характерно для обычного ТПС. Поперек потока в ВТПС 3 величины  $\tau_{xz}$  примерно постоянны. При высоком уровне  $Tu_\infty$  распределение коэффициентов теплоотдачи аналогично. (Скорость рециркуляции в СВ в 2 раза выше, чем в двумерном отрывном потоке. Интересно, что двукратно увеличенная скорость  $W_3$  возвратного течения в трехмерной РЗ 1 в СВ количественно соответствует повышенной скорости рециркуляции трехмерного течения за выступом в форме параллелепипеда).

Свойства и расчет ВТПС 4 (В.И. Терехов и др.), развивающегося за СВ в условиях повышенной внешней турбулентности – вихрей Кармана 9 (и «смерча» 8), одинаковы с характеристиками и расчетом ВТПС, существующего после мелких СВ ( $h_0 < 0,2$ ). (При строгом подходе следует указать, что интенсивность теплоотдачи за СВ  $\alpha_4$  слабо возрастает при увеличении глубины СВ. В опытах В.И. Терехова и др. коэффициент  $\alpha_4$  увеличился в 1,075 раза при изменении  $h_0$  в диапазоне  $0,13 \div 0,5$ ). Область влияния возмущений, создаваемых СВ, на теплообмен и гидродинамику пристенного течения на участке канала после СВ относительно мала. Профиль скорости, строго соответствующий ГК, полностью восстанавливается за СВ на расстоянии  $x \approx d$  (см. рис. 4.15). Возросший после СВ в 1,5 – 2 раза уровень внешней (для ВТПС 4) турбулентности быстро снижается до обычного на длине  $x \geq d$ . Теплоотдача и трение, существенно повышенные непосредственно за СВ, уменьшаются до уровня ГК на участке  $x \approx 1,5d$ . Ширина области возмущения (и ВТПС 4) поперек потока равна  $d$  выемки. Поэтому при расчете КСВ с коридорным расположением СВ приближенно можно полагать, что параметры теплообмена и трения «в коридоре» соответствуют их значениям в ГК. (Если кромку выемки  $A$  (рис. 4.15) отождествлять с кромкой выступа в ДШК, то на типовом участке канала  $S_2$  распределение локальных параметров  $\alpha_x$ ,  $\tau_x$  для КСВ и ДШК качественно одинаково, что подтверждает общность природы процессов переноса в КСВ и ДШК).

Целесообразность использования глубоких СВ для ИТО в ГК можно обсудить на примере СВ глубиной  $h_0 = 0,5$ . При низкой турбулентности

потока в канале практически по всей поверхности СВ местные коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_{\text{лб}}$  меньше, чем средняя интенсивность теплоотдачи в ГК  $\alpha_{\text{тл}}$ , соответственно  $\alpha_{\text{лб}} = 0,75\alpha_{\text{тл}}$ . Для сравнения можно отметить, что ВТПС 3 в глубокой СВ «работает» хуже, чем ВТПС под РЗ за выступом в ДШК, где местная и средняя теплоотдача всегда выше, чем в ГК. За счет площади поверхности СВ, в 2 раза большей по сравнению с исходной ГП, суммарный тепловой поток от СВ  $Q_{\text{б}}$  в 1,5 раза выше, чем с поверхности плоского круга  $Q_{\text{кр}}$ , диаметр которого одинаков с диаметром СВ. При повышенной турбулентности ( $Tu_{\text{лб}} = 0,05$ ), свойственной каналам промышленного теплообменного оборудования, соотношение  $Q_{\text{б}}/Q_{\text{кр}}$  для одиночной СВ уменьшается до 1,25. В системе выемок (на ПСВ) с малым шагом  $S_2$  величина  $Q_{\text{б}}/Q_{\text{кр}}$  снизится еще заметнее, так как последующие СВ находятся в области потока с повышенной турбулентностью, порождаемой предыдущими (по потоку) СВ. Следовательно, с точки зрения ИТО собственно СВ функционирует аналогично оребрению ГП: коэффициент теплоотдачи в СВ падает по сравнению с ГП, а суммарный съем тепла с поверхности СВ увеличивается за счет большей поверхности СВ, чем у плоского круга.

Интересно сопоставить показатели СВ или КСВ ( $h_0 = 0,5$  при максимально плотном взаиморасположении СВ:  $S_1, S_2 \leq d$ ) с характеристиками оребренных труб, например, с серийно производимыми в США низкоресбристыми трубами НРТ (748 ребер высотой 1,6 мм на одном погонном метре трубы). Коэффициент оребрения НРТ  $\varphi = F_{\text{НРТ}}/F_{\text{тл}} = 2,5$ , а  $Q_{\text{НРТ}}/Q_{\text{тл}} = 2,28$ . Следовательно, теплообменные параметры НРТ выше, чем для КСВ ( $Q_{\text{б}}/Q_{\text{кр}} = 1,5$ ,  $F_{\text{б}}/F_{\text{кр}} = 2$ ) с плотной «упаковкой» СВ (при технических реальных величинах  $Tu_{\text{лб}}$ ).

Тепловая эффективность СВ также значительно ниже, чем теплообменная способность поверхности с шероховатостью в форме резьбы усеченного профиля (низкоресбристая поверхность). Действительно, в реальных технических условиях увеличение теплосъема с СВ  $Q_{\text{б}}/Q_{\text{кр}} = 1,25$  значительно отстает от коэффициента наращивания поверхности СВ  $\varphi = 2$ . Для резьбовой шероховатости увеличение теплосъема с поверхности пропорционально величине  $\varphi$  (В.И. Антуфьев). Следовательно, сброс тепла с ПСВ при минимальных величинах шагов  $S_1$  и  $S_2$  между СВ (т.е. при максимальной плотности СВ на стенке) будет существенно меньше, чем со стенки, покрытой резьбой.

Представленные примеры показывают, что использование для ИТО глубоких СВ при  $S_1 = S_2 = \min$  совершенно не гарантирует каких-либо (тем более исключительных) преимуществ по сравнению с применением ряда других интенсификаторов ТО. Важно заметить: в пределах СВ при наличии «смерча» интенсификация теплоотдачи отсутствует, наоборот – интенсив-

ность теплоотдачи в глубокой СВ значительно ниже, чем в ГК ( $\alpha_b < \alpha_{гк}$ ). «Смерч» — это лишь форма (пусть и «впечатляющая» (Г.И. Кикнадзе и др.)) части рециркуляционного течения в СВ, наличие которой, к сожалению, не сопровождается каким-то особенным позитивным эффектом теплообмена. Низкий уровень теплоотдачи в глубоких СВ дополняется другим негативным качеством — большим сопротивлением КСВ, которое возрастает при увеличении глубины СВ, соответственно при  $h_0 = 0,5$  сопротивление КСВ максимально [58]. Кажущееся положительное свойство глубоких СВ (пониженное трение в СВ по сравнению с ГК) не обеспечивает особенно высоких гидравлических показателей КСВ. Увеличение относительной площади  $f'$ , занимаемой СВ на поверхности стенки в плане, приводит к значительному возрастанию сопротивления КСВ, которое при любых  $f'$  существенно выше, чем в ГК [58].

Участок стенки за СВ  $BA'$  (см. рис. 4.15), на котором развивается ВТПС 4 при существенном интенсифицирующем воздействии внешней турбулентности, генерируемой СВ, вносит значительный или определяющий вклад в суммарный теплосъем с поверхности типового отрезка  $S_2$  и КСВ с глубокими СВ. Значение участка стенки за СВ не менее существенно и при ламинарном потоке в КСВ. Справедливость этого тезиса доказана экспериментально. В начале участка  $BA'$  ( $x \approx 0$ ) местный коэффициент теплоотдачи значительно больше, чем в ГК ( $\alpha_{x0}/\alpha_{гк} = 1,5$ ), затем на длине  $x/d \leq 2$  интенсивность теплоотдачи плавно снижается примерно до уровня ГК:  $\alpha_{x2}/\alpha_{гк} \approx 1$  (В.И. Терехов, Э.П. Волчков, А.В. Щукин, К.М. Бодунов и др.).

В опытах [58] в нестесненном КСВ при относительной площади СВ, равной  $f' = 35\%$ , для  $h_0 = 0,28$  наблюдалось  $\alpha/\alpha_{гк} = 1,3$ , что возможно только при основном вкладе в теплообмен КСВ участков канала  $BA'$ . Следовательно, тепло  $Q_a$ , снятое с участка  $BA'$  размером  $x/d = 2$ , существенно больше теплосъема с поверхности СВ:  $Q_a > Q_b$ , так как  $F_a > F_b$ , а  $\alpha_a > \alpha_b$ . Поэтому в КСВ с глубокими СВ максимум рационального размера шага СВ ограничен условием  $S_2 \leq 3d$ , минимальный шаг СВ должен быть заметно больше  $d$ , чтобы использовалась интенсивная теплоотдача ВТПС 4. Конкретная оптимальная величина  $S_2$ , как и разумные размеры СВ, определяется предпочтительными свойствами КСВ — целесообразным соотношением теплообмена и сопротивления.

Теплогидравлические свойства КСВ примерно в равной мере определяются «работой» собственно СВ и участков стенки после СВ  $BA'$ . При этом роль СВ заключается не только в собственной «работе», но и в организации отрыва потока, формировании ВТПС 4 и его турбулизации. Согласно опытной информации «смерч» быстро разрушается за пределами

СВ и турбулизация ВТПС 4 осуществляется преимущественно за счет отрывных вихрей Кармана, производимых СС 2. Следовательно, как внутри СВ, так и в потоке за СВ «смерч» достаточно эффектен как объект визуального наблюдения; с точки зрения существа механизма ИТО в КСВ функция «смерча» незначительна. Теплогидравлическое качество глубоких СВ (со «смерчем») значительно ниже, чем мелких СВ (без «смерча»). Для промышленного применения целесообразны именно мелкие СВ.

#### Дополнительные замечания по свойствам выемок и каналов с выемками

Обсуждение принципа действия СВ в качестве интенсификатора ТО убеждает в правоте Г.А. Дрейцера, который классифицировал СВ как обычные турбулизаторы пристенного течения (типа выступов в ДШК и проч.), обеспечивающие эффекты ИТО, примерно одинаковые с поперечными выступами в ДШК. Дополнительное свидетельство того, что СВ является турбулизатором: тепловая эффективность СВ быстро падает при возрастании турбулентности натекающего потока. Аналогичный процесс характерен для ДШК.

Классификация СВ как турбулизаторов пристенного течения логически связана с представлением совокупности СВ в качестве дискретной шероховатости стенки (Э.П. Волчков и др., А.Дж. Рейнольдс). При измерении профиля скорости на ПСВ обнаружены меньшая заполненность профиля скорости и сдвиг этого профиля относительно ГК, что характерно для шероховатых каналов (ДШК с выступами) и служит еще одним свидетельством единой физической природы гидродинамических процессов в КСВ и ДШК. Следовательно, расчет теплообмена и трения в КСВ (как и для ДШК) может быть построен на основе эмпирических функций переноса тепла и импульса для ПСВ, смысл которых аналогичен соответствующим понятиям для ДШК.

Новые исследования (И.Л. Шрадер и др.) теплообмена и сопротивления в трубах и в поперечном межтрубном потоке трубчатых воздухоподогревателей (ТВП) с СВ и сферическими выступами (СВП), выполненные на известном Подольском машиностроительном заводе, также обосновывают справедливость положений настоящей работы: система СВ (как и СВП) есть дискретная шероховатость стенки (пристенные турбулизаторы); природа механизма ИТО для любых форм дискретной шероховатости стенки одинакова; глубокие СВ (со «смерчем») не обладают какими-либо повышенными принципиально особенными теплообменными свойствами по сравнению с другими видами шероховатости.

В опытах выяснилось, что средний коэффициент теплоотдачи в трубе с малыми СВП  $\alpha_{\text{ср}}$  значительно больше, чем в КСВ с мелкими СВ  $\alpha$  (при одинаковых размерах СВП и СВ). Более того, при малых СВП коэффициент  $\alpha_{\text{ср}}$  выше, чем  $\alpha$  для глубоких СВ. Сопротивление труб с малыми СВП и КСВ с глубокими СВ примерно одинаково. Сопротивление КСВ больше, чем ГК.

Коэффициент сопротивления межтрубного потока в ТВП  $\epsilon_n$  при нанесении снаружи труб малых СВП или мелких СВ оказывается ниже, чем для гладких труб. В случае глубоких СВ сопротивление больше, чем в гладком пучке:  $\epsilon_n/\epsilon_{\text{гп}} > 1$ .

Результаты опытов убеждают, что сущность воздействия СВ и СВП на пристенное течение принципиально одинакова. Этот вывод полностью согласуется с опытным заключением Вигхардта относительно цилиндрического выступа и ЦВ.

Вихревая структура, формирующаяся в СВ, выступает над поверхностью стенки канала на высоту  $h'$ , достигающую значения  $h' \geq h$ . Выступающая часть течения в СВ суть препятствие на стенке для основного потока в КСВ, которое, возможно, обтекается с образованием малоинтенсивного подковообразного вихря ПВ, характерного для течения около цилиндрического выступа и выступа в форме параллелепипеда. Вероятно, в опытах В.И. Терехова и др. наблюдалось быстрое разрушение за СВ именно множественных ПВ (одновременно со «смерчем»). Интенсификация теплоотдачи после СВ (как и за цилиндрическим выступом) обеспечивается влиянием следа (вихрей Кармана), так как «ножки» ПВ быстро разрушаются вдоль потока. Необходима экспериментальная проверка существования ПВ за СВ и выяснение возможной роли ПВ в эффекте ИТО после СВ.

При обтекании прямоугольных канавок турбулентным потоком опытным путем (В.И. Терехов и др.) обнаружено значительное (кратное) снижение коэффициента  $\alpha$  на дне канавки при увеличении абсолютной величины глубины канавки  $h$  в условиях постоянства относительного размера канавки  $L'/h = \text{const}$  ( $L'$  — ширина поперечного сечения канавки). Расширяющееся техническое применение СВ для ИТО требует экспериментального выяснения возможности аналогичного влияния параметра  $h$  на теплоотдачу в СВ при условии  $h_0 = \text{const}$ .

Рассмотренные модели (схемы) пристенного потока в КСВ убеждают, что рациональное использование СВ неизбежно предопределяет необходимость организации отрывного обтекания СВ.

Очевидно: порождение и существование РЗ, отрывных вихрей и «смерча», повышенной турбулентности в СС 2 и в СВ возможно только в результате отбора энергии основного потока, что неразрывно связано с увеличением сопротивления КСВ относительно ГК. Большинство экспери-

ментальных исследований КСВ подтверждают это известное положение механики жидкости (работы Ю.Н. Боголюбова, М.Н. Лифшица, М.Я. Беленького и др.). В некоторых трудах сообщается о возможности неизменности сопротивления КСВ с мелкими плавноскругленными выемками или даже о снижении сопротивления таких КСВ по сравнению с ГК. В опытах В.И. Терехова и др. отмечено незначительное снижение трения (относительно ГП) на малом участке стенки за СВ. Однако авторы сомневаются в точности определения трения посредством метода Клаузера, использованного в обсуждаемых случаях.

Уменьшение сопротивления ПСВ (например, на 20%) путем турбулизации ПС, ускорения ЛТП в пристенном ЛПС с помощью СВ и задержки отрыва ТПС, т.е. посредством осуществления закризисного обтекания тела (опыты Л. Прандтля с проволочным кольцом в лобовой части сферы), вполне понятно для ситуации поперечного течения межтрубного потока в пучке труб с СВ. Снижение сопротивления пучков труб с СВ достигает 35% (М.Я. Беленький и др.).

Возможно, что незначительное (малым радиусом) скругление кромок, не исключающее отрыв потока, необходимый для эффективной «работы» СВ, несколько уменьшит потери давления в КСВ. Не следует, однако, переоценивать значение скругления кромок. Анализ показывает, что для различных интенсификаторов ТО с малыми относительными размерами ( $h/D$ ;  $h/d$  для СВ) влияние скругления кромок на сопротивление канала весьма незначительно. Более того, взаимосвязь сопротивления канала и параметров скругления кромок интенсификаторов пока не вполне ясна и исследована недостаточно. Свидетельство этого — результаты опытов М.Я. Беленького и др.: обнаружилось увеличение потерь давления в КСВ (на 20%) при скруглении кромок СВ. Важно, что скругление кромок СВ может привести к существенному ухудшению теплообмена в КСВ. Необходимо продолжение исследований по выяснению влияния скругления кромок СВ на теплообмен и трение в КСВ.

Относительно возможности уменьшения полного сопротивления КСВ в по сравнению с гидropотерями в ГК  $\epsilon_{\text{гк}}$ , основываясь на опытах и расчетах НАСА, США (О.М. Кэри и др.), можно сделать следующий прогноз. Если в КСВ с очень мелкими СВ параметры  $h$ ,  $d$ ,  $S_2$  и радиус скругления кромок СВ соотносятся так, что поверхность КСВ в продольном сечении (по потоку), совпадающем со срединной плоскостью ряда последовательных СВ, образует синусоиду, то для турбулентного потока возможна реализация отношения  $\epsilon/\epsilon_{\text{гк}} \leq 1$ . Вероятные причины возможного снижения сопротивления связываются с двумя факторами: частичной реламинаризацией течения около вершин волн синусоиды из-за благоприятного воздействия продольного градиента



давления и позитивного влияния кривизны выпуклой стенки, а также благодаря влиянию нелинейности и неравновесности течения на структуру турбулентности при наличии градиента давления и кривизны стенки. Сопротивление давления волн синусоиды несколько сдерживает положительное влияние указанных факторов.

В ламинарном потоке для синусоидальной поверхности теория Гертнера допускает в пределе  $\epsilon/\epsilon_m = 1$ .

Возможность и целесообразность технической реализации рассмотренного явления в КСВ нуждаются в опытной проверке.

В простых моделях течения, предложенных в настоящей работе, теплогидравлический расчет КСВ при турбулентном потоке в канале основывается на расчете теплоотдачи и трения для ВТПС 2, 3, 4. При таком подходе результаты расчета по теплообмену и трению в конкретном КСВ для  $h_0 = 0,1$  (Ю.Ф. Гортышов, В.В. Олимшиев и др.) удовлетворительно согласуются с опытами М.Я. Беленького и др. Определяющая роль ВТПС в процессах переноса между стенкой и потоком в КСВ в полной мере соответствует мнению авторов экспериментального исследования теплообмена в прямоугольных канавках (В.И. Терехов и др.), а также представлениям Себана и Фокса. Описание теплопереноса в ЦВ на основе процессов, протекающих в СС над ней (без присоединения), приводит к значительным погрешностям. Расчетная величина  $h_0$ , соответствующая максимуму теплоотдачи в ЦВ, отличается от опытного значения более чем на 100%.

Достоинство предложенных моделей для теплогидравлического расчета КСВ при ламинарном и турбулентном потоках в каналах заключается в том, что эти модели обеспечивают расчет КСВ на базе информации, имеющейся в существующей литературе. Очевидно, что представленные модели нуждаются в теоретической и опытной доработке. Однако и в настоящей форме рассмотренные модели позволяют качественно и количественно выяснить и прогнозировать взаимосвязь геометрических параметров СВ (КСВ) и показателей теплообмена и сопротивления КСВ для ламинарного и турбулентного режимов течения в каналах. Следовательно, эти модели открывают возможность критической оценки накопленной информации по КСВ, формулировки актуальных задач для будущих исследований, а также обеспечивают (с обоснованием, соответствующим современным знаниям) разумные рекомендации относительно целесообразных геометрических характеристик КСВ при техническом использовании СВ.

В настоящей работе предпринята попытка решения указанных вопросов.

Все предыдущие обсуждения относятся к нестесненным КСВ:  $H_1 = H/d \geq 0,7$  ( $H$  — поперечный размер канала).

Динамика течения в стесненных КСВ обладает некоторыми особенностями. Например, «смерч» может «замыкаться» на противоположную стенку КСВ. При постоянной скорости потока форма «смерча» может быть переменной во времени и т.д. В стесненных КСВ  $H_1 \leq 0,4$  сопротивление канала не зависит от параметра  $H_1$ . Теплоотдача этих КСВ значительно изменяется под влиянием относительного размера  $H_1$  [58].

Причина зависимости уровня теплоотдачи в КСВ от параметра  $H_1$ , вероятно, объясняется тем, что в нестесненном КСВ возмущения, генерируемые СВ, интенсифицирующие (турбулизирующие) пристенное течение, могут частично дрейфовать в ядро основного потока, достаточно удаленное от стенки, не оказывая при этом позитивного воздействия на теплоперенос около стенки. В стесненном КСВ эти возмущения не имеют возможности диффундировать далеко от стенки.

Стеснение потока стенками удерживает возмущения вблизи стенок и позволяет эффективно использовать возмущения от СВ для ИТО в области течения около стенки. Теплоотдача в стесненных КСВ значительно более интенсивна, чем в нестесненных. Турбулизация пристенного потока с помощью СВ требует одинаковых затрат энергии основного потока, независимо от размера  $H_1$ , поэтому сопротивление КСВ не зависит от стеснения канала. Стесненность КСВ при расположении СВ на одной стенке КСВ обеспечивает значительную ИТО на противоположной гладкой (без СВ) стенке плоского канала [58]. Аналогичное явление наблюдалось в опытах для ДШК.

Каналы с СВ устойчиво применяются в современной промышленной практике – в авиатехнике, энергетике; более того, КСВ включены в нормы, регламентирующие производство новых водо-водяных теплообменников ЦКТИ для систем теплоснабжения. В этих теплообменниках с КСВ (как и в случае с ДШК) поверхность теплообмена сокращается на 50% по сравнению с гладкотрубным аппаратом. Однако для широкого рационального, экономически оправданного применения КСВ на практике необходимы достоверные методы гидродинамического расчета интенсифицированных аппаратов. Пока информационная научно-техническая база таких методов обеспечена далеко не в полном объеме, поэтому актуальны дальнейшие систематические экспериментальные и теоретические исследования теплообмена и трения в КСВ.

Подводя итог сказанному, отметим следующее:

1. Выполнен аналитический обзор литературы по проблеме ИТО посредством СВ. Выяснена взаимосвязь размеров СВ с гидродинамической картиной их обтекания, интенсивностью теплоотдачи и трения в СВ и КСВ, уровне эффектов ИТО в полном, технически интересном диапазоне глубин

СВ и чисел  $Re$  для ламинарного и турбулентного потока в КСВ. На основе синтеза достаточно подробных картин обтекания СВ и соответствующих сведений по теплообмену и трению выделены основные, принципиальные факторы, определяющие механизмы ИТО в СВ, в следе за ней и в КСВ в целом: отрыв потока, интенсивная зона присоединения СС, пристенные ВПС с малым термосопротивлением, подвергающиеся дополнительной турбулизации со стороны отрывных областей течения. Установлены незначительная роль «смерча» в процессе ИТО на ПСВ и существенное значение участка канала после СВ. В итоге сформировано более объективное (по сравнению с рядом известных литературных источников) представление о механизме ИТО в КСВ, что актуально для теории и практики каналов с СВ.

2. Подтверждена глубокая общность физической природы механизма ИТО для всех интенсификаторов ТО, принцип действия которых сводится к организации отрывного обтекания малого препятствия (интенсификатора) потоку на стенке канала и турбулизации пристенного течения за препятствием. К такому типу интенсификаторов ТО (турбулизаторов) относятся поперечные кольцевые (или прерывистые) выступы и канавки, сосредоточенные (непротяженные) выступы и выемки любой формы – сферические (СВ, СВП), цилиндрические (ЦВ), призматические и др. Система таких интенсификаторов образует дискретную шероховатость поверхности интенсифицированного канала. Для спиральных выступов и канавок, а также проволочных (пружинных) вставок в канал к эффекту шероховатости добавляется влияние закрутки, которое может повысить уровень ИТО. Показано, что на фоне перечисленных интенсификаторов ТО выемки не являются абсолютно предпочтительным способом ИТО. Согласно имеющейся информации выяснены более высокие теплообменные свойства ЦВ по сравнению с СВ.

3. Предложены приближенные физические модели (схемы) обтекания СВ и соответствующие простые способы теплогидравлического расчета КСВ, необходимые для проектирования интенсифицированного теплообменного оборудования (при любых возможных режимах течения среды в КСВ). Модели содействуют расширению области объективных представлений о процессах переноса на ПСВ, они могут служить инструментом анализа (опытной информации), прогноза, определения задач будущих исследований и выработки обоснованных рекомендаций для технического применения СВ.

4. Представлены некоторые прогнозы, например: 1) мелкие СВ с присоединением течения на дне перспективны для ИТО ламинарных потоков (объяснен механизм ИТО в этом случае); 2) для не исследованной пока задачи турбулентного обтекания мелкой СВ с присоединением потока на дне предсказаны: картина течения в СВ и в следе за ней, уровень

и механизмы ИТО в КСВ, вероятный максимум теплоотдачи в СВ при  $h_0 = 0,06$ . Предложен метод теплогидравлического расчета КСВ; 3) предлагается возможность существования ПВ около СВ; 4) прогнозируется и объясняется возможность достижения меньшего сопротивления КСВ по сравнению с ГК.

5. Дан ряд полезных рекомендаций для внедрения различных способов ИТО в промышленность, например: 1) для ИТО ламинарных и турбулентных потоков эффективны мелкие СВ с отрывом и присоединением потока на дне СВ; 2) в промышленной практике целесообразно использовать поверхности теплообмена, формованные с одной стороны системой СВ, с другой – СВП; теплообменная способность таких поверхностей примерно одинакова с обеих сторон; 3) в соответствии с современным уровнем знаний для технического применения более предпочтительны ЦВ, чем СВ; 4) основываясь на общности физической природы функционирования различных интенсификаторов ТО, границы ЛТП для ВПС в каналах с СВ, СВП, ЦВ ориентировочно можно определять согласно рекомендациям для ДШК.

6. Сформулированы некоторые актуальные задачи будущих исследований: 1) необходимо систематизированное опытное и теоретическое исследование динамик течения и теплообмена в КСВ с мелкими СВ при ламинарном и турбулентном потоке; 2) требуются дальнейшие исследования по проблеме ЛТП в ВПС и в ядре течения в каналах с различными интенсификаторами ТО; 3) интересно сравнительное опытное и теоретическое изучение теплогидравлических качеств каналов с СВ и ЦВ (и с другими интенсификаторами ТО); 4) остро необходимо развитие методов теплогидравлического расчета каналов с СВ (и другими интенсификаторами ТО).

Таким образом, для поверхностей со сферическими выемками, интенсифицирующими теплообмен, обстоятельно обсуждена гидродинамическая картина течения в сферической выемке и в следе за ней при ламинарном и турбулентном обтекании стенки. Выявлены характерные черты течения, определяющие механизм интенсификации теплоотдачи и физическую природу процессов переноса тепла и импульса на поверхностях с выемками. Предложены и обоснованы соответствующие упрощенные модели течения для расчета теплоотдачи и сопротивления поверхностей с выемками. Справедливость модели турбулентного потока подтверждена удовлетворительным согласованием расчетных и опытных результатов. Рекомендованы предпочтительные геометрические параметры выемок (схемы их обтекания), обеспечивающие максимальную эффективность применения выемок для интенсификации теплообмена.

#### 4.6. Модифицированная аналогия Рейнольдса для отрывных течений, присоединившихся к стенке

Рассмотрим модифицированную аналогию Рейнольдса для внутренних пограничных слоев, развивающихся после отрыва и присоединения потока за малыми препятствиями на стенках каналов и в траншеях. Аналогия учитывает современные представления по влиянию крупномасштабных отрывных турбулентных структур на интенсификацию теплоотдачи в присоединившемся потоке.

Проблема расчета отрывных течений за препятствием на стенке канала остается актуальной для теории и практики энергомашиностроения и других областей техники, так как до настоящего времени не разработаны вполне совершенные теоретические модели даже для простых случаев потока с отрывом. В литературе более широко представлены методы расчета поля скоростей, касательного напряжения трения на стенке  $\tau_w$  и других динамических характеристик отрывных течений. Значительно меньшее количество методов ориентировано на расчет теплообмена, в частности, на вычисление коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$  потока, присоединившегося к стенке, в достаточно протяженной области стенки после точки присоединения  $x_k$  (координата  $x$  отсчитывается от препятствия). В сложившейся ситуации методы расчета теплоотдачи разумно строить на базе экспериментальных и теоретических данных по трению на поверхности стенки, поэтому весьма привлекательно, особенно для оперативных инженерных оценок, использование аналогии Рейнольдса (АР) – принципиальной связи трения и теплоотдачи.

Однако известна классическая информация (Г. Шлихтинг и др.): «обычная» АР в форме  $Nu = (C_f/2)Re$  или  $St = C_f/2$ , являющаяся следствием подобия профилей скоростей и температур в «стандартном» пограничном слое (ПС) на пластине, в отрывных течениях нарушается. (Обозначения параметров традиционные). Современные опытные данные и расчеты подтверждают нарушение АР в потоках с отрывом [46]. Тем не менее, учитывая наличие объективной и несомненной связи трения и теплообмена в отрывных течениях, а также физически общий механизм переноса импульса и тепла в таких течениях, что удостоверено посредством новых термоанемометрических измерений, многие исследователи (П. Тетервин, В.К. Мигаи [46] и ряд других) адаптировали АР для потоков с отрывом и получили эффективные соотношения для АР в области присоединения в модифицированном виде  $St_n = K(C_f/2)$ . Коэффициент АР- $K$  показывает степень различия в интенсивности переноса импульса и тепла в отрывном потоке или оценивает отклонение (искажение) модифицированной АР от «обычной» АР для определенного типа отрывного течения ( $St_n$  – истинное значение

параметра для отрывного потока). Оказалось, что модифицированная АР является продуктивным и компактным методом расчета теплообмена при известных сведениях по трению.

На основе проведенных исследований возможно предложить новые соотношения модифицированной АР для отрывных течений, присоединившихся к стенке после малых препятствий на ее поверхности (одиночных или периодических вдоль потока), а также для потоков, присоединившихся к поверхности поперечных траншей.

Обсуждение процессов переноса в пристенной зоне потока при обтекании одиночного малого препятствия на стенке требует краткого описания картины (модели) течения, например, в канале с периодическими поперечными кольцевыми канавками (профиль сечения – часть окружности) глубиной  $h/d < 0,1$  ( $h$  – глубина канавки,  $d$  – внутренний диаметр трубы) [44]. После присоединения турбулентного потока на задней (по потоку) кромке канавки около стенки трубы в направлении основного течения до следующей канавки формируется внутренний турбулентный пограничный слой ВТПС 1. На дне канавки развивается возвратный ВТПС 2. Существование внутреннего пограничного слоя ВПС 1 за препятствиями общепризнано. Образование ВПС 2 под рециркуляционными зонами РЗ, возникающими в канавках с круговым сечением, убедительно показано в серии экспериментальных работ ИТФ СО РАН (Э.П. Волчков, В.И. Терехов и др.). Внутренние слои 1 и 2 в полной мере определяют динамическое и тепловое взаимодействие потока в канале с его стенкой. Теплогидравлический расчет ВПС 1 и 2 позволяет вычислить основные параметры на стенке ( $\alpha_w$  и  $\tau_w$ ) и оценить их взаимосвязь. (Принципиальная картина течения останется неизменной и для случая канавок прямоугольного поперечного сечения).

Для малых препятствий в настоящей работе подробно обоснована быстрая релаксация ВТПС за препятствием к состоянию, соответствующему «стандартному» ТПС на пластине. Скоротечное восстановление обычной структуры ТПС объясняется малым относительным размером препятствия ( $h/d$ ), консервативностью ТПС относительно внешних воздействий и препятствий. Профиль универсальной скорости  $W^+$  в пределах ВТПС почти не отличается от «стандартного», строгое совпадение этих профилей характерно для пристенной зоны течения  $y^+ < (500 \div 1000)$ , решающим образом определяющей теплогидродинамическое взаимодействие потока со стенкой. Следовательно, в приближенных инженерных расчетах для обсуждаемого случая (малых препятствий) для ВТПС можно принять «стандартный» профиль скорости на пластине при  $x \geq x_c$ .

Особые условия течения в ВТПС за препятствиями заключаются в том, что возмущения, генерируемые отрывным течением около препятствия

в форме крупномасштабных турбулентных структур, оказывают влияние на процессы переноса в пристенной зоне течения, выполняя роль внешней турбулентности для ВТПС. Влияние этой турбулентности на трение около стенки пренебрежимо мало по сравнению с воздействием ее на теплообмен.

В соответствии с рассмотренными предпосылками расчет средних параметров теплоотдачи и трения в ВТПС в канале с кольцевыми канавками выполнялся по известным уравнениям для пластины («стандартный» ПС):

$$St = 0,036 Re^{-0,2} Pr^{-0,75}; \quad (4.14)$$

$$C_f = 0,072 Re^{-0,2}. \quad (4.15)$$

Здесь характерными величинами, например для ВТПС 1, являются: среднерасходная скорость  $W$  в канале и протяженность ВТПС  $l$ .

Влияние внешней турбулентности на теплоотдачу учитывалось по А.А. Жукаускасу:

$$\alpha_n / \alpha = 1 + [0,41 \text{th}(0,2Tu)], \quad (4.16)$$

где значение  $\alpha$  находится из (4.14), а  $\alpha_n$  — истинный коэффициент теплоотдачи. Закон изменения значения  $Tu$  вдоль потока за препятствием приведен в [44].

Расчетные параметры трубы с канавками отличались от опытных данных по теплоотдаче не более, чем на 1%, по сопротивлению — на 8% ( $\lg Re_d = 3,5 \div 5$ ). Следовательно, обсуждаемая модель обтекания канавок адекватна фактической картине течения. Модель можно использовать для выяснения связи трения и теплообмена при отрывном течении в области канавки. Физическая и математическая строгость модели все более возрастает по мере релаксации ВТПС в направлении течения.

Если в уравнении (4.14) принять  $Pr = 1$  (газ), тогда из уравнений (4.14) — (4.16) непосредственно вытекает модифицированная АР для ВТПС 1 и 2 в области поперечной канавки:

$$St_n = K(C_f/2);$$

$$K = 1 + [0,41 \text{th}(0,2Tu)]. \quad (4.17)$$

В случаях канавки или близкого по типу препятствия, когда уравнение для определения интенсивности теплообмена отсутствует, выражение (4.17) позволяет рассчитать истинные коэффициенты  $\alpha_n$  ( $St_n$  средние и местные) в области канавки (или другого препятствия) при наличии известных значений  $\tau_w$ . Модифицированная АР (4.17) качественно и количественно объективно соответствует существенной интенсификации теплоотдачи в потоке, присоединившемся к стенке за канавкой. В слабодиффузорном

потоке за низким кольцевым поперечным выступом в трубе при малых значениях (близких к 1) модифицированного формпараметра пограничного слоя  $\Phi = (\delta/\tau_w)(dp/dx)$ , оценивающего аэродинамическую кривизну потока, величина коэффициента  $K = 1,39$  ( $Tu = 10\%$ ,  $x = x_c$ ) в соотношении (4.17) удачно согласуется со значением вналогичного коэффициента, примерно равного 1,3, полученного для потоков с малыми продольными градиентами давления (при формпараметре ПС  $H = 1,4$ ) [46, рис. 4.2]. В отличие от AP [46] соотношение (4.17) характеризуется простотой, ясностью, лаконизмом и основывается на иных соображениях: новом применении идеи существования ВПС.

Во многих случаях диффузорное течение сопровождается отрывом и турбулизацией ПС на стенке канала. Поэтому обсуждаемое значение коэффициента  $K = 1,39$  в достаточной мере соответствует величине этого коэффициента, равной 1,2 (при  $\Phi = 1,2$ ), вычисленной по соотношениям, построенным в работе Б.Н. Нестеренко и др. для течений с градиентом давления.

Нарушение AP в отрывных потоках в литературе связывается в основном с влиянием крупномасштабных вихревых образований, порождаемых отрывом течения около препятствия. Воздействие именно этих вихрей (внешней турбулентности) на перенос тепла в пристенном течении (ВПТС) актуально отражено в модифицированной AP (4.17). При отсутствии отрыва (препятствия нет, поперечный размер его  $h = 0$ , дополнительной турбулизации потока нет:  $Tu = 0$ ) выражение (4.17) переходит в «обычную» AP ( $K = 1$ ).

Необходимо обсудить возможную область применения AP (4.17). Схема турбулентного обтекания низкого поперечного выступа в канале ( $h/d \leq 0,05$ ;  $h$  – высота выступа) убеждает в том, что течение около выступа и канавки [44] имеет общую природу и по основным (определяющим) деталям течения во многом одинаково (в обоих случаях формируются P3 и два ВПС). Соответственно расчеты теплообмена и трения для ВПТС в каналах с такими выступами и сравнение их с опытными данными устанавливают справедливость AP (4.17) для ВПТС, формирующегося за выступом вдоль основного потока после точки присоединения (в диапазоне  $\lg Re_d = 4+6$ ). Эффективное начало этого ВПТС совпадает с точкой отрыва на выходной кромке выступа. Определение характерной скорости на внешней границе ВПТС дано в [44].

Для повышения точности определения коэффициентов теплоотдачи за поперечными выступами в формулы (4.16), (4.17) следует внести



коэффициент  $b$  [44], учитывающий масштаб турбулентности (высоту выступа) и соотношение его с толщиной ВПС при различных числах  $Re_d$  и  $Pr$ .

Аналогия переноса тепла, массы и импульса (тройная аналогия) для ВПС, образующегося после низкого выступа за точкой присоединения в направлении основного потока, записывается в виде

$$St_n = K(C_f/2) = St_m(Sc/Pr)^{0,57}, \quad (4.18)$$

где  $St_m = Sh/(Re Sc)$  – число Стентона для массообмена.

Соотношения (4.17), (4.18) можно использовать в расчете ВПС за обратным уступом и внезапным расширением при условии  $h/d \leq 0,05$ , а также в полосе стенки за сферической выемкой.

При ламинарном обтекании поперечных выступов ( $h/d \leq 0,1$ ), обратных уступов, внезапного расширения AP для ламинарного ВПС за точкой присоединения (по потоку) имеет «обычную» форму

$$Nu_X = (C_{fX}/2)Re_X, \quad (4.19)$$

в которой характерные параметры: координата, скорость  $W_0 = W(d/d_0)^2$ ,  $d_0$  – диаметр горла выступа.

Расчеты и сравнение их с опытными результатами позволяют утверждать, что формулы (4.17), (4.18) пригодны для возвратных ВПС, образующихся по контуру поперечного сечения глубоких (без ограничения размера  $h/d$ )  $L/h \leq 5$  и мелких ( $h/d \leq 0,05$ )  $L/h \geq 9$  траншей ( $L$  – ширина сечения траншей).

В заключение следует отметить, что существование AP в модифицированной форме интересно не только для практического расчета теплоотдачи присоединяющихся к стенке отрывных течений, но и для теоретического осмысления закономерностей переноса в рассматриваемых условиях. Например, получен несколько неожиданный результат: соотношение (4.17) одинаково применимо при обтекании малых препятствий, создающих малый импульс возмущения потока, и глубоких траншей, представляющих значительное сопротивление потоку (которому сопутствуют существенные возмущения). Вероятно, после присоединения течения стенка весьма эффективно снижает интенсивность любых возмущений до уровня, свойственного «стандартному» течению на стенке.

Предложенные простые выражения модифицированной AP для пристенных пограничных слоев, развивающихся около различных препятствий потоку на стенках каналов энергоустановок, могут представлять интерес для разработки ИТ.

## 4.7. Синтез поверхностей теплообмена с интенсифицированной теплоотдачей и пониженным сопротивлением

Интенсификация теплообмена посредством поперечных выступов в каналах теплообменников обеспечивает повышение тепловой эффективности и снижение металлоемкости оборудования. Очевидно, что интенсификация теплообмена неизбежно сопровождается повышением гидросопротивления, которое в большинстве случаев опережает увеличение интенсивности теплоотдачи. При использовании выступов для интенсификации теплообмена необходимо стремиться к выгодному соотношению между уровнем теплообмена и значением гидросопротивления канала. Опытные данные Коха, В.К. Мигая и оценки работы [44] свидетельствуют, что при  $Re = 10^4 \div 10^6$  в оптимальном диапазоне размеров выступов ( $d/D = 0,95 \div 0,9$ ;  $t/h = 14 \div 20$ ) потери давления на трение между выступами составляют относительно малую часть от общих потерь давления в канале: не более 25% ( $D, d$  – диаметры гладкой части трубы и горла выступа;  $h, t$  – высота и шаг выступов). Основные гидротери вызваны местным сопротивлением выступов. Правильно подобранный профиль поперечного сечения выступа может снизить местное гидросопротивление выступов (соответственно и общее гидросопротивление) и улучшить соотношение между теплосъемом с поверхности канала и мощностью прокачивания теплоносителя.

Экспериментальные результаты В.М. Бузника, В.К. Мигая, Э.К. Калинина, Г.А. Дрейцера и других убеждают, что удобообтекаемый специально спрофилированный выступ обеспечивает повышение теплогидравлических характеристик дискретно шероховатого канала. Плавно, почти безотрывно обтекаемый выступ с малой (целесообразно дозированной) турбулизацией пристенной зоны потока обеспечивает высокую эффективность интенсификации теплообмена.

Важность вопроса уменьшения гидросопротивления каналов с выступами (при существующих вариантах их конструктивного и технологического исполнения) дополнительно обосновывается достижением в современных конструкциях каналов предельно возможных эффектов по увеличению теплообмена с помощью выступов, т.е. резервы интенсификации теплообмена практически исчерпаны. Поэтому актуален поиск рациональной формы выступа, гарантирующий максимальный положительный эффект от применения интенсификации теплообмена.

Согласно патентному исследованию известны каналы с различной формой поперечного сечения выступов: прямоугольные, полукруглые, квадратные, прямоугольные со скруглением вершины выступа, треугольные, каплеобразные и крыловой формы. Известен также выступ с профилированным плавно очерченным симметричным поперечным сечением.

Недостатком каналов с большинством указанных выступов является значительное сопротивление выступов.

Согласно опытным данным при обтекании турбулентным потоком низкого поперечного выступа на стенке канала перед и за выступом в широком диапазоне значений числа Рейнольдса организуются рециркуляционные зоны (каверны) стабильной длины ( $h$  и  $6h$  соответственно). Каверны оказывают значительное влияние на профильное сопротивление выступа. Теплоотдача стенки в области каверн пониженная.

Если соответственно базовым представлениям гидродинамики выступы квадратного поперечного сечения размером  $h \times h$  скруглить в лобовой части на участке  $h$ , а в кормовой — на длине  $6h$  по плавным кривым, приближенно совпадающим с контурами каверн, то это позволит заметно снизить сопротивление выступов. При этом, возможно, улучшатся технико-экономические показатели теплообменника. Следует отметить, что в литературе отсутствуют конкретные количественные рекомендации по профилированию оптимального выступа, основанные на закономерностях гидродинамики и теплообмена в дискретно шероховатых каналах (кроме указаний в [10] для симметричного профиля выступа).

Учитывая технологические и экономические осложнения, связанные с изготовлением специально профилированных выступов, не следует переоценивать ожидаемые эффекты от применения таких выступов. Уменьшить гидросопротивление при профилировании низких выступов можно лишь на несколько процентов (В.К. Мигай).

Строго говоря, местное сопротивление выступа зависит от его конфигурации, однако для низких выступов коэффициент сопротивления трубы с квадратными выступами превышает аналогичный параметр при закругленных выступах менее чем на 5% (опыты Ги и Узбба, 1980 г.). В исследованиях Б.А. Кадера, обобщающих экспериментальные результаты многих авторов, обнаружено, что законы сопротивления для каналов с поперечными выступами при главном профиле и при наличии острых кромок поперечного сечения выступов могут совпадать (в условиях одинаковых высот и шагов выступов). Из эмпирических формул Б.А. Кадера следует, что разница в гидросопротивлении каналов со сглаженным профилем выступов и с выступами, имеющими острые кромки, сокращается при уменьшении высоты выступов.

Кроме того, теоретические оценки коэффициента сопротивления выступа  $\xi$  в турбулентном потоке при достаточно больших значениях числа  $Re$  (когда снижается влияние вязкости) свидетельствуют, что форма профиля выступа не влияет на коэффициент  $\xi$ , который в этом случае зависит только от геометрического параметра выступа  $d/D$ . Это положение подтверждается рядом опытных работ.

Весьма вероятно, что влияние удобообтекаемости профиля выступа на сопротивление по мере уменьшения его относительной высоты  $h/D$  (и абсолютного размера  $h$ ) ослабевает не только в канале с выступами, но и в каналах с другими интенсификаторами теплообмена, в том числе с канавками, сферическими выемками, которые являются местными сопротивлениями в потоке.

Вопрос целесообразности специального профилирования выступов в каналах теплообменного оборудования должен решаться в каждом конкретном случае путем расчета экономических, технологических и теплогидравлических показателей каналов и показателей оборудования в целом. Поэтому выступы, теоретически обеспечивающие минимально возможное сопротивление (профиль, скругленный по контурам каверн, профили крыловой и каплеобразной формы), не должны служить абсолютным ориентиром при промышленном производстве интенсифицированных каналов.

Интересны результаты опытного изучения сопротивления прямоугольных выступов с удлиненным профилем  $\ell_1/h = 2+12$ , которые в экспериментальных исследованиях В.К. Мигая и др. показали минимальное гидросопротивление в случае  $\ell_1/h = 8+10$  и одновременно максимальное значение соотношения между коэффициентами теплообмена и сопротивления канала  $Nu/\epsilon = \max(\ell_1 - \text{длина поперечного сечения выступа вдоль потока})$ .

Опытные графики изменения гидросопротивления канала  $\epsilon/\epsilon_{\text{г}}$  и отношения  $Nu/\epsilon$  в зависимости от длины профиля выступа в области  $\ell_1/h = 4+12$  имеют слабо выраженные экстремумы (графики пологие).

Основываясь на этих результатах и принимая к сведению малое влияние плавности обвода профиля низкого выступа на его сопротивление, логично считать целесообразным применение в промышленном оборудовании специфического варианта эффективной конструкции поверхности

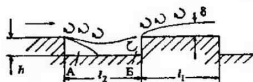


Рис. 4.16

с интенсифицированной теплоотдачей и пониженным сопротивлением (рис. 4.16) путем использования прямоугольных удлиненных низких выступов, для которых  $h/D \leq (0,05+0,1)$ . Для традиционных поверхностей с выступами-интенсификаторами характерны значительная ширина канавки (по потоку) между двумя соседними выступами  $\ell_2$  по сравнению с длиной профиля выступа  $\ell_1$  (т.е.  $\ell_2 \gg \ell_1$ ) и примерное равенство основных размеров профиля выступа  $\ell_1 \approx h$ , при этом  $\ell_2 = (9+60)h$ . Неординарной конструкции

214

поверхности (рис. 4.16) свойственны приблизительно одинаковые размеры  $\ell_1 = \ell_2$  и удлиненный профиль выступа  $\ell_1 \gg h$ . Наиболее выгодным соотношениям  $Nu/\epsilon$ , вероятно, соответствуют следующие параметры поверхности:  $\ell_1/h = 10+12$ ,  $\ell_2/h = 9+25$ . Максимальная теплоотдача поверхности будет обеспечена при  $\ell_2/h = 9+14$ .

Участок поверхности длиной  $\ell = \ell_1 + \ell_2$  и составляющие его канавка ( $\ell_2$ ) и выступ ( $\ell_1$ ) являются типовыми элементами для потока (и поверхности): на каждом последующем отрезке канала  $\ell$  картина течения повторяется. Теплообмен и сопротивление типового элемента  $\ell$  и всей поверхности в осредненной оценке одинаковы и могут быть рассчитаны как соответствующая сумма параметров теплообмена или трения, определенных независимо для канавки и для канавки и выступа. Теплоотдачу и трение в мелкой канавке можно определять по материалам настоящей работы. Теплогидравлический расчет внутреннего пограничного слоя толщиной  $\delta$  на вершине выступа с учетом влияния внешней турбулентности, порождаемой входной кромкой выступа (и каверной  $B$ ), можно провести по работе [44] (как для участка канала между двумя канавками). Осреднение теплоотдачи (трения) на типовом элементе  $\ell$  выполняется по принципу [44].

Каналы с удлиненными выступами обладают меньшим сопротивлением и более выгодным соотношением  $Nu/\epsilon$  по сравнению со случаем использования обычных «коротких» выступов ( $\ell_1 \approx h$ ). Теплообменные свойства каналов с удлиненными выступами, вероятно, выше, чем у труб с обычными «короткими» выступами. Объяснить это можно тем, что при удлиненных выступах на типовом элементе поверхности длиной  $\ell_1$  (на значительной части типовой поверхности длиной  $\ell$ ) существует тонкий (толщиной  $\delta$ ) обновленный турбулизированный внутренний пограничный слой с высокой интенсивностью теплоотдачи. Соответственно на длине  $\ell_1$  отсутствуют каверны  $A, B$  с пониженной теплоотдачей стенки и существенными потерями давления (рис. 4.16).

Высказанные соображения позволяют полагать, что теплогидравлическое качество  $Nu/\epsilon$  поверхности, изображенной на рис. 4.16, ниже, чем у поверхностей с узкими канавками ( $\ell_1 \approx h$ ) [44].

Необходимо заметить: опыты В.К. Мигая и др. выполнены для ограниченного интервала размеров выступов и значений числа  $Re$  ( $d/D = 0,94+0,96$ ;  $t/h = 9+12$ ;  $Re = 3 \cdot 10^3 + 3 \cdot 10^4$ ) и поэтому поверхности, подобные показанной на рис. 4.16, нуждаются в дополнительных экспериментальных исследованиях.

Уменьшить сопротивление удлинённых выступов и увеличить теплоотдачу стенки между выступами возможно размещением V-образных («вихревых») канавок на вершине выступа (вдоль потока), которые порождают парные продольные вихри, увеличивающие энергию течения в каверне за выступом, что значительно (на 30%) уменьшает длину каверны и связанное с ней сопротивление (Селби, 1989 г.; И.Е. Идельчик, 1992 г.). Для уменьшения сопротивления поверхности канала между выступами можно использовать и риблеты.

В исследованиях В.К. Мигая и др. экспериментально обнаружено уменьшение сопротивления цилиндра в поперечном потоке (канале) при

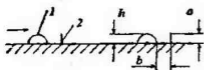


Рис. 4.17

установке за цилиндром экрана – пластины, нормальной к потоку. Если использовать известную аналогию картин обтекания цилиндра (в свободном потоке) и полуцилиндра, лежащего на плоскости, то на основании выводов работы В.К. Мигая и др. можно

синтезировать интенсифицированную (по теплообмену) поверхность, имеющую выступы-интенсификаторы теплообмена 1 в форме полуцилиндров и установленные за выступами плоские экраны 2 (рис. 4.17). Вероятно, такая поверхность технически реальна при достаточных абсолютных размерах  $h$ . Рекомендуется  $a \approx 0,5h$ ,  $b < 0,6d$  ( $d = 2h$  – диаметр цилиндра). Экраны снизят сопротивление выступов на 13%, соответственно повысится качество поверхности  $Nu/\varepsilon$ . Причина позитивного влияния экрана – «разрушение протяженных вихревых областей в следе за телом, изменение числа Струхала, уменьшение интенсивности обретенных токов».

Основываясь на опытах Д.Н. Хефнера и др., следует ожидать, что разрушение больших когерентных вихревых структур (уменьшение масштаба турбулентности) с помощью экрана приведет к существенному (на 5–50%) уменьшению трения между выступами и дополнительному уменьшению сопротивления канала с выступами. Однако пока не ясно влияние экрана на интенсивность теплоотдачи стенки за ним. По аналогии с изменением трения возможно снижение уровня теплообмена по сравнению со случаем выступов без экранов. Очевидно, что фактические свойства такой поверхности необходимо выяснить экспериментально.

Поверхности, подобные показанным на рис. 4.16, 4.17, перспективны для охлаждающих каналов лопаток турбин ГТД и ГТУ.

Обычно в литературе обсуждается возможный эффект от интенсификации теплообмена в процессе проектирования нового теплообменного оборудования, весьма редко рассматривается влияние интенсификаторов

теплообмена на тепловую и экономическую эффективность теплообменников в условиях модернизации эксплуатируемого оборудования, например на ТЭС. Рассмотрим изменение экономических и технических параметров маслоохладителей ТЭС конкретных типов при модернизации посредством интенсификации теплообмена и сохранения неизменных расходов (штатных) теплоносителей и конструкции теплообменников.

Критерием экономической целесообразности использования интенсификаторов теплообмена может служить энергетический коэффициент  $E=Q/N$ , который характеризует теплогидравлическое совершенство теплообменника ( $Q$  – теплопроизводительность,  $N$  – мощность прокачивания обоих теплоносителей).

Маслоохладители паротурбинных установок типа М-240, М-45 с петельно-проволочным оребрением труб со стороны продольного межтрубного потока масла обладают рядом недостатков, известных из опыта эксплуатации. Паспортные данные этих аппаратов значительно завышены по сравнению с фактическими. Проволочное оребрение быстро загрязняется, соответственно резко понижается теплообменная способность аппарата и значительно возрастают потери давления в потоке масла (увеличивается расход электроэнергии на собственные нужды). Возрастают финансовые затраты на чистку аппаратов.

Для исключения указанных недостатков и для улучшения теплогидравлических показателей этих маслоохладителей В.В. Олигинев разработал конструктивно новый способ интенсификации теплообмена со стороны ламинарного потока масла. На наружную поверхность труб накатываются мелкие лоперечно-кольцевые канавки, которые служат фиксаторами положения проволочных пружинных разрезных колец, надеваемых на трубу и располагающихся в канавках (рис. 4.18). При этом учитывается, что в случае турбулентного течения воды в трубе и использования для интенсификации теплоотдачи потока воды выступов, образуемых накаткой, теплогидравлически рациональная высота мала, поэтому канавки, формирующиеся снаружи трубы при накатке выступов, оказываются мелкими. Такие канавки не обеспечивают необходимый уровень интенсификации теплообмена потока масла.



Рис. 4.18

Для ламинарного потока масла требуются относительно большие поперечные размеры интенсификатора теплообмена, при которых гарантировано существенное увеличение интенсивности теплоотдачи. Роль таких крупных выступов-интенсификаторов в потоке масла выполняют проволочные кольца, размещенные в канавках снаружи трубы.

Предложенный способ интенсификации теплопередачи с помощью выступов на стенке между водой и маслом позволяет обеспечить оптимальные геометрические параметры выступов-интенсификаторов как со стороны воды, так и в потоке масла.

Расчетное исследование с помощью математических моделей серийных маслоохладителей типа М и их модернизированных вариантов (посредством введения интенсификации теплообмена в базовую серийную конструкцию) подтвердило существенно более высокое теплогидравлическое качество оптимальных модернизированных аппаратов по сравнению с серийными. Например, при использовании в качестве интенсификаторов теплообмена поперечных выступов внутри труб и снаружи (вместо петельно-проволочного оребрения) в маслоохладителях М-240, М-45 энергетический коэффициент  $\epsilon$  интенсифицированного аппарата почти в 3 раза превысил аналогичный показатель серийного аппарата. Дополнительные преимущества предложенного способа интенсификация теплообмена при модернизации маслоохладителей заключаются в следующем.

При текущем ремонте маслоохладителя можно отказаться от малоэффективного, дорогого покупного трубного пучка с петельно-проволочным оребрением и заменить его пучком труб с накатанными выступами и пружинными кольцами. Пружинные кольца и накатку пучка труб можно выполнять на производственных мощностях любой ТЭС.

Информация, имеющаяся в литературе, позволяет считать, что предложенный способ интенсификации теплообмена гарантирует снижение скорости загрязнения маслоохладителя в 3-5 раз по сравнению с серийным.

Поверхность, приведенная на рис. 4.18, может быть использована в авиационных топливно-масляных радиаторах.

Конструкция теплообменной трубы с выступами, позволяющая уменьшать (регулировать) сопротивление выступов непосредственно в процессе работы теплообменника, представлена в патенте [12].

Промышленное использование интенсификаторов теплообмена, способных реально гарантировать высокие положительные экономические эффекты почти во всех областях техники, должно быть предметом хозяйственной политики государства. Разработка и исследование новых высокоэффективных интенсификаторов остается актуальной задачей науки и техники.

Таким образом, рассмотрена целесообразность профилирования выступов для теплообменных поверхностей с выступами-интенсификаторами теплоотдачи и предложены усовершенствованные варианты конструкции поверхности, обеспечивающие существенное уменьшение сопротивления по сравнению с известными образцами. Предложена схема теплогидрали-



ческого расчета варианта поверхности. Представлены результаты расчетной оценки возможности улучшения показателей маслоохладителей при их модернизации путем интенсификации теплообмена.

#### 4.8. Сравнительный анализ теплогидравлических свойств некоторых интенсификаторов теплоотдачи

После выяснения картины обтекания и механизмов интенсификации теплоотдачи для отдельных интенсификаторов теплообмена, а также после разработки моделей течения, достаточно полно раскрывающих физическое существо действия интенсификаторов, целесообразно сравнить качество однотипных пристенных устройств для форсирования уровня теплоотдачи.

Достаточно широко применяются в технике в настоящее время и наиболее перспективны в будущем следующие интенсификаторы теплоотдачи: поперечные кольцевые и спиральные выступы и канавки, сосредоточенные сферические и цилиндрические выемки, сферические и цилиндрические выступы, спиральные проволочные выступы-вставки. Например, поперечные выступы используются на поверхности газоохлаждаемых твэлов ядерных реакторов (ЯР) типа AGR (Великобритания), водоохлаждаемых ЯР типа PWR (фирма «Вестингауз», США), в охлаждающих каналах турбинных лопаток авиационных ГТД и стационарных ГТУ (фирма «Зульцер», Швейцария). Перечисленные интенсификаторы относятся к одному классу ИТ, которые интенсифицируют теплообмен в пристенной зоне течения за счет турбулизации (разрушения) этой области потока с помощью отрывных возмущений, генерируемых ИТ, и обновления ВПС.

Вполне очевидно, что при разработке новых образцов теплосиловых установок возникает научно-техническая задача поиска экономически предпочтительного конкретного ИТ и его оптимальных геометрических параметров. Для перечисленных ИТ в литературе отсутствует корректное сопоставление теплогидравлических качеств на основе единого критерия. Соответственно не приводятся обоснованные рекомендации по выбору наилучшего ИТ и его целесообразных размеров для различных диапазонов режимов течения теплоносителя (чисел Рейнольдса). Ситуация приобрела черты парадокса – поперечные выступы и СВ в качестве ИТ включены в нормативные документы, регламентирующие производство водо-водяных теплообменных аппаратов для систем теплоснабжения, однако размеры выступов и выемок в этих «нормалях» не указаны. Без реализации сравнительного анализа некоторым ИТ (например, СВ) иногда приписываются значительно завышенные возможности по ИТО. Одновременно следует заметить, что «среди исследователей и разработчиков пока нет установившихся взглядов по выбору критерия оценки эффективности ИТО» [59].

## Технология сравнения ИТ, оптимизация их геометрических параметров

Вполне очевидно, что корректное сравнение эффективности различных типов ИТ должно предполагать сопоставление свойств оптимальных (максимально эффективных) вариантов ИТ для каждого отдельного типа ИТ (при  $Re = idem$ ). В пределах совокупности возможных, технически целесообразных размеров ИТ данного типа оптимальные геометрические параметры ИТ (предельно эффективный ИТ) определяются условием достижения  $E' = \max$  для канала ТА при этих размерах ИТ. Сравнение различных ИТ осуществляется посредством анализа взаиморасположения графиков зависимостей вида  $\bar{E}'_{\max} = (E'/E'_{gl})_{\max} = f(Re)$  для обобщаемых типов ИТ.

Оптимальные размеры кольцевых поперечных выступов в трубе находились следующим конкретным образом. При некотором фиксированном числе  $Re$  ( $Re = idem$ ) для ряда постоянных значений относительных высот выступов  $h/D = 0,01 \div 0,06$ , рекомендованных в [59], при всех размерах шагов выступов в разумном диапазоне  $t/h = 4 \div 100$  вычислялись величины  $E'$ . Случай  $E' = \max$  указывал оптимальные размеры выступов  $(h/D; t/h)_{opt}$  для заданного числа  $Re = WD/\nu$  ( $D$  – внутренний диаметр гладкой части трубы). Расчеты проводились для опытно исследованной в [59] области чисел  $Re$ . Результат расчетов – график зависимости максимальных значений коэффициента  $E'_{\max}$  (оптимальных размеров выступов) от числа  $Re$  ( $\bar{E}'_{\max} = f(Re)$ ) в координатах  $Re; \bar{E}'_{\max}$  – для актуальной области чисел  $Re$ . Аналогичным путем выполнялись расчеты для других типов рассматриваемых ИТ.

При вычислении коэффициента  $E'$  расчет теплоотдачи и сопротивления проводился по уравнениям подобия, поэтому величину  $E'$  удобно записать в форме

$$E' = c \frac{Nu}{\epsilon},$$

где значение  $c$  постоянно для фиксированного числа  $Re$  и неизменных свойств потока  $\lambda, \rho, \nu = idem$ .

Для круглых труб константа  $c$  имеет вид:

$$c_1 = \frac{8D^2\lambda}{Re^3 \rho \nu^3},$$

для каналов любого поперечного сечения:

$$c_2 = \frac{2\Pi\lambda D_3^3}{SRe^3\rho\nu^3},$$

где  $\Pi$  – периметр поперечного сечения канала;  $S$  – площадь сечения канала;  $D_3$  – эквивалентный диаметр гладкой части канала. Для всех сравниваемых каналов с ИТ (и гладкого) необходимо выдерживать условие  $D = D_3 = \text{idem}$ .

Сравнение ИТ проведено для нестесненных каналов ( $H/d \geq 0,7$ ,  $H$  – поперечный размер канала).

Конкретные ИТ, форма сечения канала, литературные источники, по которым рассчитывались теплогидравлические свойства каналов с ИТ, диапазон расчета (совпадающий с диапазоном опытных исследований) представлены в табл. 4.1.

Для повышения точности результатов вычислений расчеты труб с поперечными кольцевыми выступами выполнены по опытным табличным данным [59].

Все каналы рассчитывались при одинаковых условиях: теплоноситель – воздух, температурный напор «газ–стенка» –  $15^\circ\text{C}$ , определяющий параметр – температура потока. Универсальная высота выступов (и глубина СВ) определялась по формуле:

$$h^+ = \frac{2h}{D_3} Re \sqrt{\epsilon/8}.$$

Основные результаты расчетов по сопротивлению ИТ представлены в табл. 4.2 и на рис. 4.19 – 4.21. Номера линий в таблице и на рисунках совпадают.

На рис. 4.19 приведено сравнение различных поверхностных интенсификаторов теплоотдачи при их оптимальных геометрических параметрах ( $\bar{E}'_{\text{max}}$ ). Обозначения: 1 – гладкий канал; 2 – кольцевые выступы [59]:  $t/h = 50+100$ ;  $h/D = 0,01+0,02$ ; 3 – спиральные выступы [60, 61]:  $t/h = 15$ ;  $h/D = 0,04$ ; 4 – выступы скошенные, неразрезные [62]:  $t/h = 10$ ;  $h/D = 0,0625$ ;  $\phi = 45^\circ$ ; 5 – выступы скошенные, разрезные [62]:  $t/h = 10$ ;  $h/D = 0,0625$ ;  $\phi = 45^\circ$ ; 6 – сферические выступы [29, 63]:  $t/h = 17$ ;  $h/D = 0,043$ ,  $h/d = 0,5$ ; 7 – сферические выступы [29, 64]:  $t/h = 16$ ;  $h/d = 0,5$ ; 8 – сферические выступы и выемки [65]:  $h/D = 0,25$ ,  $t/h = 2,8$ ; 9 – мелкие сферические выступы [66]; 10 – мелкие сферические выемки [66]; 11 – крупные сферические выемки [66]; 12 – сферические выемки [58]:  $H/d = 0,66$ ;  $h/d = 0,13$ ;  $\bar{f} = 13\%$ ,  $h/D = 0,02$ ; 13 – сферические выемки [67]:  $t/h = 1,1$ ;  $h/d = 0,1$ ,  $h/D = 0,0225$  ( $\bar{f}$  – относительная площадь совокупности СВ).

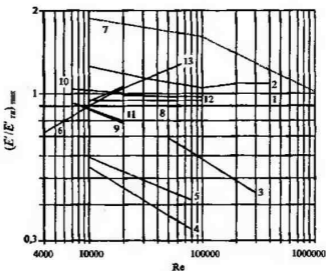


Рис. 4.19

На рис. 4.20 приведено сравнение интенсивности теплоотдачи в каналах с различными поверхностными интенсификаторами при их оптимальных геометрических параметрах.

На рис. 4.21 приведено сравнение гидравлического сопротивления каналов с различными поверхностными интенсификаторами теплоотдачи при оптимальных геометрических параметрах.

Обозначения см. на рис. 4.19 и в табл. 4.1, 4.2.

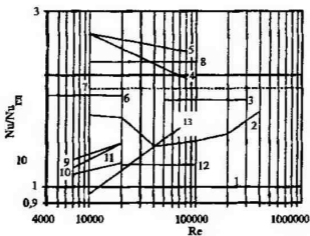


Рис. 4.20

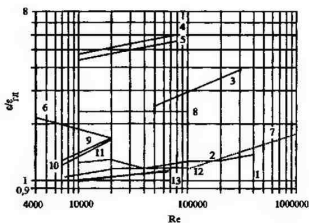


Рис. 4 21

Таблица 4 1

Границы области сравнения интенсификаторов

ИТ, тип канала	Диапазон расчета
Гладкий канал (круглая труба)	$Re = 4000+1000000$
Кольцевые поперечные выступы, труба [59]	$Re = 10000+400000$ , $t/h = 4+100$ , $h/D = 0,01+0,06$
Спиральные выступы, труба [60, 61]	$Re = 50000+300000$ , $t/h = 10+15$ , $h/D = 0,035+0,04$
Выступы скошенные, неразрезные, квадратный канал [62]	$Re = 100000+800000$ , $t/h = 10$ ; $h/D = 0,0625$ ; $\varphi = 45^\circ$
Выступы скошенные, разрезные, квадратный канал [62]	$Re = 100000+800000$ , $t/h = 10$ ; $h/D = 0,0625$ ; $\varphi = 45^\circ$
Сферические выступы, прямоугольный канал [18, 19]	$Re = 4000+20000$ , $t/h = 5,7+28,6$ , $h/D = 0,5$ ; $h/D = 0,43$
Сферические выступы, прямоугольный канал [29, 64]	$Re = 10000+1000000$ , $t/h = 4+16$ , $h/D = 0,5$ ; $h/D = 0,032+0,0635$
Сферические выступы и выемки, труба [65]	$Re = 10000+100000$ , $t/h = 1,6+5,2$ , $h/D = 0,25$
Мелкие сферические выступы, труба [66]	$Re = 7000+20000$
Мелкие сферические выемки, труба [66]	$Re = 7000+20000$
Крупные сферические выемки, труба [66]	$Re = 7000+20000$
Сферические выемки, прямоугольный канал [58]	$Re = 4000+100000$ , $H/d = 0,66+1,0$ ; $h/D = 0,13$ ; $\bar{f} = 13+70\%$
Сферические выемки, труба [67]	$Re = 4000+100000$ , $t/h = 1,1+2,2$ , $h/D = 0,1$

Таблица 4.2

**Эффективность и оптимальные размеры интенсификаторов теплообмена**

Интенсификатор, форма сечения канала	Re	Оптимальные параметры интенсификаторов	$(E'/E'_{\text{ст}})_{\text{max}}$	$Nu/Nu_{\text{ст}}$	$\epsilon/\epsilon_{\text{ст}}$	$R^+$
Кольцевые поперечные выступы, труба [59]	10000	$\nu/h = 50$	1,26	1,57	1,25	27
	20000	$h/D = 0,02$	1,19	1,55	1,30	51
	40000	$T/h = 100$	1,12	1,30	1,16	44
	100000	$h/D = 0,01$	1,05	1,34	1,27	103
	200000		1,09	1,40	1,28	190
Спиральные выступы, труба [60, 61]	400000	$\nu/h = 50$ $h/D = 0,01$	1,17	1,61	1,38	392
	50000	$\nu/h = 15$ $h/D = 0,04$	0,69	1,73	2,49	324
	100000		0,58	1,73	2,96	649
	150000		0,53	1,73	3,28	973
	200000		0,49	1,73	3,52	1298
	250000		0,46	1,73	3,73	1623
300000	0,44		1,73	3,99	1948	
Выступы скошенные [62]	10000	$\nu/h = 10$	0,55	2,06	4,72	114
	20000	$h/D = 0,0625$	0,47	2,39	5,12	219
	30000	$\varphi = 45^\circ$				
	40000					
	50000					
	60000					
	70000					
	80000					
80000						
Выступы скошенные, разрезные, квадратный канал [62]	10000		$\nu/h = 10$	0,59	2,61	4,43
	20000	$h/D = 0,0625$ $\varphi = 45^\circ$	0,53	2,53	4,80	211
	30000		0,49	2,48	5,03	309
	40000		0,47	2,44	5,20	405
	50000		0,45	2,41	5,33	499
	60000		0,44	2,38	5,44	592
	70000		0,43	2,36	5,53	684
	80000		0,42	2,34	5,62	775
80000						
Сферические выступы, прямоугольный канал [29, 63]	4000	$\nu/h = 17$	0,72	1,51	1,35	178
	6000	$h/d = 0,5$ $h/D = 0,43$	0,80	1,77	2,20	257
	8000		0,88	1,77	2,04	319
	10000		0,90	1,77	1,96	378
	12000		0,94	1,77	1,88	434
	14000		0,98	1,77	1,80	488
	16000		0,99	1,77	1,72	540
	18000		1,01	1,77	1,68	703
	10000		1,02	1,77	1,64	800
10000						
Сферические выступы, прямоугольный канал [29, 64]	10000	$\nu/h = 16$	1,84	1,86	1,01	301
	100000	$h/d = 0,5$	1,63	1,86	1,12	42
	1000000	$h/D = 0,0635$	1,03	1,86	1,76	1494
Сферические выступы в выемки, труба [65]	10000	$\nu/h = 2,8$	0,95	2,19	2,31	478
	30000	$h/D = 0,25$	0,95	2,19	2,31	1250
	50000		0,95	2,19	2,31	1955

Интенсификатор, форма сечения канала	Re	Оптимальные параметры интенсификаторов	$(E'/E'_{ст})_{\max}$	Nu/Nu <sub>ст</sub>	$\epsilon/\epsilon_{ст}$	$h^*$
	70000		0,95	2,19	2,31	2625
	100000		0,95	2,19	2,31	3588
Мелкие сферические выступы, труба [66]	7000	-	0,93	1,18	1,28	-
	10000		0,90	1,22	1,35	-
	15000		0,77	1,17	1,51	-
	20000		0,78	1,32	1,68	-
	7000		1,04	1,08	1,04	-
Мелкие сферические выемки, труба [66]	10000	-	1,04	1,09	1,05	-
	15000		1,03	1,13	1,10	-
	20000		1,01	1,16	1,15	-
	7000		0,93	1,13	1,21	-
Крупные сферические выемки, труба [66]	10000	-	0,91	1,18	1,3	-
	15000		0,83	1,25	1,5	-
	20000		0,8	1,32	1,65	-
	20000		0,99	1,15	1,16	50
Сферические выемки, прямоугольный канал, [58]	30000	$h/d = 0,13$	0,95	1,15	1,21	72
	40000	$\bar{f} = 13$	0,99	1,15	1,16	91
	70000	$h/D = 0,02$	0,93	1,15	1,23	153
	100000		0,97	1,15	1,18	205
	10000	$t/h = 1,1$	0,94	0,95	1,01	28
Сферические выемки, труба, [66]	19000	$h/D = 0,1$	1,18	1,21	1,02	50
	25000	$h/D = 0,0225$	1,13	1,22	1,08	65
	40000		1,19	1,30	1,10	99
	50000		1,28	1,40	1,09	121
	66000		1,29	1,43	1,11	141

Наглядное, объективное сравнение эффективности рассматриваемых ИТ, показанное на рис. 4.19, позволяет утверждать, что получена новая информация, которая весьма необходима для развития теории ИТО и целенаправленного применения различных ИТ в технике.

Разумно несколько отложить обсуждение качеств мелких (низких) СВП (линия 7, рис. 4.19), так как опытные данные, использованные для построения линии 7, могут вызывать некоторые сомнения. Все остальные графики на рис. 4.19 основываются на экспериментальных сведениях, не связанных с каким-либо неприятием.

Наибольшая эффективность свойственна низким кольцевым поперечным выступам в трубе (линия 2, рис. 4.19). Этот тип ИТ изучен наиболее основательно [59] по сравнению с другими ИТ. При оптимальных размерах выступов основные показатели их совершенства соответствуют следующим предельным значениям (табл. 4.2):  $\bar{E}'_{\max} = 1,26$ ;  $Nu/Nu_{ст} = 1,61$ ;  $\epsilon/\epsilon_{ст} = 1,38$ ;  $h^* = 392$ ; во всем диапазоне чисел Re оптимальные выступы обеспечивают  $Nu/Nu_{ст} > \epsilon/\epsilon_{ст}$  и приемлемые значения  $h^*$  [59].

С практической точки зрения весьма отродно отметить, что оптимальные шаги выступов достаточно большие ( $t/h = 50+100$ , табл. 4.2), а высота их мала ( $h/D = 0,01+0,02$ ). Это обстоятельство благоприятно по соображениям технологии и стоимости накатки выступов, по сохранению прочности исходной гладкой трубы при малой деформации ее стенки за счет выступов. Обсуждая эффективность поперечных выступов, уместно напомнить, что свойства этих выступов возможно улучшить в случае применения «широких» выступов, предложенных В.В. Олимпиаевым.

Анализ имеющейся в литературе информации по проблеме ИТО приводит к убеждению: при учете эффективности технологии нанесения ИТ и ее стоимости, прочности канала и некоторых других факторов поперечные выступы остаются наиболее перспективным ИТ. Оптимальные размеры выступов и других ИТ по отдельным областям чисел Re даны в табл. 4.2.

Лишь в очень узком интервале чисел Re качество мелких СВ оказывается выше (линия 13, рис. 4.19), чем качество поперечных выступов 7 (линия 2). Величина  $h^+$  (возможно, не в полной мере строгая для СВ) для мелких СВ укладывается внутри рекомендованной для ИТО области. Мелкие СВ характеризуются примерно одинаковым увеличением теплоотдачи и сопротивления канала  $Nu/Nu_{гн} \approx \epsilon/\epsilon_{гн}$  (табл. 4.2), только опытной линии 13 (рис. 4.19) сопутствует неравенство  $Nu/Nu_{гн} > \epsilon/\epsilon_{гн}$ .

Почти во всем технически важном диапазоне чисел Re поперечные выступы гарантируют в канале более высокую интенсивность теплоотдачи (линия 2, рис. 4.20), чем СВ (линии 10 – 13). Сопротивление каналов с поперечными выступами (линия 2, рис. 4.21) мало отличается от каналов с мелкими СВ (линии 10, 12, 13, рис. 4.21).

Следует отметить, что опытные данные для мелких СВ, соответствующие линиям 10, 12 (рис. 4.19 – 4.21), хорошо согласуются между собой; опытные результаты по теплоотдаче (линия 13, рис. 4.20) существенно отличаются от других опытных зависимостей. Вполне очевидно: иногда глубокие СВ (линия 11, рис. 4.20) позволяют получить в канале несколько более высокий уровень теплоотдачи, чем мелкие СВ (линии 10 – 13), однако сопротивление каналов с глубокими СВ велико (линия 11, рис. 4.21), поэтому эффективность глубоких СВ (линия 11, рис. 4.19) ниже, чем у мелких СВ. Крупные СВ (табл. 4.2) заметно больше наращивают сопротивление канала по сравнению с теплоотдачей.

Достаточно неожиданно оказалось, что эффективность давно известного ИТ – СВП даже для крупных (высоких) СВП ( $h/d = 0,5$ ;  $h/D = 0,43$ ) (табл. 4.1 и 4.2), приближается (и частично совпадает) к эффективности мелких СВ (линии 6, рис. 4.1). Теплоотдача и сопротивление крупных выступов (линии 6, рис. 4.20, 4.21) выше, чем у мелких СВП



(линии 9). В значительном интервале чисел Re параметр  $h^+$  для СВП (табл. 4.2) в 2–3 раза превышает целесообразную величину  $h^+ < 200$  [59] относительно одинакового воздействия выемок и выступов на поток, омывающий стенку.

Не менее удивительны высокие эффективность и интенсивность теплоотдачи  $Nu/Nu_{ст} \leq 2,2$  для труб, поверхность которых покрыта крупными  $h/D = 0,25$ , плотно расположенными, чередующимися СВ и СВП (линии 8, рис. 4.19, 4.20). Диапазон изменения универсального размера  $h^+$  для ИТ в этих трубах, составляющий  $h^+ = 478+3588$  (табл. 4.2) по мере роста чисел Re, убедительно свидетельствует, что наращивание параметра  $h^+$ , т.е. увеличение размеров ИТ сверх рекомендуемых, не приносит выигрыша в эффективности и теплоотдаче канала – ситуация становится автомодельной. Однако возможность одинаковой эффективности каналов с крупными (линия 8) и мелкими ИТ (линия 12) весьма показательна. Можно обратить внимание на следующее обстоятельство: поверхность, формованная «смесью» крупных СВ и СВП, имеет более высокую интенсивность теплоотдачи и эффективность, чем стенка, покрытая глубокими СВ (линии 8, 11).

Анализ проведенных расчетов по выяснению теплогидравлических качеств труб со спирально накатанными выступами (линии 3, рис. 4.19 – 4.21, табл.4.2), соотнесенных со свойствами труб с поперечными выступами, показывает, что эффективность  $\bar{E}'$  спиральных выступов примерно в 2 раза ниже, максимальные значения  $Nu/Nu_{ст}$  почти одинаковы, а относительное сопротивление  $\epsilon/\epsilon_{ст}$  в 2–3 раза выше, чем у поперечных выступов. Поэтому при относительно малой высоте выступа  $h/D = 0,04$  для чисел  $Re > 10^5$  параметр  $h^+$  в 3–10 раз превышает разумный предел. Пониженная эффективность и повышенное сопротивление спиральных выступов объясняется тем, что при одинаковом с поперечными выступами осевом числе Re в канале со спиральными выступами необходимо затратить значительную дополнительную мощность на закрутку потока.

В инженерной практике при необходимости ИТО и достижения высоких коэффициентов теплоотдачи каналу со спиральными выступами следует предпочесть трубу, формованную совокупностью СВ и СВП, которая обеспечит большее значение  $Nu/Nu_{ст}$ , меньшую величину  $\epsilon/\epsilon_{ст}$  и соответственно существенно больший коэффициент  $\bar{E}'$ .

В американской литературе [62] активно пропагандируются достоинства каналов с выступами, расположенными под углом атаки к потоку  $\phi < 90^\circ$ . Такие каналы (типа ККВС и КРВ) рекомендуются, в частности, в качестве охлаждающих каналов лопаток турбин. Расчетное сопоставление эффективности этих каналов с каналами, имеющими другие

ИТ, показало, что каналы типа ККСВ и КРВ имеют самую низкую эффективность по сравнению со всеми остальными рассмотренными интенсифицированными каналами (линии 4, 5). Скошенные выступы в квадратном канале позволяют получить наиболее высокие коэффициенты теплоотдачи (линии 4, 5), однако достигаются они ценой максимального сопротивления (линии 4, 5), приводящего к минимальным величинам  $\bar{E}$ . Повышенное сопротивление ККСВ и КРВ (при  $30^\circ < \varphi < 90^\circ$ ) по сравнению с прямоугольными каналами и круглыми трубами с поперечными выступами ( $\varphi = 90^\circ$ ), а также с круглыми трубами со спиральными выступами, вероятно, следует связывать с интенсивным поперечным смещением выступов пристенной части потока и ударным натеканием ее на боковую стенку канала. Возмущения течения, сопровождающие эти события, являются причиной больших гидрпотерь. В круглой трубе со спиральными выступами (линия 3), с более упорядоченным осесимметричным течением потери давления существенно меньше, чем в ККСВ и КРВ (рис. 4.21). Необходимо заметить, что низкая эффективность ККСВ и КРВ наблюдается при вполне умеренной высоте выступов  $h/D = 0,0625$  для потока газа.

Вместо ККСВ и КРВ охлаждающие каналы лопаток турбин более рационально изготавливать в форме круглых каналов со спиральными выступами или со «смесью» СВ и СВП.

Возвращаясь к обсуждению эффективности СВП (линия 7, рис. 4.19–4.21) для объективной оценки свойств этих ИТ необходимо напомнить, что опытные данные Г. Шликтинга по сопротивлению поверхностей с СВП подвергались критике в работе [68]. Сопоставление сопротивления мелких СВП (линия 7, рис. 4.19–4.21, табл. 4.2) с мелкими СВ (линии 10, 12, 13) и низкими поперечными выступами (линия 2) показывает, что относительные коэффициенты  $\epsilon/\epsilon_{\text{ст}}$  (табл. 4.2) для этих ИТ в интервале  $Re = 10^4 + 10^5$  близки между собой и незначительно превышают число 1, что не является невозможным в соответствии с известными экспериментальными результатами для интенсифицированных каналов. Можно указать на заметное отклонение линий 7 и 9 на рис. 4.21, однако высота «мелких» СВП, соответствующая линии 9, к сожалению, не указана авторами [66]. Разница в размерах и шагах СВП может быть причиной этого отклонения.

Возможность значительной ИТО с помощью СВП (линия 7) подтверждается современными опытными исследованиями [69]: в турбулентном потоке воздуха шахматно расположенные полусферические выступы  $d = 1,27$  мм с шагом  $t/h = 8$  повышали уровень теплоотдачи до  $Nu/Nu_{\text{ст}} = 1,4$ . Согласно рис. 4.19 (линия 7) мелкие СВП являются наиболее эффективным ИТ во всем технически важном исследованном диапазоне чисел  $Re$  по

сравнению с остальными ИТ. Высокое качество СВП желательно дополнительно обосновать новыми экспериментальными исследованиями процессов переноса в каналах с СВП.

Согласно обзору литературы и настоящему анализу, можно предполагать, что конические выступы могут оказаться максимально эффективными ИТ, в том числе и по отношению к СВП, однако это требует опытной проверки.

В стесненных каналах (прямоугольных, кольцевых) с любыми из рассмотренных ИТ на одной стенке в соответствии с опытными данными для СВ (Хосни, Коулман, Тейлор) и поперечных выступов (Итимия) следует ожидать примерно одинакового возрастания теплоотдачи на противоположной гладкой стенке и увеличения общего сопротивления и теплоотдачи канала, характерных для данного типа ИТ.

#### 4.9. Влияние интенсификации теплообмена на эффективность теплообменников при их модернизации

В случае проектирования нового оборудования при теплогидравлическом расчете осуществляется поиск оптимального варианта изделия, удовлетворяющего избранной функции цели. При этом в распоряжении инженера-конструктора имеется широкое поле выбора определяющих параметров, оборудования: геометрических размеров элементов и аппарата в целом; режимов течения и расходов теплоносителей, типов конструкции оборудования; способов интенсификации теплообмена. Как при проектировании, так и при модернизации оборудования в качестве целевой функции может выступать экстремальная величина энергетического коэффициента  $E = Q/N$  ( $Q$  – теплопроизводительность,  $N$  – мощность прокачивания одного или обоих теплоносителей в зависимости от проведения оптимизации аппарата со стороны одного или двух теплоносителей). Коэффициент  $E$  характеризует теплогидравлическое совершенство аппарата с учетом влияния на него используемого способа интенсификации теплообмена. Возможно применение коэффициента  $E$  в форме  $E' = Q/N\Delta t$  ( $\Delta t$  – температурный напор) или в форме обратных величин  $1/E$  и  $1/E'$ .

Отсутствие жестких ограничений в исходных условиях проектирования позволяет в процессе расчета и оптимизации интенсифицированного (по теплообмену) оборудования отыскать такой предпочтительный вариант, для которого коэффициент  $E$  может в несколько раз превышать аналогичный параметр  $E_{\text{ст}}$  для обычного (серийного), в частности, гладкостенного теплообменника. В этом смысле использование интенсификации теплообмена, как правило, наиболее выгодно при проектировании новых образцов

оборудования по сравнению со случаями модернизации эксплуатируемого оборудования.

Внедрение интенсификации теплообмена в конструкцию действующего (существующего) оборудования не обязательно гарантирует улучшение коэффициента  $E$  модернизируемого теплообменника.

При модернизации эксплуатируемого теплообменного оборудования задачу внедрения интенсификации теплообмена осложняют некоторые серьезные ограничения: базовая конструкция оборудования (в частности, размеры) должна быть сохранена, расходы (скорости течения  $W$ ) теплоносителей должны остаться неизменными (в частности, для того, чтобы использовать установленные насосы и приводные электродвигатели), увеличение потерь давления в потоках теплоносителей из-за введения интенсификаторов теплообмена не должно превысить запас по напору насосов и мощности привода.

Наиболее эффективные интенсификаторы теплоотдачи – поперечные или спиральные выступы или канавки, пружинные вставки, сферические выемки обеспечивают для турбулентных потоков примерно одинаковое увеличение теплоотдачи и коэффициента сопротивления канала по сравнению с гладкой трубой:  $Nu/Nu_{г\lambda} = \epsilon/\epsilon_{г\lambda}$ .

Максимальные возможности таких интенсификаторов ограничены пределом  $Nu/Nu_{г\lambda} = \epsilon/\epsilon_{г\lambda} = 2+2,5$ . Равенство  $Nu/Nu_{г\lambda} = \epsilon/\epsilon_{г\lambda}$  означает, что при модернизации оборудования с турбулентным течением сред при условии  $W = \text{const}$  совершенство (экономичность) интенсифицированного теплообменника остается приблизительно на уровне серийного  $E = E_{г\lambda}$ , возможно некоторое улучшение (ухудшение) свойств аппарата (не более чем на десятки процентов). Эти простые соображения подтверждаются расчетами интенсификации теплообмена посредством кольцевых поперечных выступов для турбулентного потока воды в трубах маслоохладителя, ПТУ марки МК-45. В диапазоне высот  $\bar{d} = d/D = 0,9 \div 0,97$  и шагов выступов  $\bar{t} = t/d = 0,5 \div 1,9$  ( $Re = 11191$ ) коэффициент  $E'$  изменялся в пределах  $4316 \div 8591$ . Максимальному значению  $E'$  соответствуют оптимальные размеры выступов  $\bar{d} = 0,9$ ,  $\bar{t} = 1,9$  ( $t/h = 38$ ,  $h$  – высота выступа). В области  $\bar{t} = 1,3 \div 1,9$  величина  $E'$  изменяется незначительно. Расчеты проведены в интервале параметров  $\bar{d}$ ,  $\bar{t}$ , справедливом для формул [10]. В серийном МК-45 (гладкая труба)  $E'_{г\lambda} = 6713$ . Наибольший эффект от интенсификации составляет  $E'_{\text{max}}/E'_{г\lambda} = 1,28$ , что достойно внимания с позиций экономии.

Для  $Re > 10^4$  в [10] рекомендуются унифицированные (среднеоптимальные) параметры выступов  $\bar{d} = 0,935$ ,  $\bar{t} = 0,5$  (которым для МК-45 соответствует  $E' = 5173$ , меньший, чем  $E'_{г\lambda}$ ). Оказалось, что для модерни-

зации конкретного аппарата МК-45 энергетически выгодны выступы со значительно бóльшим шагом ( $\bar{t} = 1,9$ ). Следовательно, весьма важна экономическая оценка размеров выступов для каждого индивидуального случая.

Если существует возможность изменения скорости теплоносителя (по сравнению с серийной), тогда при модернизации оборудования с турбулентным течением среды можно обеспечить более значительное (кратное) улучшение организации процессов теплопереноса около поверхности. Расчеты показали, что введение оптимальных поперечных, выступов ( $h/d_s = 0,001$ ,  $d_s$  – эквивалентный диаметр,  $t/h = 15+60$ ) на поверхности твэлов активной зоны ядерного реактора ВВЭР-1000 и уменьшение скорости воды до 4 м/с (серийная скорость 5,5 м/с) позволяет в 2,5 раза снизить значение  $1/E'$  для модернизированного интенсифицированного реактора по сравнению с серийным. Выступы с бóльшим шагом ( $t/h=30+60$ ) резко наращивают эффективность оборудования в этом случае модернизации.

Целесообразность существенного уменьшения оптимальной скорости теплоносителя модернизированного интенсифицированного оборудования по сравнению с гладкостенным серийным обоснована в работе [15] на примерах интенсификации теплообмена посредством ленточных закручивателей потоками пружинных вставок.

Эффекты от интенсификации теплообмена при ламинарных потоках значительно больше, чем при турбулентном течении. Например, при ламинарном течении технического масла в трубах с поперечными выступами ( $\bar{t} = 0,66$ ,  $\bar{d} = 0,8$ ,  $Re = 30+1200$ ) нарастание теплоотдачи  $Nu/Nu_{гн}$  превышает увеличение сопротивления  $\epsilon/\epsilon_{гн}$  в 1,25+3 раза (в зависимости от значения числа  $Re$ ) [44]. Поэтому модернизация теплообменников с помощью выступов в каналах даже в условиях  $W = const$  при ламинарном течении одного или обоих теплоносителей может весьма существенно поднять уровень совершенства аппарата и улучшить соотношения между теплосъемом и мощностью прокачивания.

Теплогидравлические расчеты маслоохладителей ПТУ типов М-240, М-45 с петельно-проволочным оребрением труб со стороны продольного межтрубного ламинарного потока масла подтверждают высокую продуктивность модернизации. При интенсификации теплообмена в трубах накатанными выступами, а снаружи труб – проволочными кольцами, размещенными в наружных каналах труб (вместо проволочного оребрения), коэффициент  $E$  модернизированных маслоохладителей почти в 3 раза превысил параметр серийных

Очевидно, что во всех случаях модернизации теплопроизводительность оборудования увеличивается. Модернизация теплообменного оборудования в результате внедрения в эксплуатируемые теплообменники интенсификации

теплообмена обеспечивают экономию энергии посредством увеличения отношения между теплопроизводительностью и мощностью прокачивания на 25÷200% (в зависимости от исходных условий модернизации). Экономия энергии на прокачивание теплоносителей при модернизации (и проектировании) теплообменников рассчитывается по методике [44].

Скорость загрязнения интенсифицированного теплообменного оборудования уменьшается в 3÷5 раз, это обеспечивает соответственное продление сроков работы оборудования между чистками (или полное их исключение), а также снижение финансовых расходов на чистки. Представленные соображения в полной мере справедливы как для авиационной, так и для других областей техники.

Итак, обсуждены возможные изменения основных технико-экономических показателей функционирующих теплообменников при их модернизации в результате внедрения в существующую конструкцию различных способов интенсификации теплообмена. Интенсификация теплообмена – реальный продуктивный инструмент для значительного повышения экономической эффективности теплообменного оборудования. Применение интенсификаторов теплообмена в неодинаковой мере влияет на характеристики вновь проектируемого и действующего модернизируемого оборудования. Это связано с различием исходных условий, при которых внедряется интенсификация теплообмена, т.е. необходимо выяснить влияние условий использования интенсификации теплообмена на эффективность теплообменников.

#### **4.10. Исследование проблемы автоколебания гелевых возмущений потока в ДШК**

После детального обсуждения моделей течения в каналах с ИТ полезно вернуться к проблеме возможных колебательных возмущений потока в таких каналах.

Промышленное применение интенсификации теплообмена в каналах вызывает необходимость тщательного изучения гидродинамики потоков в осложненных условиях течения в интенсифицированных каналах.

Особого внимания требует опытная и расчетная оценка возможности возникновения нежелательных для нормальной работы оборудования явлений – вибрации потока (пульсаций давления, скорости) в канале и самого канала, аэродинамических шумов, кавитации. Наиболее рациональные интенсификаторы теплообмена – регулярно расположенные на стенке канала малые дискретные поперечные кольцевые или спиральные выступы, канавки, сферические выемки.

Гидродинамика турбулентного потока в каналах с поперечными выступами исключительно сложна. В горле выступа формируется струйное течение, при внезапном расширении за выступом организуется отрывное течение с образованием замкнутой рециркуляционной зоны (каверны) и слоя смешения, на стенке возникает присоединенный внутренний пограничный слой.

В соответствии с современными представлениями о когерентных структурах [53, 54] гидродинамическая картина течения за выступом в канале может быть описана в следующем виде. Каверна выбрасывает в поток непосредственно около выступа крупномасштабные турбулентные вихри (сход вихрей с выступа) — первичные когерентные детерминированные (организованные, периодические, повторяющиеся) структуры, образующие за выступом осесимметричный след. При эволюции первичных структур вниз по потоку (последовательное парное слияние вихрей, сдвиг фаз, коллективное взаимодействие, одновременное развитие мелкомасштабных структур) формируются вторичные (более крупные) структуры, которые остаются когерентными и детерминированными.

Строгая упорядоченность природы когерентных структур, постоянство частоты срыва вихрей с выступов (и парного слияния) приводят к возникновению когерентных пульсационных полей давления и скорости (малых возмущений, генерируемых когерентными структурами при их появлении, слиянии и разрушении), воздействующих на основной поток в канале.

При определенных условиях в системе «отрывные вихри выступов — основной поток» формируется сильная обратная связь и сильное взаимодействие, что приводит к возможности самовозбуждения потока — возникновению низкочастотных автоколебаний потока, в частности, резонанса, аэродинамического шума.

Значительная чувствительность основного потока в канале к периодическим возмущениям, порождаемым когерентными отрывными структурами, объясняется тем, что основной поток (струя, присоединенный пограничный слой) содержит собственный набор различных типов также периодических характерных движений (например, перемежающееся течение во внешней части пограничного слоя, «выбросы» и «вторжения» в пристенной зоне течения, слабые колебательные возмущения течения, вносимые потоком в канал извне).

Именно периодический характер возмущений и основного течения обеспечивает возможность реализации эффективной обратной связи между ними и, как результат, появление автоколебательного возмущения потока в канале при совпадении или близости частоты возмущения и собственной

(кратной) частоты колебаний отдельных структур в потоке и всего объема потока.

В режиме резонансного взаимодействия устанавливается синхронность волн малых возмущений, распространяющихся вверх по потоку, и гидродинамических волн, которые распространяются вниз по течению.

Резонансное возмущение потока возможно и в результате прямого влияния возмущений на обычные турбулентные пульсации скорости (давления) в канале, если они совпадают по фазам.

Вероятно, повышенная восприимчивость к воздействию возмущающих отрывных когерентных структур свойственна неустойчивому переходному течению (от ламинарного к турбулентному), в котором развивается широкий спектр собственных периодических структур с различными «постоянными времени» и масштабами. Повышается вероятность взаимной синхронизации одного из собственных периодических движений (а затем и всего потока) и возмущения.

Вполне очевидно, что описанный механизм возникновения автоколебательных возмущений (резонанса) потока в интенсифицированных каналах является общим и справедливым для всех перечисленных интенсификаторов теплообмена.

Строгая теория механизма взаимодействия малых отрывных когерентных возмущений с основным течением, в частности, теория резонансного самовозбуждения потока пока не построена. Изучение этих явлений в настоящее время опирается в основном на опыт.

Теоретические и экспериментальные исследования обсуждаемых процессов в интенсифицированных каналах весьма малочисленны.

Однако для условий течения, близких (или почти совпадающих) к случаям течения в интенсифицированных каналах, в ряде работ получены опытные доказательства возможности самовозбуждения автоколебательных возмущений потока под влиянием отрывных когерентных структур.

Например, все параметры потока (скорость, давление) около поперечно-обтекаемого цилиндра колеблются с частотой, соответствующей частоте отрыва вихрей. Отдельные пластинки, установленные вдоль оси канала, приводят к автоколебаниям потока (В.А. Флореев и др.). При обтекании обратного уступа в канале основная доля энергии в потоке соответствует частотам отрывных вихрей (с уступа), которые могут вызвать низкочастотные пульсации потока. Для некоторых характерных частот отрывных вихрей за уступом активизируется процесс их попарного объединения (как и в струях). Многократно подтверждена возможность автоколебательных самовозбуждений струй при некоторых частотах срыва вихрей со среза сопла [53, 54]; одновременно вероятно излучение шума.



В каналах с дискретными кольцевыми поперечными выступами течение между двумя соседними выступами автономное и повторяющееся вдоль канала при условии  $t/h \geq 9$  ( $t, h$  – шаг и высота выступов), поэтому типовым участком канала и потока является отрезок канала длиной  $t$ , который удобен для обсуждения. Можно предполагать, что автоколебательное (резонансное) самовозмущение потока на типовом участке возможно посредством первичных и (или) вторичных отрывных вихрей выступов. При относительно малых шагах выступов  $t$  (короткий типовой участок потока) первичные когерентные структуры играют, видимо, основную роль в процессе возмущения течения. Для сравнительно больших шагов выступов возрастает вероятность формирования вторичных отрывных структур и, следовательно, увеличивается возможная степень их участия в колебательном возбуждении потока.

Механизм резонансного самовозмущения потока в каналах с выступами с помощью когерентных вихрей представляется следующим образом.

На типовом участке потока как определяющий принимается струйный характер течения. Взаимодействие струи со стенкой (трение) приближенно не учитывается (справедливость этого допущения в соответствующей мере известна). Тогда максимальная вероятность возбуждения автоколебаний в потоке соответствует тем характерным частотам когерентных структур снаружи свободной турбулентной струи, при которых генерируются наиболее сильные когерентные возмущающие поля давлений и скорости. Согласно принятой струйной модели течения эти опасные для самовозбуждения потока частоты определяются следующими числами Струхаля [53, 54]:

$$Sr_1 = f_1 d / W_0 \cong 0,3; \quad Sr_2 \cong 0,6; \quad Sr_3 \cong 0,85,$$

где  $f_{1,2,3}$  – характерная частота когерентных структур;  $d$  – диаметр струи (горла выступа);  $W_0$  – скорость струи в горле выступа (проведенные термоанемометром измерения обнаружили практическое постоянство скорости по радиусу горла). При числах  $Sr_1$  в струях обнаружено максимальное нарастание возмущений вдоль потока. Для режимов, характеризующихся числами  $Sr_2, Sr_3$ , в струях наблюдалась активизация парного слияния вихрей, которое особенно интенсивно и стабильно в ближнем поле струи в случае  $Sr_3$ . Даже при отсутствии резонансного возмущения потока в канале с выступами при числе  $Sr_3$  следует ожидать нарастания турбулентных пульсаций скорости течения в 10 и более раз по сравнению с исходным потоком. Полезно отметить, что соотношение характерных частот

$$Sr_1 : Sr_2 : Sr_3 \cong f_1 : f_2 : f_3 = 1 : 2 : 3$$

свойственно отношению мод отдельных движений в потоке.

Опытные результаты убеждают в обоснованности предположений: величины чисел Струхалия в формулах приближенно постоянны в широком диапазоне чисел Рейнольдса и Прандтля. Однако возможно некоторое изменение этих чисел Струхалия вдоль потока.

Резонансное автоколебательное самовозбуждение потока в канале с выступами возможно при условии совпадения одной из возмущающих частот  $f_i$  (формулы) с собственной частотой колебаний  $f$  объема потока на типовом участке канала:  $f_i = nf$ , где  $n = 1, 2, 3, \dots$  — номер обертона.

Собственная частота для цилиндрического столба газа в трубе обратно пропорциональна длине трубы. Ранее были описаны другие возможные варианты механизма резонансного возмущения потока в каналах с поперечными дискретными выступами посредством первичных отрывных вихрей.

При заданных размерах канала, числе  $Re$ , высоте и форме выступа и значении  $f$  возможно определить величину шага выступов  $t$ , соответствующую резонансу потока в канале.

Очевидно, что приведенные формулы для поиска резонанса требуют опытного уточнения. Необходимость уточнения обусловлена, например, следующими соображениями. Использованное предположение об аналогии обтекания выступа и цилиндра в поперечном потоке не является полностью справедливым. Картина отрывного течения около цилиндра симметрична, а за выступом — нет, это может привести к отличию чисел Струхалия для выступа и цилиндра. При отрывном обтекании некоторого неизменного тела свободным потоком и в канале числа Струхалия могут быть неодинаковы. Параметры свободной струи и струи в канале могут отличаться. В общем случае величина числа  $Sr$  зависит от значения числа  $Re$ . Появление кавитации в потоке после выступа может изменить значение числа  $Sr$ .

Течение за выступом в канале и за обратным уступом существенно одинаково, поэтому для количественного описания отрывных структур потока около выступов интересны результаты опытного исследования Рамамурти и др. При обтекании обратного уступа обнаружено трехкратное изменение числа  $Sr$  в зависимости от изменения числа  $Re$  и влияние кавитации на величину числа  $Sr$ . Следовательно, представленные формулы требуют критического отношения и опытной корректировки.

Систематическое опытное исследование теплогидравлических характеристик интенсифицированных каналов при течении в них воздуха и трансформаторного масла обнаружило в каналах с поперечными выступами неожиданно разное увеличение гидросопротивления и появление пульсаций перепада давления в потоке при некоторых значениях относительного шага  $t/h$  в условиях монотонного нарастания величины шага выступов.

# **Часть II. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ С ИНТЕНСИФИЦИРОВАННЫМ ТЕПЛООБМЕНОМ**

## **Глава 5. КОНСТРУКТОРСКИЙ РАСЧЕТ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ**

### **5.1. Преимущества и эффективность воздушного охлаждения промышленного оборудования**

Современный уровень производства и потребления энергии резко обострил проблему охраны окружающей среды.

При охлаждении водой рабочих тел и технических продуктов ТЭС, АЭС, промышленных предприятий и отдельных энергоустановок в прямоточных и оборотных системах охлаждения возникает тепловое загрязнение природных и искусственных водоемов сбросными водами, часто оно сопровождается химическим загрязнением. Тепловое загрязнение водоемов жестко регламентировано, а для атмосферы – ограничения пока не установлены.

Потребление пресной воды в народном хозяйстве достигло огромных размеров, при этом в промышленности используется 65% от общего объема потребления воды, 35% из них расходуется в системах охлаждения. Стоимость воды непрерывно возрастает. В индустриальных районах страны существует дефицит природных запасов воды. Особенно тяжела проблема дефицита водохозяйственного баланса в маловодных районах.

Необходимость предотвращения теплового и химического загрязнения природных водоемов, а также дефицит запасов воды в природе требуют применения в промышленно развитых районах страны замкнутых оборотных систем охлаждения технических паров, жидкостей и газов.

Возможна замкнутая двухконтурная система, в которой некоторый продукт охлаждается промежуточным теплоносителем (например, водой), циркулирующим в замкнутом контуре, а промежуточный теплоноситель охлаждается атмосферным воздухом.

В одноконтурной схеме промышленный теплоноситель охлаждается непосредственно воздухом в аппарате воздушного охлаждения – АВО. В жаркое время года тепловая эффективность АВО может повышаться за счет впрыска воды в поток охлаждающего воздуха.

При условии экономической эффективности одноконтурные схемы более предпочтительны.

Двухконтурная схема используется при охлаждении масел на ТЭС и в автономных турбокомпрессорных установках [14], одноконтурная – при охлаждении рабочих сред компрессорных и химических установок.

Существенные недостатки систем воздушного охлаждения: малая интенсивность теплоотдачи к воздуху; большие капитальные затраты по сравнению с системой водяного охлаждения (в несколько раз); значительные капитальные затраты на систему промежуточного теплоносителя в двухконтурной схеме и потери энергии на прокачивание жидкости в этом контуре; высокая температура охлаждающего воздуха в летнее время.

Дополнительный недостаток АВО («сухая» градирня) связан с тем, что он работает при температуре сухого термометра, которая летом на 5 – 8°C выше температуры мокрого термометра, при которой работает обычная («мокрая») градирня.

Поэтому для более глубокого охлаждения технологических продуктов используется комбинированная система охлаждения. В этой схеме преобладающая часть тепла горячего продукта (температура > 90°C) отбирается воздухом, а окончательное охлаждение продукта осуществляется водой (или другой жидкостью) в концевом кожухотрубчатом охладителе. Вода охлаждается воздухом в «мокрой» градирне.

Однако системы воздушного охлаждения вполне конкурентноспособны, а часто – единственно возможны по сравнению с системами водяного охлаждения.

Современные технико-экономические оценки показывают, что даже на предприятиях, расположенных около природных источников воды, воздушная система охлаждения различных продуктов часто оказывается дешевле и проще в эксплуатации, чем водяная или комбинированная.

Экономическая эффективность АВО обусловлена более низкими эксплуатационными расходами по сравнению с системами водяного охлаждения. Воздушное охлаждение продукта при температуре его более 66°C дешевле всех других способов. Эффективность АВО возможно поднять интенсификацией теплообмена.

Очевидно, что экономически невыгодно охлаждать теплоноситель в АВО до температуры, близкой к температуре воздуха. По оценкам зарубежных специалистов экономически целесообразна минимальная

температура  $t_{\min}$ , до которой выгодно охлаждать продукт в АВО, равна примерно  $52^{\circ}\text{C}$  при температуре атмосферного воздуха  $35^{\circ}\text{C}$ . Эта оценка совпадает с мнением отечественных исследователей, согласно которому АВО эффективен, если  $75 \div 90\%$  общего теплоудельного может сниматься с продукта при разности температур продукта на выходе из АВО и атмосферного воздуха  $\Delta t_1 \geq 12 \div 15^{\circ}\text{C}$ . Конкретное оптимальное значение  $\Delta t_1$  определяется минимумом приведенных затрат на АВО.

При температуре охлаждаемого продукта более  $50^{\circ}\text{C}$  и  $\Delta t_1 \leq 8 \div 10^{\circ}\text{C}$  целесообразна комбинированная система воздушно-водяного охлаждения.

АВО применяются для охлаждения продуктов с температурой до  $300^{\circ}\text{C}$ , при давлении до  $6,4 \text{ МПа}$ .

## 5.2. Конструкторский расчет и оптимизация АВО с интенсификацией теплообмена

### 5.2.1. Влияние интенсификации теплообмена на компактность АВО

Компактность теплообменного аппарата обычно характеризуется параметром  $C \text{ (м}^2/\text{м}^3\text{)}$  – площадью поверхности теплообмена в единице объема аппарата. Для более полной и точной характеристики компактности целесообразно предложить величину  $V \text{ (Вт/м}^3\text{)}$  – количество тепла, переданное от одного теплоносителя к другому, в единице объема теплообменника.

В отличие от частного параметра  $C$  величина  $V$  – интегральный параметр совершенства аппарата, учитывающий удельную плотность размещения поверхности теплообмена в объеме теплообменника ( $C$ ), эффективность работы теплообменной поверхности (интенсивность процесса теплопередачи  $k$ ), а также температурный напор между теплоносителями, что ясно из уравнения теплопередачи

$$Q = k\Delta t F,$$

откуда  $V = Q/V_1 = k\Delta t F/V_1$  ( $V_1$  – объем теплообменника).

Соотношение для величины  $V$  убедительно доказывает необходимость и актуальность увеличения коэффициента теплопередачи (коэффициента теплоотдачи) для улучшения характеристики компактности аппарата. Следовательно, важная техническая и финансовая проблема компактности теплообменников может быть в значительной степени разрешена в результате промышленного внедрения интенсификации теплообмена.

Проблема повышения компактности и интенсификации теплообмена особенно остра в случае низких коэффициентов теплоотдачи, соответствующих течению газов или ламинарному (переходному) движению высоковязких жидкостей. Ситуация такого типа свойственна, например,

аппаратам воздушного охлаждения различных промышленных продуктов, в частности, для перспективных АВО, охлаждающих атмосферным воздухом турбинное оборудование на тепловых и ядерных электростанциях.

Пучок труб в АВО располагается вертикально, горизонтально или наклонно относительно плоскости горизонта. Конструктивно пучок труб может разделяться на отдельные части — секции.

Охлаждающий атмосферный воздух принудительно прокачивается через пучок вентилятором. Если вентилятор монтируется перед пучком, то он является нагнетающим, в случае установки вентилятора за пучком он работает как вытяжной агрегат.

В нагнетающий вентилятор поступает холодный воздух, а в вытяжной — подогретый (после пучка труб), поэтому при одинаковых объемных расходах воздуха массовый расход воздуха и эффективность охлаждения пучка для нагнетающего вентилятора выше. Соответственно нагнетающий вентилятор обеспечивает снижение мощности прокачивания воздуха по сравнению с вытяжным на 15–17%. В большинстве отечественных АВО используется нагнетающий вентилятор.

Преимущества вытяжного вентилятора: более равномерное распределение воздуха в пучке труб; повышенная скорость воздуха на выходе из АВО, уменьшающая вероятность рециркуляции нагретого воздуха и ухудшения охлаждения пучка.

В градирнях с принудительной тягой обычно используются вытяжные вентиляторы. Лопасти вентилятора (обычно 4–8 шт.) располагаются в узком сечении кольца Вентури, предназначенного для целесообразной организации потока воздуха, направляемого на пучок труб. В отечественных нормализованных АВО диаметр вентиляторов по лопастям равен 0,8; 2,8; 5; 7 м. Привод вентилятора осуществляется, как правило, от электродвигателя непосредственно, или через редуктор, или через другие виды передач.

Кроме того, конструкция АВО содержит ряд дополнительных устройств: антивибрационные; противозумные; установки угла атаки лопастей вентилятора; жалюзи (на выходе АВО), применяемые в зимнее время для предотвращения переохлаждения охлаждаемого продукта и изменения скорости вращения электродвигателя.

Количество рядов труб по ходу воздуха в пучке  $Z_1$  и скорость охлаждающего воздуха в узком сечении  $W_*$  ограничены допустимыми потерями давления в охлаждающем потоке.

Воздух является существенно сжимаемым рабочим телом, поэтому при прокачивании воздуха через пучок труб АВО допустимы небольшие потери давления в потоке — примерно 100–150 Па (10–15 мм вод.ст.) и несколько больше. В противном случае вредные затраты мощности на сжатие воздуха могут составить заметную часть мощности привода вентилятора.

Допустимую скорость воздуха рекомендуется выбирать поэтому в узком диапазоне  $W_a = 2 \div 4$  м/с [15] или  $W_a = 3 \div 5$  м/с [26].

Величина выбранной скорости зависит от размера наружной поверхности пучка, числа рядов труб  $Z_1$  и уровня подогрева воздуха.

При охлаждении газов в АВО повышение скорости охлаждающего воздуха дополнительно ограничивается медленным ростом коэффициента теплопередачи при увеличении массовой скорости охлаждающего воздуха  $\rho_a W_a$ , особенно в условиях  $\rho_a W_a > 6$  кг/м<sup>2</sup>·с.

Согласно приведенным рассуждениям считается предпочтительным обеспечить  $Z_1 = 4 \div 12$ , однако на практике достигаются и большие величины (до  $Z_1 = 28$  [15, 26]).

Пучки труб АВО имеют в плане прямоугольную форму шириной до 3 м, длиной до 15 и даже 25 м. Отношение длины пучка к его ширине примерно должно равняться целому числу.

Размеры пучка (или секции) при проектировании АВО необходимо согласовать с размером вентилятора. Хорошее распределение воздуха в пучке обеспечивается, если выполняется условие

$$1,8 < S/S_a < 2,6,$$

где  $S$  – площадь фронтального проходного сечения пучка;  $S_a$  – площадь проходного сечения вентилятора. Меньшие отношения рекомендуются для крупных АВО.

Для расчета АВО необходимы следующие исходные данные: массовый расход охлаждаемого продукта  $G_p$ , кг/с; температура продукта на входе и выходе  $t'_p$  и  $t''_p$ , °С; давление продукта на входе  $p'_p$ , Па; возможное ограничение общих потерь давления в потоке продукта  $\Delta p_p$ , Па.

Дополнительно к исходным данным выбираются следующие параметры и условия расчета: общая компоновка АВО, расположение трубного пучка в пространстве; тип пучка, шаги труб; схема движения продукта в трубах, число ходов в трубах  $Z_2$ ; количество рядов труб по потоку воздуха  $Z_1$ ; поперечные размеры трубы – внутренний диаметр  $D_m$ , м, толщина (и материал) стенки  $\delta_s$ , м; вид оребрения, материал и размеры ребер – толщина  $\delta_r$ , м, высота  $h_m$ , м (наружный диаметр  $D$ , м), наружный диаметр несущей трубы  $d_m$ , м, шаг ребер  $t_m$ , м; способ интенсификации теплоотдачи в трубах и его геометрические характеристики; скорость течения продукта в трубах  $W_p$  м/с; скорость охлаждающего воздуха в узком сечении пучка  $W_a$ , м/с и его определяющая температура на входе  $t'_a$ , °С; тип вентилятора и привода и их характеристики.

Обычно в АВО основное термическое сопротивление сосредоточено со стороны охлаждающего воздуха. Однако при развитом оребрении труб,

интенсифицирующем теплоотдачу к охлаждающему воздуху, термическое сопротивление со стороны продукта (особенно для газов) может приближаться к наружному сопротивлению. Поэтому интенсификация теплообмена в трубах часто оказывается весьма целесообразной. Интенсификация теплоотдачи продукта существенно необходима при ламинарном и переходном течении жидкостей и газов в трубах.

Выбор схемы движения продукта в трубах относительно потока воздуха связан с величиной его расхода, разностью температур продукта и охлаждающего воздуха и некоторыми другими условиями.

При большом расходе продукта или при значительной разности температур возможно использовать однократный перекрестный ток ( $Z_T = 1$ ).

В случае малого расхода продукта и большой разности температур целесообразен двухкратный перекрестный ток ( $Z_T = 2$ ), при малых разностях температур выгоден многократный перекрестный ток ( $Z_T = 4$ ). В нормализованных АВО  $Z_T = 1 \div 8$ .

Если при охлаждении газов происходит конденсация влаги в трубах, полезны односторонняя схема движения продукта или отбор влаги из труб с целью предупреждения возникновения толстой пленки конденсата. Условия теплообмена при конденсации улучшаются при наклоне труб по потоку продукта.

### 5.2.2. Тепловой расчет АВО

Расчет АВО принципиально аналогичен расчету обычных кожухотрубчатых теплообменников. Особенности расчета связаны с использованием атмосферного воздуха в качестве охладителя.

Обычно расход воздуха и повышение его температуры в АВО, зависящие от гидросопротивления аппарата и площади поперечного сечения воздушного потока, заранее не известны. Следовательно, невозможно заранее однозначно определить температурный напор в аппарате. Размеры и аэродинамические характеристики пучка труб необходимо согласовать с техническими данными вентиляторов.

Приведем методику расчета АВО для перекрестного течения теплоносителей при одном или многих ходах продукта в трубах и одном ходе воздуха поперек труб в межтрубном потоке (при общем противотоке).

Методика пригодна для «ручного счета» и для реализации на компьютере.

Проектный расчет возможно начать с потока продукта в трубах.

1. Задается приемлемая величина  $\Delta t_1$ , которую необходимо проверить в процессе последующего расчета. Значение  $\Delta t_1$  определяет плотность теплового потока в аппарате и уровень недоохлаждения продукта до темпе-



ратуры атмосферного воздуха. При охлаждении газов в АВО  $\Delta t_1 = 8 + 40^\circ\text{C}$ , для жидких продуктов  $\Delta t_1 = 8 + 75^\circ\text{C}$ . Если температура продукта на выходе АВО  $t''_n$  задана, тогда  $\Delta t_1$  вычисляется на основе выбранной температуры воздуха  $t'_в$ .

2. Выбирается определяющая температура атмосферного воздуха на входе в пучок труб АВО  $t'_в$ . Эта расчетная температура в значительной степени определяет технико-экономические параметры АВО, так как от разности температур продукта и воздуха  $t'_в$  зависит величина поверхности теплообмена. Для снижения капзатрат на АВО температура  $t'_в$  выбирается меньше, чем максимальная температура воздуха в данной местности.

Согласно рекомендации ВНИИнефтемаш принимается такая расчетная температура воздуха, которая не превышает в течение 95% годового времени (8760 часов в районе расположения АВО).

Для нагнетающего вентилятора расчетную температуру воздуха  $t'_в$  необходимо увеличить на подогрев его от привода и сжатия вентилятором ( $0,3 - 0,5^\circ\text{C}$ ).

Если повышение температуры продукта на выходе АВО в краткий период самых жарких дней года недопустимо, то выдержать требуемый параметр  $t'_в$  возможно посредством впрыска воды в поток охлаждающего воздуха.

3. Определяется температура  $t''_n$ , до уровня которой целесообразно охлаждать продукт при соответствующей температуре атмосферного воздуха  $t'_в$  из соотношения

$$t''_n - t'_в = \Delta t_1.$$

4. Выбирается предварительная величина скорости движения продукта в трубах.

5. Определяются теплофизические свойства продукта по средней температуре

$$\bar{t}_n = 0,5(t'_n + t''_n),$$

при этом используются аппроксимирующие полиномы для свойств продукта, получаемые обработкой справочных таблиц методом наименьших квадратов.

6. Принимается количество ходов продукта в трубах  $Z_n$ .

7. По принятой скорости течения продукта и выбранным размерам поперечного сечения трубы определяется число труб в пучке:

$$N = 4SZ_n / \pi D^2, \quad S = G_n / \rho_n W_n,$$

где  $S$  – площадь поперечного сечения трубного потока в одном ходе.

Продолжение расчета имеет смысл, если получено  $N \geq 1$ , в противном случае необходимо уменьшить внутренний диаметр трубы  $D_n$  или скорость  $W_n$ , или изменить оба параметра. Одновременно должно выполняться условие  $N/Z_T \geq 1$ . Повысить скорость  $W_n$  (при фиксированном  $N$ ) возможно посредством увеличения  $Z_T$ . Полученное значение  $N$  округляется до целого числа таким образом, чтобы отношение  $N/Z_T$  также было целым числом.

Очевидны соотношения

$$N/Z_T n_3 = n_1; \quad n_3 Z_1 = N; \quad N/Z_T = n_4,$$

где  $n_1$  – число труб в одном ряду, расположенном поперек потока воздуха;  $Z_1$  – число рядов труб вдоль потока воздуха;  $n_3$  – число рядов труб по потоку воздуха в одном ходе продукта;  $n_4$  – число труб в одном ходе продукта; при этом полагалось, что число  $n_3$  неизменно по ходу воздуха, такое условие выполняется для коридорного пучка. В шахматном пучке количество труб в ряду  $n_1$  периодически изменяется по глубине пучка.

Для получения оптимального соотношения между длиной и шириной пучка труб, а также для изменения скорости и расхода воздуха через пучок возможно подбирать число  $n_1$ .

Величина скорости продукта  $W_{n1}$ , удовлетворяющая округленному  $N$ , вычисляется из уравнения расхода

$$G_n = (\pi D^2/4) W_{n1} \rho_n N/Z_T.$$

8. Определяется коэффициент теплоотдачи для продукта  $\alpha_n$  при турбулентном течении в гладкой трубе  $Re \geq 10^4$  по уравнениям В.К. Митяя, пригодным при  $Re = 4 \cdot 10^3 - 10^6$ :

$$Nu = 0,0126 Re^{0,875} Pr^{0,36} \quad \text{для } Pr = 10 \div 200;$$

$$Nu = 0,0218 Re^{0,8} Pr^{0,203} \kappa_2^{0,0463} \quad \text{для } Pr = 0,7 \div 10.$$

Учет влияния направления теплового потока на теплоотдачу осуществляется в уравнениях с помощью множителя  $(T_w/T_f)^n$  для газов и  $(Pr_f/Pr_w)^{0,11}$  – для жидкостей. В случае охлаждения газов  $n = 0$ .

9. Теплоотдачу в гладкой трубе при ламинарном режиме  $Re \leq 2300$  удобно рассчитывать по уравнению Мак-Адамса [22]:

$$Nu = 1,62 (Re Pr D/\ell)^{1/3} (\mu_f/\mu_w)^{0,14} (1 + 0,015 Gr^{1/3}),$$

в котором можно пренебречь свободной конвекцией для труб диаметром менее 20 мм. Уравнение пригодно для горизонтальных и вертикальных труб. Наличие в уравнении относительного параметра  $D/\ell$  требует применения при расчете ряда последовательных приближений, связанных с предварительным произвольным заданием этого параметра.

10. Теплоотдача продукта к гладкой трубе в переходном режиме  $Re = 2300 \div 10^4$  вычисляется по уравнению Хаузена:

$$Nu = 0,0235(Re^{0,8} - 230)(1,8Pr^{0,3} - 0,8) \left[ 1 + (D_w/\ell)^{2/3} \right] (\mu_f/\mu_w)^{0,14},$$

уравнение справедливо для  $\ell/D_w > 10$  при  $Re \geq 2300$  для переходного и турбулентного течения. Определяющей температурой в этом уравнении служит средняя температура пограничного слоя

$$\bar{t} = (\bar{t}_w + \bar{t}_n)/2,$$

где под средней температурой стенки неоребренной трубы понимается величина

$$\bar{t}_w = 0,5(\bar{t}_n + \bar{t}_s),$$

в которой средняя температура воздуха равна

$$\bar{t}_n = 0,5(t'_n + t''_n);$$

температуру воздуха на выходе АВО  $t''_n$  необходимо находить по величине подогрева охлаждающего воздуха:

$$\delta t_n = t''_n - t'_n.$$

Не известный заранее подогрев охлаждающего воздуха в АВО задается.

Потребность априорного задания величины  $D_w/\ell$  приводит к методу последовательных итераций при расчете теплоотдачи. В первом приближении расчет возможно выполнить, пренебрегая параметром  $D_w/\ell$ .

11. Если трубы не являются гидравлически гладкими, необходимо учитывать влияние шероховатости на уровень теплоотдачи.

12. Задается отношение величин охлаждения продукта и подогрева воздуха  $\tau = \delta t_n/\delta t_p$ , которое обычно изменяется в пределах  $\tau = 0 \div 1$ , однако возможно  $\tau = 0 \div 3$ .

Значение  $\tau$  зависит от схемы движения продукта в трубах и от соотношения водяных эквивалентов продукта и воздуха.

По задаваемой величине  $\tau$  определяется подогрев воздуха в АВО и температура воздуха на выходе аппарата.

Анализ воздушно-водяных теплообменников с пучками ребристых труб показал, что для максимального уровня теплопередачи оптимально неизменное отношение объемных расходов воздуха и воды  $V_n/V_{вод} = 1600$ .

13. В случае использования для интенсификации теплоотдачи в трубе дискретных поперечных выступов выбираются геометрические параметры шероховатости — высота выступа, ширина его сечения и шаг выступов.

Для интенсификации теплоотдачи в трубах в ламинарном и переходном режимах предпочтительно использовать выступы, провололочные вставки

и закручиватели, в турбулентном – поперечные выступы и проволочные вставки. Целесообразная высота шероховатости в трубе уменьшается при переходе от ламинарного к турбулентному течению.

Для расчета теплоотдачи и сопротивления в трубах с поперечными кольцевыми канавками возможно использовать полуэмпирический метод [44].

Ориентировочно оптимальные величины высоты выступа и шага выступов для турбулентного потока определяются диапазонами:

$$h/D_n \leq 0,05; \quad t/h = 10 \div 100.$$

Оптимальные параметры выступов и число  $Re$  для продукта находятся посредством вариантных технико-экономических расчетов нескольких теплообменников с различными характеристиками выступов  $h/D_n$  и  $t/h$  для некоторого диапазона чисел Рейнольдса.

Накатанные выступы обычно имеют плавно очерченный профиль поперечного сечения с примерно одинаковыми высотой и шириной выступа.

14. Определяются границы режимов течения  $Re_{кр1}$  и  $Re_{кр2}$  в дискретно шероховатой трубе по формулам настоящей работы, если высота шероховатости для номинально ламинарного режима ( $Re = WD_n/\nu \leq 2300$ ) находится в диапазоне  $h/D_n \geq 0,045$  или для номинально переходного или турбулентного режимов ( $Re \geq 2300$ ) в случае  $h/D_n \geq 0,01$ .

Очевидно, что при  $Re \leq Re_{кр1}$  течение ламинарное, для  $Re \geq Re_{кр2}$  – турбулентное, при  $Re = Re_{кр1} \div Re_{кр2}$  – переходное.

15. Коэффициент теплоотдачи для турбулентного потока продукта в трубе с дискретными поперечными кольцевыми выступами рассчитывается интегральным методом согласно предлагаемой здесь модели.

16. Расчет коэффициентов теплоотдачи и сопротивления при турбулентном течении в шероховатой трубе возможен эмпирическим методом, основанным на функциях шероховатости, или по формулам Б.А. Кадера.

17. Поскольку расчетные соотношения для теплоотдачи в трубе с поперечными выступами при ламинарном течении в литературе почти отсутствуют, можно воспользоваться настоящим исследованием.

Приближенно коэффициент теплоотдачи в трубе с поперечными выступами возможно рассчитать по опытным соотношениям для труб с проволочными спиральными вставками при углах  $\varphi > 60^\circ$ , так как при углах  $\varphi$ , близких к  $90^\circ$ , воздействие вставки на поток сводится к влиянию, аналогичному поперечному выступу.

18. Теплоотдача в трубе с поперечными выступами при переходном режиме течения рассчитывается по принципу учета долевого вклада в теплообмен ламинарного и турбулентного режимов течения.

Правомерность использования указанного принципа расчета переходного течения и единство принципиальной картины развития пограничного слоя за выступом в трубе при переходе от ламинарного к турбулентному обтеканию выступа обосновываются термоанемометрическим исследованием переходного течения за резким расширением в трубе.

Вполне ясно, что при расчете переходного режима течения в трубе с выступами определение вкладов в теплоотдачу для ламинарного и турбулентного переносов проводится при одинаковых высоте и шаге выступов.

19. При использовании для интенсификации теплоотдачи в трубе спиральных накатанных выступов коэффициент теплоотдачи при турбулентном обтекании выступов определяется интегральным методом согласно работе [44]. Расчетная модель работы [44] справедлива при углах  $\varphi < 55^\circ$  для теплообмена и при  $\varphi < 50^\circ$  – для гидросопротивления.

Отсутствие учета в модели дополнительной турбулизации потока выступом в пристенной зоне течения оправдано опытным исследованием, показавшим возможность подавления турбулентности около стенки под действием закрутки потока спиральным выступом.

Расчет теплоотдачи и гидросопротивления труб со спиральными выступами возможен по соотношениям, основанным на функциях шероховатости.

20. Расчет теплоотдачи в трубе со спиральными выступами при турбулентном течении возможен и по обычным экспериментальным уравнениям подобия.

21. Оценка теплообмена в трубе со спиральными выступами для ламинарного потока возможна по формулам для труб с проволочными спиральными вставками.

22. Теплообмен в трубе со спиральными выступами при переходном режиме течения определяется на базе расчета долевого вклада в теплообмен молекулярного и конвективного механизмов переноса.

23. При расчете теплообмена в трубе со спиральными накатанными выступами можно не проводить определение фактических границ различных режимов течения в такой трубе. Уравнения для расчета теплоотдачи возможно подбирать по величине числа  $Re$  в трубе, записанного по значению среднерасходной скорости движения продукта в трубе.

24. Если для интенсификации теплоотдачи в трубе применяются спиральные проволочные вставки, то теплообмен для турбулентного потока в трубе рассчитывается по формуле работы [46].

25. Расчет теплоотдачи и гидросопротивления турбулентного потока в трубе с проволочными вставками возможно выполнить на основе функций шероховатости:

$$B = 7(h^+)^{0,13}(\operatorname{tg}\varphi)^{-0,18};$$

$$G = 8,6(h^+)^{0,13}(\operatorname{Pr})^{0,55}(\operatorname{tg}\varphi)^{-0,18}.$$

Эксперименты проведены для условий: диаметр проволоки равен 2 и 3 мм; вставки имели четыре различных значения угла  $\varphi$ : 30°, 45°, 60°, 75°, которым соответствовали шаги спирали: 66, 38, 22, 10 мм; свойства потока изменялись в пределах  $5,2 < \operatorname{Pr} < 32$ ; диапазон изменения чисел Рейнольдса равен  $4 \cdot 10^3 + 10^5$ ; внутренний диаметр трубы 25 мм.

Формулы обобщают опытные данные ряда исследований для различной геометрии шероховатости труб.

26. Теплообмен в трубе с проволочными вставками при ламинарном течении (и в некоторой области переходного течения) определяется по опытной формуле

$$\operatorname{Nu} = 1,65 \operatorname{tg}\varphi \operatorname{Re}_{D_3}^{0,25(\operatorname{tg}\varphi)^{-0,38}} \operatorname{Pr}^{0,35} (\mu_f / \mu_w)^{0,14},$$

в которой  $D_3 = 4V/S$  – эквивалентный диаметр;  $V$  – свободный объем канала;  $S$  – полная смоченная поверхность трубы и вставки;  $\operatorname{Nu} = \alpha D_w / \lambda$ .

Формула справедлива для  $\varphi = 32^\circ + 61^\circ$ ;  $t/h = 5 + 33$ ;  $\operatorname{Pr} = 300 + 675$ ;  $\operatorname{Re} = WD_3/\nu = 30 + 700$ ;  $D_3 = 15,8 + 25,2$  мм;  $h/D_3 = 0,079 + 0,125$ ;  $\ell/D_3 = 59,5 + 95$ . Переход к турбулентному режиму отмечался в опытах при  $\operatorname{Re}_{\text{кр}1} = 200$ .

27. Теплоотдача в трубе с проволочными вставками при переходном режиме течения рассчитывается посредством одновременного учета вкладов ламинарного и турбулентного механизмов переноса в общий процесс теплоотдачи.

28. При использовании для интенсификации теплообмена в трубе спиральных канавок расчет теплоотдачи выполняется на основе принятых в соответствующей литературе формул.

29. В случае применения для интенсификации теплоотдачи в трубе ленточных закручивателей в области ламинарного режима течения теплообмен возможно рассчитать по формуле Хуна, Бергиса:

$$\operatorname{Nu} = 5,172 \left\{ 1 + 5,484 \cdot 10^{-3} \operatorname{Pr}^{0,7} [\operatorname{Re}/(\ell/D_w)]^{1,25} \right\}^{0,5} (\operatorname{Pr}_f / \operatorname{Pr}_w)^{0,11},$$

где числа  $\operatorname{Nu}$  и  $\operatorname{Re}$  построены на основе диаметра  $D$  и среднерасходной скорости в трубе; определяющая температура – средняя температура потока в трубе.

Формула обобщает опытные данные, полученные в условиях:  
 $Re = 100 + 2400$ ;  $Pr = 3 + 7$  и  $84 + 192$ ;  $\ell/D_n = 2,5 + 10$ ;  $D = 10,2$  мм.  
 Возможно использовать соотношения [71].

30. Выбираются геометрические параметры оребренных труб, материал труб и ребер, технология изготовления ребер, конструкция несущей трубы (биметаллическая или однослойная).

31. Принимается компоновка трубного пучка и размеры поперечного и продольного шагов труб.

32. Назначается величина скорости воздуха в узком сечении пучка труб.

33. Определяется средний конвективный коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании воздухом шахматного пучка оребренных и гладких труб [13]:

$$\alpha_x = 0,36(\lambda_n / \ell_x) c_z c_s \varphi^{-0,5} Re^n Pr^{0,33},$$

$$c_s = \beta^{0,1} = [(S_1 - d_n) / (S_2' - d_n)]^{0,1},$$

$$\ell_x = (F_w / F_n) d_n + (F_p / F_n) \sqrt{0,785(D^2 - d_n^2)},$$

где  $c_s$  – коэффициент формы пучка;  $\ell_x$  – условный определяющий наружный размер оребренной трубы;  $F_w$  – поверхность межреберных участков по диаметру  $d_n$ ;  $F_p$  – поверхность ребер;  $F_n = F_p + F_w$  – полная поверхность оребренной трубы;  $\varphi$  – коэффициент оребрения;  $c_z$  – поправочный коэффициент, учитывающий влияние на теплоотдачу числа рядов труб вдоль потока воздуха в малорядных пучках ( $Z_1 < 4$ ), задан графически в [13], для  $Z_1 \leq 4$  полагается  $c_z = 1$ .

Формулы для  $F_p$  и  $F_w$  в случае накатанных и навивных ребер приведены в [15]. Для гладкой трубы  $F_p/F_n = 0$ ,  $F_w/F_n = 1$  и  $\ell_x = d_n$ . Скорость воздуха принимается для сжатого (узкого) поперечного сечения пучка, при  $\beta > 2$  скорость соответствует диагональному сечению. Число Рейнольдса основано на размере  $\ell_x$ . Физические параметры вычисляются по средней температуре потока воздуха. Конвективный коэффициент теплоотдачи отнесен к полной оребренной поверхности. Показатель степени при числе Рейнольдса находится из опытной формулы

$$n = 0,6\varphi^{0,07}.$$

Уравнение для  $\alpha_x$  пригодно для отдельных поперечных ребер и спирального оребрения при  $\ell_x = 12 + 178$ ;  $\beta = 0,46 + 2,2$ ;  $\varphi = 1 + 21,2$ ;  $Re = 5 \cdot 10^3 + 3,7 \cdot 10^5$ ; оно обобщает опытные данные для труб с точеными, приварными и накатанными ребрами с одинаковой точностью (10 – 15)%.

34. Рассчитывается приведенный коэффициент теплоотдачи оребренной поверхности [13]:

$$\alpha_{op} = \left[ (F_p / F_n) \eta_p \psi + F_w / F_n \right] \alpha_k,$$

$$\psi = 1 - 0,058 m h_p,$$

$$m = \sqrt{2 \alpha_k / \lambda_p \delta},$$

$$\eta_p = \text{th}(m h_p) / m h_p,$$

где  $\psi$  – поправка к эффективности ребра.

35. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление малорядных пучков из серийных стальных труб, оребренных влюминиевой завальцованной лентой, для систем охлаждения компрессоров, теплообмен и сопротивление пучков ребристых биметаллических труб, расчет пучков с пластинчатым гофрированным просечным оребрением проводятся в исследованиях В.Б. Кунтыша.

36. Коэффициент теплопередачи в теплообменниках трубчатого типа при небольшой толщине стенки трубы определяется по формулам для плоской стенки; при отнесении его к наружной оребренной поверхности трубы  $F_n$  расчетное соотношение имеет вид

$$K = 1 / \left[ (1 / \alpha_{tr}) + R_k + (R_c + R_s) (F_n / F_1) + (1 / \alpha_n) (F_n / F_1) + R_{зв} \right],$$

где  $R_k$  – термическое сопротивление контакта между ребром и несущей трубой. для накатанных ребер и в случае хорошего контакта с трубой для оребрения другого технологического исполнения может считаться пренебрежимо малым;  $R_c = R_{c1} + R_{c2} + R_m = \delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + R_m$  – термосопротивление стенки трубы для биметаллической трубы, оно складывается из  $R_{c1}$  – термосопротивления стенки внутренней трубы.  $R_{c2}$  – термосопротивления стенки трубы, несущей оребрение, и  $R_m$  – термосопротивления контакта между ними, которое приближенно можно не учитывать;  $R_s = \delta_3 / \lambda_3$  – термосопротивление слоя загрязнения внутри трубы по ВНИИнефтемашу при течении в трубе воды, других технических жидкостей, газов и паров величина его изменяется в пределах  $0,0001 \div 0,002 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$ ,  $R_{зв}$  – термосопротивление загрязнений ребристой поверхности трубы со стороны воздуха, которое практически не влияет на величину  $K$  в условиях нормальной эксплуатации АВО;  $F_1$  – площадь внутренней поверхности трубы.

Для повышения точности расчета термосопротивления загрязнений и отдельных слоев стенки трубы следует относить (вместо  $F_1$ ) к поверхности соответствующего слоя.



Необходимо заметить, что при эксплуатации АВО обязательна периодическая очистка ребристой поверхности труб. Существенные загрязнения поверхности со стороны воздуха могут значительно повысить гидросопротивление пучка труб относительно потока воздуха, соответственно снизить расход воздуха через пучок (до 40%) и тепловую эффективность АВО.

37. Рассчитывается средний температурный напор между охлаждающим воздухом и продуктом по формулам Хаузена:

$$\Delta t = \eta_k \Delta t_{\text{пр}},$$

где  $\eta_k$  – эффективность перекрестно-противоточного теплообменника по сравнению с чисто противоточным;  $\Delta t_{\text{пр}}$  – средний напор для чистого противотока.

Эффективность АВО определяется формулой

$$\eta_k = \psi / \left\{ \ln \left[ \frac{1}{1 - \epsilon} \right] \right\},$$

где параметр  $\psi$  равен отношению изменения температуры охлаждающего воздуха в АВО  $\delta t_a$  к произведению температурного напора при противотоке  $\Delta t_{\text{пр}}$  и числа перекрестных ходов продукта  $Z_T$ :

$$\psi = (t_a' - t_a'') / (Z_T \Delta t_{\text{пр}}).$$

Предварительно определяется величина  $\lambda$  из соотношения

$$\psi = \ln(1 + \lambda) / [(W_n / W_a) - 1],$$

где  $W_a$ ,  $W_n$  – водяные эквиваленты соответственно потоков воздуха и продукта, вычисляемые как  $W = Gc_p$  ( $G$  – массовый расход, кг/с).

Методом последовательных приближений определяется параметр  $\epsilon$  из уравнения

$$\frac{W_a}{W_n} = \frac{\operatorname{arcth} \left( \frac{\lambda + \epsilon}{\lambda + 2 \sqrt{(1 + \lambda)^2 - (1 - \epsilon)^2}} \right)}{\frac{\epsilon}{2} \sqrt{\frac{(1 + \lambda)^2 - 1}{(1 + \lambda)^2 - (1 - \epsilon)^2}}},$$

затем значение  $\epsilon$  подставляется в формулу для  $\eta_k$ , а с помощью эффективности определяется величина среднего температурного напора в АВО.

Рассмотренный путь определения  $\Delta t$  удобен при расчетах на компьютере, однако возможно использовать и традиционный способ определения  $\Delta t$ .

38. Находится количество тепла, отдаваемое продуктом и воспринимаемое охлаждающим воздухом, равное общему теплопереносу в аппарате:

$$Q_n = G_n c_{pn} \delta t_n = Q_s = Q.$$

39. Вычисляется массовый расход охлаждающего воздуха из уравнения

$$Q_s = G_s C_{ps} \delta t_s.$$

40. Определяется расчетная площадь поверхности теплообмена АВО, отнесенная к наружной оребренной поверхности труб, по формуле

$$Q = K \Delta t F.$$

41. Рассчитывается длина одной трубы  $\ell$  (длина пучка труб АВО) из соотношения

$$F_{np} = F_{nl} \ell N,$$

где  $F_{nl}$  — площадь полной наружной ребристой поверхности трубы, приходящаяся на 1 погонный метр трубы; определяется по формулам [15].

42. Вычисляется величина  $S$  — площадь проходного сечения в пучке труб для потока охлаждающего воздуха:

$$S = (S_1 - d_w) \ell n_1 - F_s,$$

где  $F_s$  — суммарная площадь поперечных сечений ребер, загромождающих проходное сечение для воздуха.

Формула записана для не стесненного пучка труб при условии, что  $n_1 = N/Z$  или  $Z = Z_1$ .

Как отмечалось, величины  $n_1$  и  $Z_1$  задаются при расчете.

43. Находится массовый расход воздуха из уравнения расхода

$$G'_s = S W_s \rho_s,$$

полученный расход должен совпадать (с принятой точностью) с величиной расхода воздуха, определенной в п. 39.

При условии  $G'_s \neq G_s$  необходимо обеспечить равенство указанных величин расходов, используя следующие способы.

Возможно несколько изменить скорость воздуха  $W_s$ , при этом, если в трубах течет газ, коэффициент теплопередачи и соответственно площадь поверхности теплообмена могут существенно измениться.

В случае движения в трубах жидкости, величины коэффициента теплопередачи, поверхности теплообмена и мощности прокачивания трубного потока будут более консервативными по отношению к скорости воздуха.

Возможно изменить площадь проходного сечения воздушного потока путем задания других значений шага трубного пучка  $S_1$  и величины  $n_1$ . Тогда последует изменение величин  $Z_1$  и  $\alpha_2$ , что необходимо учитывать в расчете.

Возможно изменить подогрев воздуха в АВО  $\delta t_2$ , это одновременно с изменением расхода воздуха, согласно п. 39, приведет к новым значениям ряда других параметров:  $\Delta t$ ,  $F_{гр}$ ,  $\ell$ .

Рассмотренные способы воздействия на величину расхода воздуха возможно использовать отдельно и совместно.

После установления равенства  $G'_8 = G_8$  расчет АВО можно продолжить.

44. Задается требуемый запас по величине поверхности теплообмена:

$$n_5 = (F - F_{гр})/F_{гр}$$

где  $F$  – фактическая поверхность теплообмена АВО, увеличенная по сравнению с расчетной.

Увеличение поверхности теплообмена необходимо потому, что часть охлаждающего воздуха, подаваемого вентилятором, проходит мимо пучка труб (утечка воздуха). Кроме того, введение запаса связано с постепенным износом вентилятора, заглушкой поврежденных труб, возможностью загрязнения (в период между чистками) внутренней и особенно наружной поверхности труб, неточностью расчета и другими причинами.

Меньшее значение запаса целесообразно для АВО с большим числом труб и меньшим расходом охлаждающего воздуха.

Наращивание поверхности удобно провести путем удлинения трубного пучка, фактическая длина пучка  $\ell_\phi$  определяется соотношением

$$\ell_\phi = n_5 \ell.$$

45. Вычисляется относительная длина трубного пучка – отношение длины и ширины пучка:

$$\bar{\ell}_\phi = \ell_\phi / S_1 n_1;$$

эта величина должна быть целым числом, которое соответствует количеству потребных вентиляторов.

В случае необходимости изменения относительной длины пучка или соответственно изменения количества вентиляторов (размеров их лопастей) необходимо рассчитать другой вариант АВО.

Можно отметить, что в некоторых пределах стоимость более длинных пучков труб меньше, чем коротких, так как число труб и сварных соединений на коллекторах уменьшается.

Соотношение площади проходного сечения вентилятора  $S_v$  и площади проходного сечения пучка, приходящейся на один вентилятор  $S$ , должно удовлетворять рекомендованному диапазону этих отношений.

Очевидно, что введение запаса на поверхность теплообмена АВО приводит к увеличению расхода охлаждающего воздуха и мощности его прокачивания через пучок труб.

46. Для уточнения результатов теплового расчета АВО возможен пересчет с целью учета влияния фактической температуры стенки трубы на интенсивность теплообмена внутри и снаружи ребристой трубы.

Однако наличие в расчете запаса поверхности, который находится приближенно, исключает необходимость пересчета. После определения компоновки и размеров трубного пучка возможно приступить к гидравлическому расчету АВО.

### 5.2.3. Гидравлический расчет АВО

#### Расчет потока охлаждаемого продукта

1. Определяются потери давления  $\Delta p_n$  для трубного потока. Они складываются из потерь на трение в трубах, местных потерь и потерь давления от замедления скорости движения охлаждаемого продукта в трубах (для капельных жидкостей последние пренебрежимо малы).

Расчет местных потерь и гидropотерь на трение в гидравлически гладких и технически шероховатых трубах (сплошная шероховатость) может быть проведен на основе работы [15] и др.

Расчет гидросопротивления канала в условиях интенсификации теплообмена должен учитывать возникающие при этом особенности гидродинамики потока.

2. Коэффициент сопротивления трения для турбулентного потока продукта в трубе с дискретными поперечными выступами может рассчитываться интегральным методом согласно данной работе или работе [44].

3. Формул для расчета коэффициента сопротивления труб с поперечными выступами при ламинарном и переходном течении продукта в литературе мало. Приближенный расчет возможно выполнить по формулам для труб с пружинными вставками при больших углах  $\phi$ .

4. Гидросопротивление труб со спиральными выступами при турбулентном течении теплоносителя в трубе определяется интегральным методом по данной работе (см. п. 19 подразд. 5.2.2).

5. Расчет гидросопротивления труб со спиральными выступами в турбулентном режиме возможен по опытным формулам, приведенным в настоящей работе.

6. Приближенный расчет гидросопротивления труб со спиральными выступами при ламинарном течении продукта возможен по формулам для труб с пружинными вставками.

7. Гидросопротивление труб со спиральными выступами при переходном режиме рассчитывается на основе учета долевого вклада в гидросопротивление турбулентного и ламинарного механизмов переноса.

8. Расчет гидродотери в трубах с пружинными вставками при турбулентном течении продукта проводится по формуле, показанной в п. 25 подразд. 5.2.2.

9. Коэффициент сопротивления труб с пружинными вставками при ламинарном течении продукта вычисляется по опытной формуле

$$\xi = 64 / Re_{D_1},$$

(обозначения приведены в п. 26 подразд. 5.2.2). Ошибка расчета  $\xi$  по этой формуле равна 5+8% при  $Re_{D_1} \leq 180$ , ошибка возрастает до 20% при увеличении  $Re_{D_1}$  до 400; для больших чисел Рейнольдса формула несправедлива.

10. Гидросопротивление труб с пружинными вставками в переходном режиме рассчитывается с использованием принципа долевого вклада отдельных режимов течения в общее гидросопротивление.

11. Коэффициент сопротивления труб со спиральными канавками определяется на основе рекомендованной литературы и п. 28, подразд. 5.2.2.

12. Гидросопротивление труб с ленточными закручивателями при ламинарном режиме определяется по графику  $\xi = f(Re, \ell/D)$ , приведенному в работе [17] и п. 29, подразд. 5.2.2 или по соотношениям [71].

После отыскания потерь давления в трубном потоке гидравлический расчет для этого потока является выполненным.

Если потери давления в потоке продукта больше допустимых, необходимо изменить исходные условия для расчета и провести расчет других вариантов АВО, обеспечив допустимые гидродотери.

13. Далее вычисляется мощность, потребная для прокачивания продуктов через АВО:

$$N_{\text{п}} = (G_{\text{п}} \Delta p_{\text{п}}) / (\rho_{\text{п}} \eta_{\text{п}}),$$

где  $\eta_{\text{п}}$  – КПД насосно-двигательной установки, перекачивающей продукт.

#### Расчет потока охлаждающего воздуха

1. Аэродинамическое сопротивление шахматных оребренных и гладкотрубных пучков труб рассчитывается по уравнениям работы [13]:

$$Eu = \frac{\Delta p_v}{\rho W^2} = 2,7 Z_1 c'_2 (\ell_x / d_3)^{0,3} Re^{-0,25},$$

где содержание большинства параметров указано в п. 33, подразд. 5.2.2. Смысл остальных величин следующий:  $Eu$  – число Эйлера;  $\Delta p_v$  – потери давления в потоке воздуха;  $Z_1$  – число рядов труб вдоль потока воздуха;  $c'_2$  – поправочный коэффициент на число  $Z_1$  (задан графически в работе [13]; при  $Z_1 > 5$  считается, что  $c'_2 = 1$ );  $d_3$  – эквивалентный диаметр сжатого поперечного сечения пучка:

$$d_3 = \frac{2[t(S_1 - d_n) - 2\delta h_p]}{2h_p + t};$$

для гладкотрубных пучков  $d_3 = 2(S_1 - d_n)$ , в случае стесненных пучков  $\beta \geq 2$  скорость и эквивалентный диаметр вычисляются по наиболее сжатому, диагональному сечению пучка.

Это уравнение подобия для нахождения числа Эйлера применимо при  $Re = 2 \cdot 10^3 \div 1,8 \cdot 10^5$ ;  $\ell_x / d_3 = 0,15 \div 6,5$ .

При  $Re > 1,8 \cdot 10^5$  аэродинамическое сопротивление пучка труб авторемодельно относительно числа Рейнольдса и рассчитывается по уравнению

$$Eu = 0,13 Z_1 c'_2 (\ell_x / d_3)^{0,3},$$

которое справедливо в случае  $Re = 1,8 \cdot 10^5 \div 10^6$ ,  $\ell_x / d_3 = 0,15 \div 6,5$ .

Потери давления (расчетные) в потоке охлаждающего воздуха сопоставляются с допустимой величиной потерь. В случае превышения допустимого уровня проводится пересчет с целью поиска другого варианта АВО, удовлетворяющего предъявляемым требованиям.

2. Далее определяется мощность электродвигателя для привода вентилятора:

$$N_v = \frac{G_v (\Delta p'_v + \Delta p_d)}{\rho_v \eta_v \eta_m \eta_3},$$

где  $\Delta p'_v$ ,  $\Delta p_d$  – статический и динамический напор вентилятора (последний часто оказывается в пределах 40+60 Па);  $\eta_v$ ,  $\eta_m$ ,  $\eta_3$  – соответственно кпд вентилятора, приводного механизма от вала электродвигателя к валу вентилятора, электродвигателя.

3. Паспортные характеристики вентилятора строятся для нормальных атмосферных условий  $t_0 = 20^\circ\text{C}$ ;  $p_0 = 101,32$  кПа, поэтому необходимо вычислить для этих условий объемный расход воздуха от вентилятора  $V_0$ , м<sup>3</sup>/ч (при заданном угле поворота лопастей вентилятора):

$$V_0 = 0,00289 V p_0 / T$$

и полный напор вентилятора  $H_0$ , Па

$$H_0 = 346 H T / p_0,$$

где  $H = \Delta p'_в + \Delta p_d$  – полный напор вентилятора;  $p_0$  – барометрическое давление;  $V, T$  – объемный расход и температура воздуха при конкретных условиях расчета АВО.

4. Выбор вентилятора определяется совместной рабочей точкой характеристики вентилятора  $H_0 = f(V_0)$  и аэродинамической характеристики трубного пучка АВО, т.е. зависит от гидросопротивления пучка  $\Delta p_{в.}$  В совместной точке обеспечивается условие  $H_0 = \Delta p_{в.}$  и равенство расходов воздуха от вентилятора и через пучок труб (при фиксированном угле поворота лопастей вентилятора).

В совместной рабочей точке пучка и вентилятора должны поддерживаться устойчивые работа и напор вентилятора, высокий КПД вентилятора и максимальное использование мощности электродвигателя.

#### 5.2.4. Оптимизация АВО

1. Задача проектирования АВО в процессе расчета и оптимизации аппарата заключается в поиске варианта с желательным максимальным коэффициентом теплопередачи при минимальных энергозатратах на прокачивание теплоносителей (при одновременном стремлении обеспечить минимум поверхности теплообмена и металлоемкости агрегата).

Основное термическое сопротивление в АВО часто сосредоточено со стороны охлаждающего воздуха. Наиболее существенная часть расходов на эксплуатацию аппарата связана с затратами электроэнергии на привод вентилятора, подающего охлаждающий воздух. Следовательно, при разработке оптимального варианта АВО особенно важно оптимизировать соотношение между уровнем теплообмена и мощностью прокачивания теплоносителя для потока охлаждающего воздуха. Критерием оптимальности может служить минимум обратной величины энергетического коэффициента:

$$1/E'_в = N_в \Delta t_в / Q = (\alpha_в / N_в / F)^{-1},$$

где  $\Delta t_в$  – температурный напор при теплоотдаче к охлаждающему воздуху.

Указанный подход, основанный на оптимизации АВО по одной стороне теплообмена, является вполне строгим при высокой интенсивности теплоотдачи в трубах, которая реализуется при турбулентном и переходном течении жидкостей (а иногда и газов).

В рассматриваемых случаях оптимизацию процессов теплообмена и гидродинамики в трубах можно провести независимо от процессов теплообмена снаружи труб. Оптимизация процессов в трубах сводится при этом к определению оптимальных геометрических параметров выступов на стенках (или параметров других интенсификаторов), обеспечивающих минимум величины  $1/E'_n$  для потока продукта в трубах в условиях фиксированных компоновки трубного пучка, размеров труб и их количества, числа ходов продукта в трубах, числа рядов труб по потоку воздуха и скорости течения в трубах. Критерий оптимальности имеет вид:

$$1/E'_n = \alpha_n / N_n / F_{тр},$$

где  $F_{тр}$  — площадь внутренней поверхности всех труб в пучке АВО.

2. При небольшой разнице коэффициентов теплоотдачи охлаждающего воздуха и продукта, что имеет место для ламинарного (переходного, турбулентного) течения жидкостей и газов в трубах, оптимизация АВО проводится с учетом взаимосвязи процессов теплообмена по обе стороны стенок труб. В качестве критерия оптимальности варианта АВО принимается максимум энергетического коэффициента

$$E' = Q / N_{\Sigma} \Delta t = K / N_{\Sigma} / F_s$$

Здесь  $N_{\Sigma} = N_a + N_n$  — суммарная мощность прокачивания воздуха и продукта через аппарат.

Оптимизацию АВО возможно осуществить и по минимуму приведенных затрат, однако этот критерий поиска предпочтительного варианта имеет не только преимущества, но и недостатки.

Далее определяется экономия электроэнергии на прокачивание теплоносителей через оптимальный интенсифицированный АВО по сравнению с гладкотрубным вариантом.

3. После расчета АВО на номинальном режиме работы в случае необходимости проводится расчет аппарата для условий нерасчетных режимов работы. Задача этого расчета заключается в определении параметров АВО применительно к различным значениям температуры атмосферного воздуха и его скорости движения в пучке и к переменной величине скорости течения продукта в трубах. Пересчет выполняется по обычной методике теплового и гидравлического расчетов АВО.

4. Рассчитывается обобщенная тепловая характеристика АВО — график параметра, определяющих тепловой поток и энергозатраты в функции от температуры атмосферного воздуха. Вычисляются зависимости для основных параметров потока охлаждающего воздуха — объемного расхода, водяного эквивалента и коэффициента теплоотдачи.



5. Выполняется выбор и оценка способа регулирования АВО. Расчет АВО проводится при некоторой расчетной температуре охлаждающего воздуха, изменение которой существенно влияет на показатели АВО. При перемене этой температуры необходимо регулировать работу аппарата.

Существует три способа регулирования работы АВО: жалюзирование трубного пучка; изменение скорости вращения вентилятора; изменение угла установки лопастей вентилятора. Все указанные способы регулирования предусматривают возможность осуществления изменения расхода охлаждающего воздуха через пучок труб АВО.

Обычно основная задача регулирования заключается в поддержании постоянной температуры продукта на выходе АВО в условиях переменной температуры охлаждающего воздуха. Регулирование используется и для предотвращения излишней конденсации влаги в охлаждаемых газах или замерзания продукта в трубах при снижении температуры охлаждающего воздуха. При увеличении температуры охлаждающего воздуха свыше расчетной необходима интенсификация работы АВО – впрыск воды в поток воздуха, применение дополнительных холодильников и т.д.

6. Падение температуры охлаждающего воздуха ниже расчетной величины позволяет уменьшить энергозатраты при эксплуатации АВО за счет использования охлаждения пучка труб посредством естественной конвекции.

В теплый период года до 30% от общего теплового потока, отдаваемого пучком труб, возможно снять свободной конвекцией. В холодное время года при температуре охлаждающего воздуха ниже  $-25^{\circ}\text{C}$  охлаждение пучка возможно полностью обеспечить при помощи свободной конвекции.

Применение частичного или полного свободноконвективного охлаждения пучка труб требует проведения расчета АВО в условиях свободной конвекции.

Полезно использовать интенсификацию теплообменных процессов на наружной поверхности пучка труб, омываемых естественноконвективным потоком атмосферного воздуха.

### 5.3. Воздушно-конденсационные установки

Если в трубах АВО охлаждается (конденсируется) пар, отработавший на турбине, тогда АВО трансформируется в воздушно-конденсационные установки (ВКУ).

В технике тепловых электростанций (ТЭС) все более широкое применение находят паротурбинные установки (ПТУ) с такими ВКУ.

Эти ВКУ обладают некоторыми несомненными преимуществами по сравнению с ПТУ, содержащими водяные конденсаторы отработанного пара. Однако одновременно с принци-

пильными достоинствами ПТУ с ВКУ имеют существенные негативные качества, отрицательное влияние которых на эффективность паросиловой установки возможно снизить посредством целесообразного проектирования вспомогательного оборудования и рационального построения тепловой схемы установки в целом. Следовательно, в настоящее время актуальными являются задачи разработки перспективных схем ПТУ с ВКУ и совершенствование составляющего их оборудования.

Известно, что основные потери тепла при производстве электроэнергии связаны со сбросной теплотой конденсаторов ПТУ, утилизация которой может существенно поднять КПД ПТУ. В случае водяных конденсаторов это тепло утилизируется в теплицах, при кондиционировании воздуха, для подогрева воды от химводоочистки (ХВО) и сетевой воды в конденсаторе с ухудшенным вакуумом, во фреоновых турбинах на тепле сбросной воды. Однако в настоящее время естественное водоснабжение практически не используется, кроме того, остра проблема защиты окружающей среды от теплового загрязнения. Поэтому перспективно использование ВКУ [72], но они повышают капитальные затраты на создание ПТУ и снижают КПД ПТУ за счет строительства вытяжных башен и повышения давления в конденсаторе. Вследствие этого важна проблема утилизации тепла ВКУ.

В настоящее время широкое применение нашла паротурбинная установка, содержащая паровую турбину с электрогенератором, систему регенеративного подогрева воды, котел с воздухоподогревателем и воздушно-конденсационную установку типа Геллера – Форго.

Недостатками данного устройства являются отсутствие утилизации тепла сбросного воздуха, снижающее эффективность паротурбинной установки, и высокие капитальные затраты на оборудование громоздких вытяжных башен.

Задача совершенствования ПТУ может решаться посредством того, что новая ПТУ содержит ВКУ, состоящую из конденсатора на вращающихся дисках, совмещенного с двумя воздухоподогревателями, выхлопные патрубки которых соединяются со входом воздухоподогревателя котла ПТУ.

Для решения указанной задачи предлагается новая конструкция ВКУ и способ ее включения в ПТУ.

Паротурбинная установка (рис. 5.1) состоит из турбины с электрогенератором, системы регенеративного подогрева воды (ПНД, деаэрагор, ПВД), котла 1 с воздухоподогревателем 2 и воздушно-конденсационной установки 3 с приводом вращения, соединенным патрубками 4 с воздухоподогревателем 2.

Воздушно-конденсационная установка (рис. 5.2) содержит конденсатор новой конструкции, который состоит из двух вращающихся дисков 5 и 6.

Диски 5 и 6 жестко связаны с полым валом 7, одновременно диск 1 жестко связан с валом 8. Таким образом, диски 5 и 6 и валы 7 и 8 составляют единый сборочный узел.

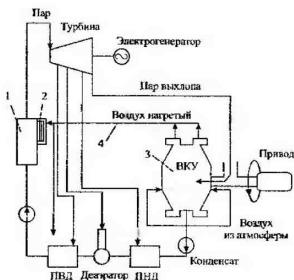


Рис. 5.1

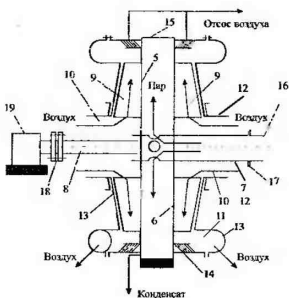


Рис. 5.2

Полый вал 7 соединен с неподвижным подводящим паропроводом 16 посредством контактного уплотнения 17, а вал 8 через муфту 18 соединен с приводом вращения 19. Валы 7 и 8 вращаются в опорах 12.

На наружной поверхности дисков 5 и 6 установлены лопатки 9, в результате чего диски 5 и 6 представляют собой рабочие колеса центробежного компрессора – воздуходувки. Рабочие колеса находятся в крышках 13 воздуходувки с улиткой 11 и направляющим входным аппаратом 10. Крышка 13 установлена на общем корпусе установки 15 с уплотнениями 14.

Устройство работает следующим образом. Конденсат из воздушно-конденсационной установки прокачивается насосами через систему регенеративного подогрева воды и далее питательным насосом вода подается в котел 1, пар из которого поступает на турбину, приводящую во вращение электрогенератор. После турбины пар выхлопа поступает в воздушно-конденсационную установку, в которой путем охлаждения воздухом обеспечивается конденсация пара. Привод вращения 19 через муфту 18 приводит во вращение вал 8 и жестко связанные с ним диски 5 и 6 конденсатора и полый вал 7. Пар через полый вал 7 и отверстия в нем поступает в полость между вращающимися дисками 5 и 6. Под действием центробежных сил и сил трения пар движется к периферии дисков и при этом расширяется вследствие увеличения проходного сечения между дисками при увеличении радиуса, что приводит к охлаждению и конденсации пара.

Конденсация пара наиболее интенсивно происходит на внутренней поверхности дисков 5 и 6 за счет теплообмена пара с дисками, охлаждаемыми с наружной стороны воздухом, поступающим через входной аппарат 10 на лопатки 9 дисков 5 и 6. При вращении дисков 5 и 6 пленка конденсата пара на поверхности дисков смещается с поверхности вращающихся дисков под воздействием центробежных сил и отбрасывается в полость корпуса 15, откуда откачивается на повторное использование. Атмосферный воздух, подогретый паром в результате теплообмена через стенки дисков в рабочем колесе воздуходувки, поступает в улитку 13 и далее направляется в воздухоподогреватель котла для утилизации тепла конденсации пара. Поступающий в рабочее колесо воздух одновременно снимает часть тепла трения с опор 12. Для обеспечения процесса конденсации пара в зазоре между вращающимися дисками и работы уплотнений 10 из последних организуется отсос воздуха.

Таким образом, предлагаемая ПТУ с новой ВКУ на вращающихся дисках обладает следующими преимуществами по сравнению с известными:

- использование в схеме ПТУ описанной ВКУ освобождает от строительства вытяжной башни или существенно сокращает ее стоимость и размеры;

- описанная схема ПТУ применима как для основных, так и для приводных турбин;

- в отличие от известных схем непрямого подогрева воздуха впервые для предварительного подогрева его используется термодинамически выгодный, низкопотенциальный пар турбины вместо тепла отборного или выхлопного пара, конденсата, охлаждающей и сетевой воды, тепла продуктов сгорания котла;

- тепло конденсации пара утилизируется в топке котла;
- повышается эффективность ПТУ в целом;
- отсутствует тепловое загрязнение природных водоемов;
- возможно использование ПТУ в маловодных районах;
- тепло конденсации пара может быть утилизировано у потребителей нагретого воздуха, например, в теплицах, зданиях ТЭС и т.д.

Для оценки технико-экономического качества разработанной ПТУ проведены расчеты ее тепловой схемы. Расчетная оценка проведена для конденсационного паротурбинного блока мощностью 500 МВт, использующего экибастузский уголь и работающего на ГРЭС в Казахстане.

Расчеты показали следующее.

Объемный расход воздуха, потребный для работы котла:

$$Q_v = \beta_1 B (\alpha_r - \Delta\alpha_r + \Delta\alpha_{r,n}) V_n^0 \frac{273 + t_{\text{хв}}}{273},$$

где  $\alpha_r = 1,2$ ;  $\Delta\alpha_r = 0,05$ ;  $\Delta\alpha_{r,n} = 0,02$ ;  $\beta_1 = 1,05$ ;  $V_n^0 = 4,2$ ;  $t_{\text{хв}} = 30^\circ\text{C}$ ;  $B = 304,1$  м/с (обозначения согласно [73]). Тогда  $Q_v = 1741,7 \cdot 10^3$  м<sup>3</sup>/ч.

Тепловая нагрузка конденсатора:

$$Q_k = D_k^n (\Delta t_k) = 610045 \text{ кВт.}$$

Объемный расход воздуха через ВКУ определяется соотношением:

$$Q_k = \rho_v V_v c_{p,v} \Delta t_v.$$

При условии, что  $\Delta t_v = 20^\circ\text{C}$ , имеем  $V_v = 94689144$  м<sup>3</sup>/ч.

Следовательно, количество воздуха, необходимое для съема тепла конденсации пара в ВКУ, более чем в 50 раз превышает расход воздуха, потребный для работы котла. Сопоставление показывает, что подавляющая часть сбросного тепла воздуха, охлаждающего ВКУ, должна утилизироваться помимо воздухоподогревателя котла и на иных объектах: в теплицах, зданиях ТЭС и др. Это осложняет в некоторой мере эффективное использование предлагаемой схемы ПТУ. Для расширения возможностей утилизации тепла сбросного воздуха ВКУ выхлопной патрубков помимо котла целесообразно, например, соединить с вихревой трубой, от которой воздух со значительно повышенной температурой можно направить на аккумулирование тепла:

обогрев бака-аккумулятора с горячей водой. Однако даже при отсутствии утилизации тепла сбросного воздуха ВКУ на других объектах (за исключением котла) и при параметрах пара в ВКУ  $p_k = 15$  кПа и  $t_k = 54^\circ\text{C}$  расчетная оценка кпд нетто энергоблока приводит к значению – 36%, что вполне приемлемо технически для определенных условий работы ГРЭС.

Возможно заключить, что разработанная запатентованная схема ПТУ с ВКУ [74] может применяться для ГРЭС, расположенных в маловодных районах. Кроме этого, описанная ВКУ может использоваться в водопаровом контуре ГТУ – ТЭЦ и ПТУ на базе ГТД.

Установка позволяет утилизировать отходящую теплоту и может быть соединена с потребителями подогретого воздуха, например, с теплицей, системой кондиционирования здания ТЭС, системой предварительного подогрева воды химводоочистки или системой подогрева воды рыбоводного бассейна.

## Глава 6. РАСЧЕТ ГАЗООХЛАЖДАЕМЫХ ЯДЕРНЫХ РЕАКТОРОВ

### 6.1. Проблема охлаждения активной зоны ЯР

Развитие народного хозяйства и гарантированное снабжение его энергией немислимо без использования ядерной энергетики.

Новая энергетическая программа России предполагает необходимость сохранения курса развития ядерной энергетики при повышении уровня безопасности, обеспечении экономической эффективности благодаря научно-техническому прогрессу (НТП) в области проектирования и производства ядерных реакторов (включая разработку новых типов реакторов).

Надежное обеспечение энергооборуженности народного хозяйства требует достижения производства значительной доли электроэнергии, вырабатываемой в стране, на АЭС.

Фактическое развитие ядерной энергетики на настоящем этапе осложнено некоторыми факторами: аварией на Чернобыльской АЭС, которая резко повлияла на возрастание требований к нормам безопасности; увеличением цен на энергоресурсы; систематическим ростом стоимости строительства АЭС; удлинением сроков строительства АЭС.

Суммарное воздействие указанных удорожающих факторов привело к увеличению удельных капиталовложений в АЭС. При этом запас эффективности АЭС по сравнению с обычными ТЭС при нынешнем уровне удельных капиталовложений и стоимости ядерного топлива оказался незначительным и может быть исчерпан при дальнейшем увеличении стоимости АЭС.

Для повышения конкурентоспособности АЭС и успешного развития ядерной энергетики необходимо ускорение НТП в реакторной технике.

Остро актуальна разработка новых типов реакторов повышенной безопасности и надежности при высокой эффективности реакторной установки.

Прежде всего следует резвивать исследования по высокотемпературным газоохлаждаемым реакторам на тепловых и быстрых нейтронах — эти реакторы наиболее перспективны.

В газоохлаждаемых ядерных реакторах (ГЯР) активная зона (АЗ) охлаждается газом. Возможно использование углекислого газа, гелия, азота и др. Газ, как теплоноситель, весьма перспективен для реакторов на тепловых (ТН) и быстрых нейтронах (БН), потому что обладает рядом достоинств. Поток газа практически не активизируется и содержит мало примесей, вредных для поверхностей нагрева, коррозионная способность его невелика и не требует применения дорогих легированных сталей. Наиболее перспективный теплоноситель — гелий, который инертен и не взаимодействует с ядерным топливом (ЯТ) и конструкционными материалами.

Инертность гелия существенно повышает безопасность АЭС — полный аварийный выброс всего теплоносителя из реактора не приведет к превышению допустимых норм облучения населения.

Опыт эксплуатации газоохлаждаемых реакторов в США показал, что уровни облучения персонала АЭС в течение года при таких реакторах в 10 — 100 раз ниже, чем при использовании реакторов ВВЭР.

Для реакторов на ТН теплоноситель — газ (гелий и др.) и замедлитель — графит обеспечили возможность создания наиболее совершенных конструкций — высокотемпературных газоохлаждаемых ядерных реакторов (ВТГР). На выходе из активной зоны ВТГР может быть достигнута температура гелия на уровне 750 — 1000°C и более. Высокая температура газа позволяет генерировать во втором контуре ядерной энергетической установки (ЯЭУ) пар высоких параметров и соответственно получить кпд установки 41 — 42%, что существенно выше по сравнению с кпд 30 — 34% для циклов с насыщенным паром при охлаждении ЯР водой. Кроме того, ВТГР открывают возможность использования в паровом цикле стандартных паровых турбин обычных ТЭС, а в перспективе обеспечат переход к одноконтурной схеме с газовой турбиной. При газотурбинном цикле кпд АЭС может достигать 45 — 50%, одновременно снижаются капиталовложения, возможен переход на воздушное охлаждение.

Повышенный кпд ВТГР приводит к уменьшению сброса тепла в конденсатор и снижению теплового загрязнения водного бассейна.

Возрастание внимания к газографитовым ЯР кроме увеличенного кпд для ВТГР объясняется потребностями некоторых отраслей промышленности — металлургической, химической, нефтяной и других, которые используют примерно 25% добычи органического топлива. Непосредственный подогрев технологического газа в ЯР для нужд этих производств более выгоден, чем использование на указанные потребности электроэнергии, полученной от АЭС.



В реакторах на БН (РБН-бридерах) применение гелия значительно упрощает эксплуатацию, газ обладает некоторыми физико-химическими достоинствами по сравнению с жидкометаллическим теплоносителем.

Газоохлаждаемые реакторы позволяют создать АЭС повышенной маневренности по сравнению с АЭС, использующими реакторы, охлаждаемые водой и жидким металлом.

Однако газоохлаждаемым ЯР (ГЯР) свойственны и существенные недостатки.

Основная проблема разработки совершенных газоохлаждаемых ядерных реакторов (ГЯР) — низкий уровень теплообмена между потоком газа и рабочими поверхностями АЗ, а также теплообменного оборудования.

Значительное снижение отрицательного влияния этого фактора на удельные показатели ЯЭУ обеспечивается применением интенсификации теплоотдачи на поверхностях ТВЭЛов и в парогенераторах АЭС.

В ядерной энергетике для интенсификации теплоотдачи используются высокая скорость газа; оребрение; повышение давления в газовом контуре: закрутка потока теплоносителя при продольном течении в пучках ТВЭЛов посредством дистанционирующей проволоки; турбулизация потока дистанционирующими решетками или с помощью сплошной искусственной шероховатости оболочки ТВЭЛов (или систем отдельных выступов на ней).

Конструкция ТВЭЛа должна обеспечивать максимальный теплосъем с его поверхности и умеренную мощность прокачивания теплоносителя, приходящиеся на единицу объема активной зоны реактора. Обычно для ТВЭЛа выгодно максимальное отношение площади поверхности охлаждения к его объему.

Относительно краткая история развития техники ГЯР накопила богатый научно-технический материал, обеспечивающий проектирование и реализацию современных высокоэффективных реакторов.

Характерным примером первых ГЯР является магноксовый газографитовый реактор на АЭС «Колдер-Холл» в Англии. Реактор охлаждается углекислым газом, для увеличения теплоотдачи поверхность ТВЭЛов оребрена, ядерное топливо (ЯТ) — природный уран. Первоначальная конструкция ТВЭЛа выполнялась с поперечным оребрением оболочки, высота ребер — 12 мм, шаг — 7 мм. Необходимая интенсификация теплообмена на поверхности ТВЭЛов, осуществленная посредством повышения скорости газа и оребрения оболочки (увеличивающего поверхность трения), потребовала больших затрат энергии на прокачивание газа через АЗ. На АЭС «Колдер-Холл» затраты электроэнергии на прокачивание углекислого газа составляют 17% от мощности ЯЭУ.

В последующих конструкциях применено комбинированное оребрение — продольное оребрение с высокими спиральными установочными ребрами и спиральное оребрение с продольными установочными ребрами.

Оптимальное соотношение между теплообменом и гидросопротивлением получено для шевронного оребрения с высокими продольными установочными ребрами. Это оребрение используется в английских и французских ЯР. Во французском реакторе эффективно работают кольцевые твэлы с двухсторонним продольным оребрением при охлаждении газом наружной и внутренней поверхностей.

Оребрение твэлов значительно увеличивает мощность, потребную для перекачивания газа, по сравнению с гладкой поверхностью, но оно повысило теплосъем с поверхности твэлов в 3—5 раз и обеспечило надежную работу магниевых ЯР. При давлении газа больше 3 МПа оребрение твэлов не приводит к заметному эффекту и в ЯР не применяется. Неэффективно использование ребер и при больших тепловыделениях на поверхности твэлов.

Следующий этап развития газографитовых реакторов — мощные усовершенствованные ЯР типа AGR (основные ЯЭУ на АЭС в Англии).

Реакторы работают на обогащенном уране, повысилось удельное тепловыделение в твэлах, возросли давление и температура углекислого газа на выходе из АЗ, увеличился кпд реактора, вместо магнокса для оболочек твэлов использована нержавеющая сталь. Повышенная теплоотдача на поверхности твэлов обеспечена посредством шероховатости оболочки при умеренных затратах на прокачивание газа.

Мощность газодувки составляет около 4% от электрической мощности ЯЭУ, что существенно меньше, чем на АЭС «Колдер-Холл».

Согласно проектным расчетам стоимость производства электроэнергии на АЭС с ЯР типа AGR на 40% ниже стоимости для АЭС с лучшими магниевыми реакторами и на 10% ниже, чем на ТЭС с органическим топливом.

В продольно обтекаемых пучках стержневых твэлов усовершенствованных реакторов типа AGR для интенсификации теплоотдачи на поверхности твэлов изготавливают искусственную дискретную, шероховатость — периодические отдельные поперечные кольцевые выступы вдоль твэла.

Выступы имеют квадратную или прямоугольную форму поперечного сечения. Геометрические параметры шероховатости в существующих конструкциях твэлов различны, например: высота выступа  $h = 0,15$  мм, шаг выступов  $t = 1,2$  мм (или 0,2 мм и 2 мм соответственно). Дискретная шероховатость оболочки твэлов оказалась весьма эффективным способом интенсификации теплоотдачи при повышенных давлениях охлаждающего

газа и высоких уровнях энерговыделения на поверхности твэлов. Выступы увеличили теплоотдачу в 2,5 раза (сравнительно с гладкой поверхностью) при умеренном возрастании мощности прокачивания газа. Оптимальная шероховатость, полученная в опытах на реакторе, характеризуется параметрами:  $t/h = 7,2$ , высота выступа равна 0,5% эквивалентного диаметра пучка.

Эксплуатация ГЯР на АЭС Англии и других стран продемонстрировала высокую надежность этих реакторов. Приведем основные характеристики типичного реактора серии AGR.

Реактор серии AGR (типичный) на АЭС «Хинкли-Пойнт-В» (год пуска – 1976) имеет следующие основные данные: электрическая мощность – 660 МВт; твэл – стержневой, длина – 1016 мм (без газосборника); топливо –  $UO_2$ , диаметр топливного сердечника – 14,5 мм, оболочка – нержавеющая сталь, толщина – 0,38 мм; поверхность оболочки – дискретно-шероховатая, с поперечными квадратными кольцевыми выступами, высотой 0,2 – 0,15 мм, шагом 2 – 2,5 мм. Теплоноситель – углекислый газ, давление –  $42,14 \cdot 10^5$  Па; температура на выходе АЗ – 665°C; температура на входе АЗ – 282°C; скорость газа в АЗ – 12 м/с (средняя).

В процессе развития газоохлаждаемых реакторов используются различные конструкции твэлов и ТВС.

Призматическая шестигранная ТВС реактора на АЭС Фултон (США) изготовлена из обычного реакторного графита и представляет несущий блок, перфорированный продольными каналами для заполнения дисперсионным топливом и для протока охлаждающего гелия.

Перфорация блока канвалами значительно развивает поверхность теплообмена и уменьшает толщину ЯТ, а следовательно, снижает его рабочую температуру и повышает надежность реактора. Каналы, заполненные ЯТ, являются твэлами.

В газоохлаждаемом бридере более высокий, чем в случае охлаждения натрием, коэффициент воспроизводства ЯТ, так как гелий мало захватывает нейтроны; повышенный клд реактора; упрощена биологическая защита.

Активная зона бридера формируется из ТВС, стержневые твэлы которых имеют оболочку, выполненную из нержавеющей стали. Применение искусственной шероховатости оболочки обеспечивает улучшение теплоотдачи с поверхности твэла.

Для примера приводятся данные проекта бридера с охлаждением гелием: мощность электрическая – 1200 МВт; размеры активной зоны: диаметр – 4 м; высота – 1,4 м; твэл стержневой, диаметр – 7,7 мм; материал оболочки – нержавеющая сталь, поверхность – с искусственной шероховатостью.

Дискретно шероховатые поверхности и другие способы интенсификации теплообмена возможно эффективно применять в ЯР, охлаждаемых гелием и водой.

Для повышения кпд энергоустановки в ЯР типа ВВЭР допускается возникновение поверхностного кипения на выходном участке ТВС (это позволяет получить более высокую температуру воды на выходе из ТВС и повышенный теплосъем с единицы поверхности твэла). При отсутствии кипения и особенно в условиях кипения воды в АЗ необходимо обеспечить гарантированный запас до кризиса кипения.

Интенсификация теплообменных процессов на поверхности АЗ задерживает наступление кризиса (увеличивает запас до кризиса) и открывает возможность повышения мощности реактора.

Эффективные способы интенсификации теплообмена, предупреждающие возникновение кризиса: дискретная шероховатость поверхности твэла, оребрение, закрутка потока теплоносителя и др.

При относительно невысоком массовом паросодержании в потоке жидкости шероховатость поверхности теплообмена значительно увеличивает критическую плотность теплового потока.

Преимущества интенсификации теплообмена определяют ее использование в различных ЯР для повышения запаса по кризису.

В верхней (выходной) части ТВС водоохлаждаемого реактора фирмы «Вестингауз» используется «промежуточный интенсификатор теплообмена», который улучшает теплообмен и увеличивает запас до кризиса кипения, что благоприятно влияет на распределение тепловыделения в АЗ, увеличивает глубину выгорания топлива, а следовательно, повышает коэффициент использования АЭС.

Интенсификация теплообмена в каналах с помощью дискретных выступов экономически выгодна не только при разработке нового теплообменного оборудования АЭС, но и при модернизации теплообменников, находящихся в эксплуатации. В перспективных ЯР с повышенной экологической безопасностью предусматриваются различные новые системы безопасности, в частности, пассивное охлаждение АЗ реактора в аварийных ситуациях. Очевидно, что в случае пассивного (свободноконвективного) охлаждения использование дискретно шероховатой оболочки твэлов может гарантировать более эффективное охлаждение ТВС по сравнению с гладкостенными твэлами.

Сплошная шероховатость поверхности при поперечном обтекании пучков труб теплообменников АЭС может обеспечить значительный положительный экономический эффект.

Развитие ядерной техники убедительно продемонстрировало большое значение интенсификации теплообмена для совершенствования реакторов и ЯЭУ в целом.

## 6.2. Основы выбора рациональных параметров ЯР

В процессе проектирования ЯЭУ (и в целом АЭС) необходимо обоснованно задать и рассчитать множество параметров, определяющих конструкцию, режимы работы и технико-экономические показатели ЯЭУ.

Количество этих основополагающих параметров весьма велико, а взаимосвязь их сложна и многообразна и в абсолютном большинстве случаев не имеет приемлемого аналитического выражения для анализа влияния отдельных факторов на совершенство ЯЭУ. Поэтому очевидно, что целесообразный выбор и расчет основных параметров ядерного реактора осуществить затруднительно. На современном этапе развития ядерной энергетики отсутствует возможность однозначного и обоснованного выбора всех параметров ЯЭУ в строго оптимальном диапазоне.

Теплотехническая надежность ЯЭУ обеспечивается перечнем допустимых значений ряда основных параметров: температуры топлива на оси тепловыделяющего элемента (ТВЭЛ), термонапряжений в ядерном топливе, температуры оболочки, скорости потока теплоносителя, уровня энерговыделения в ТВЭЛ, уровня температур и подогрева теплоносителя в активной зоне и др. Полагается, что ЯЭУ неработоспособна, если какой-либо параметр выходит за область допустимых значений.

Набор ограничительных неравенств, запрещающий превышение допустимых величин параметров, значительно осложняет проектирование ЯР.

Обычно ослабление этих ограничений (приближение величины параметра к предельно допустимой) повышает экономичность ЯЭУ, но снижает надежность. Установление обоснованного допустимого значения параметра требует тщательной и трудоемкой оценки многих факторов: физики реактора, качества методов расчета, технологии производства, свойств материалов и пр.

Экономичность АЭС как источника энергии в зависимости от величин основных параметров ЯЭУ возможно оценить по приведенным затратам на производство энергии или по стоимости отпущенной энергии.

Стоимость 1 кВт·ч отпущенной энергии состоит из двух, нередко противоположно изменяющихся, слагаемых:

$$C_3 = C_k + C_n,$$

где  $C_k$  – стоимость, связанная с первоначальными капитальными затратами на сооружение ЯЭУ, включая затраты на первую загрузку ЯТ, – это амортизационные

и нормативные начисления на капзатраты, руб/(кВт·ч);  $C_T$  — стоимость, связанная с текущими затратами, в основном на подпитку топливом ЯР, а также расходы на собственные нужды; расходы на ремонт и эксплуатацию относительно невелики и составляют малую долю капитальных затрат.

Оба слагаемых уменьшаются с ростом КПД и снижением затрат на собственные нужды АЭС;  $C_k$  падает с увеличением общей и удельной мощности ЯЭУ;  $C_T$  уменьшается со снижением стоимости изготовления, начального обогащения ЯТ и с ростом глубины выгорания ТВЭЛов.

Противоположное влияние  $C_k$  и  $C_T$  обусловило существование оптимальных параметров ЯР, при которых обеспечивается минимальная величина  $C_T$ .

Надежность и безопасность работы ЯР тесно связаны с величиной  $C_T$ , поэтому, когда принимаются значения основных параметров ЯР, близкие к предельно допустимым, уменьшается надежность и растет стоимость реактора из-за возможных простоев и ремонтов (при аварии) или из-за роста капзатрат.

Принципиально выбор оптимальных величин определяющих параметров ЯЭУ возможно провести на основе влияния их на значение  $C_T$  и обеспечение минимума стоимости опущенной энергии. Однако многообразие параметров ЯЭУ и сложность их взаимосвязей практически исключают возможность реализации метода стоимости энергии в полном объеме для определения оптимальных параметров ЯЭУ.

Поэтому в настоящее время для выбора рациональных величин основных параметров ЯЭУ используются приближенные методы оптимизации, соединенные с опытом и интуицией инженера-проектировщика. Ошибки оптимизации посредством приближенных методов несколько сглаживаются в результате возможного малого изменения искомого параметра в области экстремума целевой функции (например, стоимости энергии). Для упрощения задачи проектирования приходится оптимизировать ограниченное число основных параметров ЯЭУ и полагать, что оптимальные величины параметров не сильно зависят от значений других, не оптимизируемых, параметров, которые мало влияют на экономичность ЯЭУ и задаются на основе инженерного опыта.

В фундаментальной работе [76] посредством приближенного анализа при использовании упрощенных взаимосвязей основных параметров получены приближенные формулы для определения рациональных величин некоторых параметров ЯР: затрат мощности на перекачивание теплоносителя, скорости теплоносителя в трубопроводе первого контура ЯЭУ, длины и мощности активной зоны, диаметра ТВЭЛ и др. Показано, что при учете различных теплогидродинамических особенностей существующих

схем движения теплоносителей в ЯР основное значение имеет прямоточная схема. В газоохлаждаемых ЯР возможно использование подвода газа в центр реактора или другие способы параллельного включения отдельных участков канала для увеличения расхода газа и поперечного сечения потока. В водяных реакторах можно применять последовательные ходы с целью увеличения подогрева теплоносителя в АЗ. Ряд соображений убеждает в важности обеспечения максимума площади поверхности твэлов  $F$  на единицу их объема  $V$  или стремления к минимальному эквивалентному диаметру твэла  $d_s = 4V/F$ , что достижимо путем дробления твэлов.

Для стационарного газоохлаждаемого ядерного реактора (ГЯР) при  $M^2 \ll 1$  путем приближенного анализа получено

$$Q = S_p \sqrt{\frac{2(\Delta p/p) C_p^2 (\delta t)^2}{RT_{\text{вх}} [\ell + \delta t / (2T_{\text{ср}})] K_M \epsilon / d_s}},$$

где  $\delta t$  – подогрев теплоносителя в АЗ, °С;  $S_p$  – проходное сечение для теплоносителя, м<sup>2</sup>;  $\Delta p$  – потери давления в потоке газа;  $R$  – газовая постоянная;  $\epsilon$  – коэффициент местных сопротивлений;  $\ell$  – длина ТВС;  $T_{\text{вх}}$  и  $T_{\text{ср}}$  – входная и средняя температура газа в АЗ, К.

Выбор  $S$  (или объема газа в реакторе) влияет на критический размер, а поэтому и на размеры корпуса реактора: при большом относительном объеме газа в АЗ значительна длина миграции нейтрона и соответственно габариты ЯР. Произведение  $S_p$  определяет мощность ЯР. Оптимальная величина  $S$  зависит от многих параметров: стоимости АЗ, назначения реактора и др. Затраты на циркуляцию газа обратно пропорциональны квадрату проходного сечения.

Оптимизация энергооборудования АЭС возможна на основе упрощенных подходов, например, в литературе рассмотрены: определение оптимального сечения трубопровода с минимальными приведенными затратами при транспорте тепла от реактора к теплообменникам; оптимизация активной зоны реактора и теплообменников с применением критерия приведенных затрат.

В ГЯР на природном или слабо обогащенном ЯТ при наличии ограничения на минимум диаметра твэлов и размеры поверхности теплосъема весьма выгодна интенсификация теплообмена.

Из формулы для тепловой мощности реактора следует, что при качественном проектировании ГЯР возможно при давлении газа  $p = 10$  МПа и максимальной температуре газа 1000°С осуществить теплосъем примерно  $10^6$  кВт·с/1 м<sup>2</sup> площади проходного сечения при умеренных затратах мощности на перекачивание теплоносителя (примерно 1% от тепловой мощности реактора).

Поэтому в газоохлаждаемых реакторах необходимо решать проблему интенсификации теплоотдачи твэлов к газовому потоку для улучшения показателей ЯЭУ.

При относительно низком энерговыделении в твэлах и давлении охлаждающего газа целесообразно применение оребрения твэлов (например, продольные ребра оболочки согласно приближенному анализу существенно увеличивают съем тепла с поверхности твэла):

$$Q_p/Q = (1 + F_p \eta_p / F_1)^{3/2},$$

где  $Q_p$ ,  $Q$  – количество тепла, снимаемого с оребренной и неоребрённой поверхности;  $F_p$  – поверхность ребер;  $F_1$  – площадь неоребрённой поверхности;  $\eta_p$  – коэффициент эффективности ребра.

В усовершенствованных реакторах типа АGR с более высоким удельным уровнем энерговыделения в твэлах и повышенным давлением газа, а также в каналах ВГТР выгодно использование дискретно шероховатых поверхностей теплообмена.

Для достижения высокоэффективной конструкции ГЯР необходимо обеспечить определение оптимальных геометрических параметров интенсифицированной поверхности оболочки твэла. Геометрия поверхности однозначно связана с количеством снимаемого тепла и мощностью прокачивания газа – основной характеристикой ГЯР при фиксированной мощности реактора.

Критерием выбора оптимальной геометрии поверхности теплообмена (например, высоты и шага поперечных выступов на оболочке твэла) служит выгодное соотношение между величинами теплосъема и мощностью прокачивания газа. Конкретные параметры геометрии поверхности определяются на базе технико-экономических расчетов ГЯР для нескольких вариантов геометрии наружной поверхности оболочки по минимуму обратной величины энергетического коэффициента:

$$1/E' = \Delta t / Q,$$

где  $E'$  – энергетический коэффициент, учитывающий влияние температурного напора на эффективность поверхности теплообмена;  $\Delta t$  – средне-логарифмический температурный напор между оболочкой твэла и потоком газа:

$$\Delta t = (\Delta t_6 - \Delta t_m) [\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)]^{-1},$$

в котором  $\Delta t_6$  и  $\Delta t_m$  – местные больший и меньший напоры по торцам АЗ безотносительно к входу и выходу.



Эффективному варианту поверхности теплообмена (оптимальной геометрии выступов) соответствует минимум величины  $1/E'$ , свидетельствующей о наименьшей затрате мощности прокачивания газа, приходящейся на единицу переданного газу тепла (при единичном температурном напоре).

Приближенный метод оптимизации геометрии поверхности оболочки, основанный на величине энергетического коэффициента  $E'$ , обладает, кроме простоты и ясности метода, дополнительным преимуществом: результаты оптимизации различных параметров оборудования обычных ТЭС по этому методу часто совпадают с оптимальными параметрами, полученными с помощью метода расчетных затрат.

Интенсифицированная эффективная поверхность теплообмена твэлов экономит мощность прокачивания теплоносителя при передаче единицы тепла к охлаждающему потоку

$$\Delta N = 1/E_{\text{тн}} - 1/E,$$

где  $E = Q/N$  – энергетический коэффициент М.В.Кирпичева для интенсифицированной поверхности;  $E_{\text{тн}}$  – аналогичный коэффициент для гладкой поверхности.

Экономия электроэнергии в течение года при эксплуатации ЯР с оптимальной геометрией поверхности оболочек по сравнению с гладкой определяется формулой

$$\Delta \mathcal{E} = C_3 \tau \Delta N Q / \eta,$$

где  $\Delta \mathcal{E}$  – экономия энергии, руб./год;  $C_3$  – стоимость 1 кВт·ч электроэнергии, руб;  $\tau$  – время работы ЯР в течение года, ч;  $\Delta N Q$  – экономия мощности прокачивания в ЯР, кВт;  $Q$  – тепловая мощность ЯР, кВт;  $\eta$  – КПД газодувки с приводом.

Рассмотренный метод оптимизации геометрических параметров теплообменной поверхности ГЯР возможно применять в водоохлаждаемых реакторах и в бридерах с натрием, в последнем случае – для оптимизации соотношения тепловой мощности РБН и затрат на перекачивание теплоносителя.

По минимуму величины  $1/E'$  возможно оптимизировать энергетические потери на прокачивание теплоносителя через АЗ и в зависимости от других параметров реактора: подогрева теплоносителя в АЗ, средней температуры газа в АЗ, давления газа в АЗ и др.

Мощность прокачивания стремится к минимуму при некотором оптимальном подогреве газа в АЗ. Действительно, увеличение подогрева при постоянной максимальной температуре топлива уменьшает среднюю температуру газа, при этом возрастают необратимые потери мощности на теплообмен  $\Pi_1$ :

$$P_T \approx Q T_0 / T_{cp}$$

Очевидно, что для снижения потерь на теплообмен необходимо наращивать среднюю температуру газа ( $T_0$  – температура холодильника,  $T_{cp}$  – окружающей среды).

Одновременно увеличение подогрева приводит к снижению расхода газа через АЗ при фиксированной тепловой мощности реактора и уменьшению потерь энергии на прокачивание газа.

Увеличение тепловыделения  $\bar{q}_V$  уменьшает объем АЗ, но увеличивает энергетические потери, потому что растут температурные напоры, снижается средняя температура теплоносителя, возрастает расход газа и мощность его прокачивания. Возрастание давления теплоносителя уменьшает потери энергии на прокачивание газа, но увеличивает массу корпуса.

Задача определения многомерного минимума целевой функции  $1/E'$  решается итерационными методами экстремальных задач.

Предпочтительные параметры компоновок пучков твэлов и труб пирогенераторов АЭС можно заранее выбрать, руководствуясь соображениями оптимизации обычного теплообменного оборудования.

### 6.3. Теплогидравлический расчет ГЯР

При поисковом расчете полагается, что известны: электрическая мощность ЯЭУ  $N_e$ , Вт; кдд; средняя удельная мощность тепловыделения в объеме АЗ  $\bar{q}_V$ , Вт/м<sup>3</sup>; коэффициенты неравномерности тепловыделения по объему АЗ  $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5$ ; теплоноситель и его свойства; тип ЯТ; конструкция ЯР; используемые материалы.

Для расчета выбираются и обосновываются на базе прототипов конструкция и размеры АЗ, ТВС, твэлов, допустимые величины основных характерных параметров: подогрев теплоносителя в АЗ; его скорость  $W$ , м/с; температура теплоносителя на входе в АЗ  $t_{вх}$ , °С; давление теплоносителя  $p$ , Па; допустимые температуры ЯТ и оболочки твэла.

Выполняются расчеты: тепловой, гидравлический, механический.

Проводится предварительная оптимизация ЯР по отдельным конструктивным и режимным параметрам.

В процессе поискового расчета ЯР определяются конструкция и размеры АЗ, значения основных параметров, удовлетворяющие требованиям надежной и безопасной работы ЯР.

При поисковом расчете используются упрощенные модели процессов и относительно простые расчетные соотношения.

Расчет проводится для типового элемента АЗ (ячейка), для газографитового ЯР (ТВС и окружающий ее элемент графитовой кладки – квадрат,

кольцо), для ВВЭР и бридера (ТВС). Целесообразно последовательное проведение расчета для средней и наиболее теплонапряженной ТВС, а также для ТВС, находящихся в максимально неблагоприятных условиях охлаждения.

Приведем методику расчета ЯР с однофазным теплоносителем, которая практически одинаково пригодна как для газоохлаждаемых ЯР, так и для ЯЭУ с ВВЭР и РБН, а также поисковый расчет для стационарного режима работы ЯР.

Данная модель реакторов использована, в частности, для расчета и оптимизации АЗ серийного ЯР ВВЭР-1000, модернизированного путем введения поперечных кольцевых выступов на оболочке твэлов.

Проведен расчет экономии электроэнергии при прокачивании воды через АЗ, твэлы которой имеют оптимальные параметры интенсифицирующих выступов.

### 6.3.1. Тепловой расчет

При известных электрической мощности ЯЭУ  $N_e$ , Вт и кпд brutto (выбранному по близкому прототипу) определяется тепловая мощность ЯЭУ:

$$Q_t = N_e / \eta.$$

При конструировании ЯР вначале определяются объем и размеры АЗ. Объем  $V$ , м<sup>3</sup>, рассчитывается на основе задаваемой средней мощности тепловыделения в единице объема АЗ  $\bar{q}_V$ , Вт/м<sup>3</sup>:

$$V = Q_t / \bar{q}_V.$$

Увеличение  $\bar{q}_V$  сокращает размеры АЗ, но повышает уровень температур в узлах ее конструкции, поэтому заданное  $\bar{q}_V$  необходимо уточнить при теплогидравлическом расчете ЯР. Очевидно, что величина  $\bar{q}_V$  зависит от вида ЯР, замедлителя, теплоносителя, типа ЯР.

Обычно АЗ выполняется цилиндрической, высота ее  $H$ , и диаметр  $D$ , связаны соотношением:  $H = \beta D$ ; минимальной утечке нейтронов из АЗ соответствует  $\beta = 0,92$ , что связано с минимумом поверхности АЗ (наружной поверхности цилиндра АЗ), приходящейся на единицу ее объема. Однако по конструктивным, технологическим, транспортным и некоторым другим соображениям от оптимального  $\beta$  отклоняются.

Для ВВЭР принято  $\beta = 1,12$ , что связано с условиями транспортировки ЯР. Для мощных РБН по условиям безопасности принята «приплюснутая» форма АЗ ( $\beta = 0,37$ ), при этом оптимальная высота АЗ для различной мощности ЯР с охлаждением натрием примерно постоянна и равна 1 м.

Для ВТТР обычно обеспечивается условие  $\beta = 0,8 \div 0,9$ .

Количество ТВС (ячеек) в АЗ определяется соотношением:

$$N = \pi D^2 / 4f,$$

где  $f$  – площадь поперечного сечения одной ячейки по наружному контуру,  $m^2$ .

При выполнении расчета целесообразно выбрать высоту АЗ по длине заполнения ядерным топливом полости твэла, конструкцию и размеры которого, как и конструкцию и размеры ТВС и их ориентировочное количество, выбрать по прототипу ЯР. Расчетные величины высоты АЗ, числа ТВС и коэффициент  $\beta$  необходимо сопоставить с рекомендуемыми.

Далее в процессе расчета выбирается скорость движения теплоносителя в АЗ  $W$ , м/с, которая связана с общим расходом теплоносителя  $G$ , кг/с, через АЗ формулой:

$$W = G / SN\rho,$$

где  $S$  – площадь проходного сечения для теплоносителя в одной ТВС при продольном обтекании пучка твэлов,  $m^2$ ;  $\rho$  – плотность теплоносителя,  $kg/m^3$ ,  
 $N$  – число ТВС в АЗ.

Для газа предельно допустимая величина скорости ограничена мощностью прокачивания его через АЗ и достигает  $40 \div 80$  м/с и более.

Если в качестве теплоносителя используется вода, то предел скорости устанавливается по допустимым динамическим нагрузкам потока воды на внутрикорпусные устройства ЯР и для АЗ составляет  $5,5 \div 6$  м/с.

В РБН для натрия по соображениям ограничения коррозии и вибрации элементов конструкции, а также мощности прокачивания натрия через АЗ скорость течения теплоносителя не превышает 10 м/с.

По выбранной скорости теплоносителя в АЗ, размерам и числу ТВС вычисляется общий расход теплоносителя через АЗ:

$$G = WSN\rho.$$

Расход теплоносителя через одну ТВС:

$$G_{\text{ТВС}} = G/N = SW\rho, \quad S = f_0 - f_1,$$

где  $f_1$  – суммарная площадь поперечного сечения твэлов в одной ТВС,  $m^2$ ,  
 $f_0$  – площадь поперечного сечения одной ТВС (по внутренним размерам ее корпуса).

Выбирается давление теплоносителя  $p$ , Па и допустимая температура его на выходе из АЗ  $t_{\text{вых}}$ ,  $^{\circ}C$ , которая определяется в основном требованиями безопасной работы ЯР. Для газоохлаждаемых ЯР температура газа на выходе АЗ ограничивается допустимой температурой оболочки твэла или ядерного топлива.

Применительно к ВВЭР  $t_{\text{вых}}$  воды ограничена температурой насыщения  $t_s$  и условием невозникновения кризиса кипения на поверхности твэлов. Для обеспечения возможно большего кпд ЯЭУ принимается  $t_{\text{вых}} \approx t_s - (10 \div 30)^\circ\text{C}$ . Этот недогрев до кипения предупреждает закипание при возможных отклонениях от номинальных условий работы. Температура теплоносителя на входе в АЗ —  $t_{\text{вх}}$ ,  $^\circ\text{C}$ , а следовательно, и подогрев теплоносителя в АЗ  $\delta t = t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}$  должны выбираться из условия достижения максимального кпд ЯЭУ; при поисковом расчете возможна ориентировка по выбранному прототипу ЯР.

Подогрев газа в АЗ составляет  $200 \div 400^\circ\text{C}$ , а воды —  $30 \div 40^\circ\text{C}$ .

Тепловыделение на поверхности твэла (среднее)

$$\bar{q} = Q/F,$$

где  $F$  — поверхность твэлов в АЗ,  $\text{м}^2$ ;  $Q$  — тепловыделение в твэлах, которое меньше тепловой мощности ЯР на величину выделения тепла в замедлителе, отражателе и в других частях конструкции ЯР, омываемых охлаждающим теплоносителем (обычно  $k = Q/Q_T = 0,92 \div 0,94$ ).

Расход теплоносителя через одну ТВС должен удовлетворять соотношению:

$$Q = G_{\text{тс}} N_G \delta t,$$

откуда отыскивается фактический подогрев теплоносителя в ТВС при выбранной скорости течения теплоносителя; подогрев  $\delta t$  необходимо согласовать с рекомендуемым диапазоном его изменения. При расчете приближенно полагается, что удельная теплоемкость  $c_p$ , Дж/кг·К постоянна по высоте ТВС.

Максимальная плотность теплового потока на поверхности твэлов:

$$q_{\text{max}} = \bar{q}_V K_V,$$

$$K_V = K_r K_Z K_3 K_q,$$

где  $K_V$  — объемный коэффициент неравномерности тепловыделения по объему АЗ (для современных ЯР  $K_V = 2,5 \div 3$ );  $K_r$ ,  $K_Z$  — коэффициенты неравномерности тепловыделения по радиусу и высоте АЗ; для ВВЭР  $K_r = 1,35 \div 1,4$ ; неравномерность тепловыделения по радиусу и высоте АЗ примерно одинакова:  $K_r \approx K_Z$ ; для РБН с натрием  $K_r = 1,64$ ;  $K = 1,25$ ;  $K_Z = 2,05$ ; обычно  $K_Z = 1,4 \div 1,5$ ;  $K_3$  — коэффициент запаса, учитывающий отклонения проходных сечений для теплоносителя от номинала, принимается равным 1,1;  $K_q$  — коэффициент локальных отклонений теплового потока, ориентировочно равен 1,3.

Максимальное тепловыделение  $q_{\max}$  не должно превышать предельно допустимую величину

$$q_{\max} \leq |q|$$

В газоохлаждаемых ЯР допустимая величина  $|q|$  определяется последующим расчетом температурного режима твэлов, который ограничивается механической прочностью и коррозионной стойкостью материала оболочки. Для ВВЭР  $|q|$  определяется запасом до кризиса при любых возможных режимах работы ЯР.

Для наиболее термонагруженной ТВС тепловой поток в центре АЗ ( $Z = 0$ ) при симметричном законе энерговыделения максимален и в пересчете на 1 м длины одного твэла равен:

$$q_{t_0} = q_{t_{\max}} = QK_V / HNn,$$

где  $n$  — число твэлов в одной ТВС.

Если в качестве координаты для нижней входной плоскости АЗ принять  $Z = -H/2$ , а для верхней выходной  $Z = H/2$ , то для любого твэла приближенно

$$\bar{q}_t \approx 0,5(q_{t_0} + q_{tH/2}).$$

Температура теплоносителя в некотором сечении по высоте ТВС

$$t_{fz} = t_{\text{вх}} + \int_{z=-H/2}^z \frac{q_t(Z) dz}{G_{\text{ТВС}} c_p} n,$$

где  $q_t(Z)$  — закон изменения тепловыделения вдоль одного твэла.

Суммарное энерговыделение в одной ТВС

$$Q_{\text{ТВС}} = n \int_{z=-H/2}^{z=H/2} q_t(Z) dz.$$

тогда  $Q = Q_{\text{ТВС}} N$ .

После расчета температур теплоносителя в нескольких сечениях по высоте ТВС возможно построить график изменения температур потока вдоль твэлов для анализа условий их работы.

При расчете удобно использовать линейную плотность теплового потока для стержневого твэла

$$q_{t_{\max}} = \bar{q}_t K_V,$$

где  $\bar{q}_t, q_{t_{\max}}$  — осредненное и максимальное значение, Вт/м.

Далее рассчитывается распределение температуры по высоте ТВС. Для этого необходимо располагать законом энерговыделения по длине твэлов

$q_t = f(Z) = q_{t_0}(Z)$ , величиной расхода теплоносителя и температурой его на входе в ТВС (АЗ).

В расчете (для его упрощения) возможно предположить, что закон тепловыделения симметричен по высоте АЗ относительно срединной горизонтальной плоскости  $Z = 0$  и является, например, косинусоидальным:

$$q_t(Z) = q_{t_0} \cos(\pi Z / H) + K q_{t_0},$$

где  $K$  – коэффициент, учитывающий тепловыделение на торцах АЗ не равное нулю (возможно принять равным 0,032).

Для средней по энерговыделению ТВС

$$\bar{q}_t = Q / H N n,$$

где  $n$  – число твэлов в одной ТВС; максимальное тепловыделение в срединном сечении по высоте такой ТВС равно

$$q_{t_0} = q_{t_{\max}} = \bar{q}_t K_z = Q K_z / H N n.$$

Продолжение расчета связано с определением коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  ( $\text{Вт}/\text{м}^2\cdot\text{К}$ ) при продольном обтекании пучка твэлов внутри ТВС; принимается, что коэффициент теплоотдачи неизменен по высоте ТВС. Упрощенная формула для газов (и воды) для  $\text{Pr} \approx 1$ :

$$\text{Nu}_m = C \text{Re}_m^{0,8} \text{Pr}_{fm}^{1/3},$$

где  $C = 0,026 \bar{S} - 0,006$ ;  $\text{Pr}_{fm} = c_{pf} \mu_m / \lambda_m$ ; остальные обозначения традиционные.

Формула справедлива для гладкой поверхности оболочек твэлов для треугольной решетки в диапазоне  $\text{Re}_m = 2,5 \cdot 10^4 \div 10^6$ ,  $\bar{S} = 1,1 + 1,5$ ; все свойства газа определяются по средней температуре пограничного слоя

$$t_m = 0,5(t_w + t_f),$$

за исключением  $c_{pf}$ , которая связывается со средней температурой газа в канале  $t_f$ . Характерной скоростью является среднерасходная скорость в пучке твэлов. Характерный размер пучка для треугольной решетки – эквивалентный диаметр пучка

$$d_s = \left[ \left( \frac{2\sqrt{3}}{\pi} \right) (S/d_n)^2 - 1 \right] d_n,$$

где  $d_n$  – наружный диаметр оболочки твэла,  $m$ .

В случае дистанционирования твэлов посредством спирально навитой на твэл проволоки теплоотдача в потоке газа увеличивается на 10 – 20% в результате закрутки потока проволокой.

Расчет теплоотдачи на поверхности дискретно шероховатой оболочки твэлов проводится на основе закона теплообмена для таких поверхностей или по предлагаемой здесь модели.

При течении газа около стенки кинетическая энергия потока, затраченная на работу против сил трения, переходит в тепло трения и приводит к подогреву газа в пограничном слое. Соответствующее повышение температуры газа около стенки может достигать существенных величин и его необходимо учитывать при больших скоростях потока:  $M > 0,25$  ( $W > 100$  м/с).

Температура газа в пристенном слое оценивается при этом температурой адиабатной стенки  $T_r$ ;

$$T_r = T \left[ 1 + (r(k-1)/2)M^2 \right],$$

где  $k$  – показатель адиабаты;  $r$  – коэффициент восстановления температуры при турбулентном течении газа:  $r = \sqrt[3]{Pr}$ .

В случае высокоскоростного потока газа теплообмен его со стенкой определяется температурным напором:

$$\Delta t = t_w - t_r,$$

использование которого позволяет рассчитать теплообмен в рассматриваемой ситуации по обычным формулам теплоотдачи до  $M < 1,6$ .

При относительно низких скоростях газового потока  $M^2 \ll 1$  подогрев газа в пограничном слое можно не учитывать и расчет теплообмена проводить по обычным формулам.

Расчет теплообмена и гидросопротивления ТВС, охлаждаемых жидким натрием, возможно проводить по соотношениям, имеющимся в справочнике [29] и др.

При постоянном коэффициенте теплоотдачи температурный напор между теплоносителем и поверхностью оболочки твэла с температурой  $t_{w,z}$  будет изменяться по закону, одинаковому с законом энергосвечения вдоль твэла:

$$\Delta t_z = (t_{w,z} - t_{f,z}) = q_{t,z} / \alpha \pi 2 R_n.$$

Отсюда находится температура на поверхности оболочки в произвольном сечении по высоте твэла ( $R_n$  – радиус наружной поверхности оболочки, м).

По найденным  $t_{f,z}$  и  $\alpha$  возможно определить температурное поле твэла в различных сечениях по высоте АЗ, в частности, температуру ЯТ на оси твэла  $t_0$  по формулам:

$$t = t_{f,z} + \frac{q_{v,z} r_0}{2\alpha_{\text{эф}}} + \frac{q_{v,z} r_0^2}{4\lambda} - \frac{q_{v,z} r^2}{4\lambda},$$



$$t_0 = t_{f,z} + \frac{q_{v,z} r_0}{2\alpha_{\text{эф}}} + \frac{q_{v,z} r_0^2}{4\lambda}$$

Для стержневого твэла с газовым зазором между ЯТ и оболочкой эффективный коэффициент теплоотдачи на поверхности ЯТ определяется из соотношения для суммарного термосопротивления на поверхности ЯТ:

$$\frac{1}{\alpha_{\text{эф}} r_0} = \frac{1}{\alpha R_{\text{н}}} + \frac{1}{\lambda_0} \ln \frac{R_{\text{н}}}{R_{\text{в}}} + \frac{\delta_r}{\lambda_r r_0}$$

Полагается, что в тонком газовом слое толщиной  $\delta_r$ , м, перенос тепла происходит теплопроводностью.

Обозначения в формулах:  $q_{v,z}$  — мощность внутренних источников тепла в ЯТ в данном сечении твэла;  $q_t = q_t \pi r_0^2$ ;  $r_0$  — наружный радиус топливного сердечника, м;  $r$  — текущий радиус;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности ЯТ (приближенно полагается постоянным, Вт/(м·К));  $\lambda_r, \lambda_0$  — коэффициенты теплопроводности газа в зазоре (под оболочкой) и материала оболочки.

Расчет теплоотдачи и гидросопротивления в магноксвых ЯР для твэлов с продольными ребрами на оболочке в графитовых каналах возможно осуществить по формулам круглых труб на основе эквивалентного диаметра кольцевого канала.

При известном уровне тепловыделения на поверхности твэла, в текущем сечении по его длине  $q$  температура  $t_{w1}$  на стыке ЯТ и оболочки (газовый зазор отсутствует) определяется формулами

$$t_{w1} = t_{f2} + q/K;$$

$$K = \frac{1}{(\delta'/\lambda_0 F_1 + 1/\alpha_{\text{пр}} F_2) F_1};$$

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_p F_p \eta_p / F_2 + \alpha_w F_w / F_2,$$

где  $K$  — коэффициент теплообмена и  $q$  отнесены к гладкой внутренней поверхности оболочки  $F_1$ ;  $t_{f2}$  — температура теплоносителя в данном сечении, равная  $t_{f2} F_2 = F_p + F_w$  — поверхность ребристой стороны оболочки, которая складывается из поверхности ребер  $F_p$  и поверхности межреберных промежутков  $F_w$ ;  $\delta'$  — толщина несущей цилиндрической стенки оболочки;  $\alpha_{\text{пр}}$  — приведенный коэффициент теплоотдачи ребристой поверхности, учитывающий возможное различие коэффициентов теплоотдачи на поверхности ребер  $\alpha_p$  и межреберного промежутка  $\alpha_w$ ;  $\eta_p$  — коэффициент эффективности ребра:

$$\eta_p = \text{th}(m\ell)/m\ell, \quad m = \sqrt{2\alpha_p/\lambda_0\delta}$$

( $\delta$  – толщина ребра, м;  $\ell$  – высота ребра, м).

Учет контактного термического сопротивления между оболочкой твэла и ядерным топливом при их соприкосновении возможно осуществить, пользуясь справочниками.

После определения температуры на поверхности ЯТ расчет температурного поля ЯТ возможен по формуле для граничных условий второго рода.

Расчет теплообмена и гидропотерь при другой форме ребер оболочки проводится на основе справочной литературы.

По результатам расчета для анализа температурного режима работы твэла строятся графики изменения температур вдоль твэла (по высоте АЗ) для теплоносителя, ЯТ на оси твэла, поверхности ЯТ, поверхности оболочки. Анализ графиков температур проводится с точки зрения удовлетворения всех условий, предъявляемых к твэлам для обеспечения надежной и эффективной работы.

Особенно важно удовлетворение определяющих неравенств, например:

$$t_0 \leq [t_0], \quad t_{w,z} \leq [t_w].$$

При невыполнении некоторого условия, поисковый расчет повторяется с изменением принятых исходных величин.

Тепловой расчет АЗ должен обеспечивать сохранение теплового баланса

$$Q_{\text{ТВС}} = G_{\text{ТВС}} c_p (t_{\text{вых}} - \bar{t}_{\text{вх}}) = \alpha_{\text{эф}} F_1 \Delta t,$$

где  $F_1$  – поверхность ЯТ в твэлах в одной ТВС на длине заполнения их топливом, м;  $\Delta t$  – средний температурный напор между поверхностью ЯТ и теплоносителем:

$$Q_{\text{ТВС}} = G_{\text{ТВС}} c_p (t_{\text{вых}} - \bar{t}_{\text{вх}}) = \alpha F \bar{\Delta t}_1,$$

где  $F$  – поверхность твэлов в одной ТВС на длине ЯТ;  $\bar{\Delta t}_1$  – средний температурный напор между поверхностью оболочки и теплоносителем.

В случае применения рассмотренной схемы расчета для водоохлаждаемых некипящих ЯР типа ВВЭР необходимо дополнительно определить запас мощности энерговыделения твэлов до кризиса кипения теплоносителя на их поверхности, что связано с обеспечением надежной работы твэла.

Поэтому температура воды на выходе из АЗ (при заданном давлении теплоносителя)  $t_{\text{вых}}$  ограничена для ВВЭР температурой насыщения  $t_s$ . Для достижения возможно большего КПД реакторной установки и отсутствия закипания воды принимается  $t_{\text{вых}} \approx t_s - (10 \div 30)^\circ\text{C}$ .

Запас до кризиса  $m$ , гарантирующий работоспособность твэла, понимается как равенство единице отношения критической плотности теплового потока  $q_{\text{кр}}$  к его возможному фактическому значению  $q_{\text{max}}$ , завышенное на величину  $\Delta$ , учитывающую допуски на отклонение технологических и эксплуатационных параметров твэлов и ТВС и неточность расчетных формул для вычисления  $q_{\text{кр}}$  и  $q_{\text{max}}$ :

$$q_{\text{кр}}/q_{\text{max}} = 1 + \Delta = m.$$

Считается, что твэл работоспособен, если  $\Delta \geq 0,3$ . Например, для ВВЭР-440 запас до кризиса  $m = 1,28$  полностью исключает явление кризиса на поверхности твэлов при любых эксплуатационных режимах.

Критическая плотность теплового потока в ТВС реакторов ВВЭР определяется экспериментальной формулой:

$$q_{\text{кр}} = 0,65(\rho W)^{0,2} (1-x)^{1,2} (1,3 - 4,36 \cdot 10^{-2} p),$$

где  $x$  — расходное массовое паросодержание;  $q_{\text{кр}}$  измеряется в  $\text{МВт}/\text{м}^2$ ,  $p$  — в Мпа.

Формула справедлива при  $p \leq 10$  МПа;  $x = -0,2 \div 0,25$ ;  $d_{\text{т}} = 5 \div 14$  мм.

В некипящих ЯР на выходе АЗ паросодержание в потоке воды равно нулю (или составляет несколько процентов за счет поверхностного кипения).

Допустимая величина плотности теплового потока на поверхности твэла устанавливается по наименьшей предельной плотности энерговыделения из условий обеспечения необходимого запаса до кризиса и отсутствия плавления топлива на оси твэла. Разумеется, принимаются во внимание температурные условия работы оболочки твэлов.

Остальная часть схемы расчета аналогична определению параметров ГЯР.

Для выравнивания температурного состояния узлов ЯР используется гидравлическое радиальное профилирование. Принцип гидравлического радиального профилирования реактора заключается в обеспечении одинакового допустимого подогрева теплоносителя во всех ТВС при различном энерговыделении в каждой из них. Неизменность подогрева достигается установлением различного расхода теплоносителя через ТВС с различным уровнем энерговыделения. Менее термонагруженная ТВС позволяет сохранить подогрев, одинаковый с высоконагруженной, при

пониженном расходе теплоносителя через малонагруженную сборку. Регулирование расхода через различные ТВС возможно осуществлять, например, с помощью дроссельных шайб, установленных на входе (выходе) ТВС. Приблизительно отношения между энерговыделением в ТВС и расходами через них при профилировании реактора выдерживаются равными: расход в максимально нагруженной ТВС превышает расход через средне-нагруженную сборку в  $K_4$  раз.

В расчете реактора после достижения удовлетворительных параметров средненагруженной ТВС необходимо проведение расчета для максимально нагруженной ТВС. Если расчетные значения некоторых основных параметров ТВС с максимальным тепловыделением превышают допустимый уровень их (температуры оболочки, топлива), то снижение величин ряда параметров возможно достигнуть посредством гидравлического профилирования реактора.

Уменьшение температур ЯТ и оболочки в максимально нагруженной ТВС до уровня допустимых значений можно обеспечить увеличением расхода (скорости) теплоносителя через эту сборку.

Если технически разумное увеличение скорости теплоносителя не позволяет снизить температуру твэла в высоконагруженной сборке, то требуется уменьшение принятого значения объемного энерговыделения и расчет реактора повторяется вновь с целью получения допустимых параметров режима работы твэлов во всех ТВС.

### 6.3.2. Гидравлический расчет

В расчете потерь давления потока теплоносителя через ТВС при продольном обтекании пучка твэлов полагается, что суммарное падение давления складывается из общих потерь на трение, местные сопротивления и на ускорение течения:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}} + \Delta p_{\text{у}},$$

вычисления проводятся в пределах высоты ТВС.

Потери на трение определяются известной формулой:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \xi \frac{\ell}{d_{\text{эв}}} \frac{\rho W^2}{2},$$

где  $\ell$  — полная длина твэла, м.

При течении газов (воды, металлов) в гладком пучке твэлов коэффициент сопротивления трения  $\xi_{\text{тр}}$  можно рассчитать по упрощенной формуле:

$$\xi_{грл} = \left( 0,316 \frac{S}{d_n} - 0,176 \right) Re_{d_n}^{-0,2}.$$

Дистанционирующая проволока, спирально навитая на твэлы, закручивает поток, это влияет на течение и гидросопротивление, в рассматриваемом случае при треугольной решетке и касании типа «ребро по телу» фактический коэффициент сопротивления возрастает:

$$\xi/\xi_{грл} = \left[ 1,03 \bar{S}^{-0,12} + 30 \bar{S}^{-7} Re^{0,09} (T/d_n)^{-2,2} \right]^{0,9}.$$

Формула справедлива для относительных шагов решетки и спирали проволоки в интервале  $\bar{S} = 1,06 \div 1,42$ ;  $T/d_n = 8 \div 96$ ;  $Re = 2,6 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^5$ .

Течение газа при высоких температурах характеризуется существенным изменением теплофизических свойств газа в зависимости от температуры, что необходимо учитывать при расчете коэффициента сопротивления трения. В случае турбулентного течения нагреваемого газа при больших температурных напорах используется формула Кутателадзе – Леонтьева:

$$\xi_n / \xi = \left[ 2 \left( \sqrt{T_w / T_f} + 1 \right) \right]^2,$$

где  $\xi_n$ ,  $\xi$  – коэффициенты сопротивления для неизотермического и изотермического течений;  $T_w$ ,  $T_f$  – температуры стенки и потока, К (для поискового расчета принимаются средние значения их вдоль ТВС).

Формула пригодна для  $Re = 10^5 \div 6 \cdot 10^6$ ,  $T_w / T_f = 1 \div 3$ . При расчете  $\xi$  физические свойства газа определяются по температуре потока.

Для ТВС ВВЭР-440, ВВЭР-1000, в которых относительный шаг в пучке  $\bar{S} = 1,36$ , можно использовать опытную формулу

$$\xi = 0,21 / Re^{0,2}$$

для гладких твэлов в диапазоне  $Re = 12 \cdot 10^3 \div 5 \cdot 10^5$

Местные потери давления в потоке связаны с сужением на входе и расширением на выходе из ТВС, с течением через дистанционирующие решетки и шайбы профилирования расхода теплоносителя. Информация для расчета местных сопротивлений приведена в справочниках.

Местные потери рассчитываются по формуле

$$\Delta p_M = \zeta \rho W^2 / 2.$$

Ориентировочное значение коэффициента местного сопротивления для газа на дистанционирующей решетке можно определить по экспериментальному соотношению для отечественных ВВЭР:

$$\zeta = 115/Re^{0.5} \text{ при } Re \leq 1,6 \cdot 10^5;$$

$$\zeta = 0,28 \text{ при } Re > 1,6 \cdot 10^5.$$

Потери давления, связанные с ускорением течения теплоносителя, вычисляются по параметрам потока на входе и выходе АЗ

$$\Delta p_H = \rho_{\text{вых}} W_{\text{вых}}^2 - \rho_{\text{вх}} W_{\text{вх}}^2.$$

Расчет требует применения метода последовательных приближений, так как плотность теплоносителя на выходе АЗ зависит от давления в потоке, а величина давления на выходе может определяться только после расчета суммарных потерь давления в ТВС, которые являются заключительной целью гидравлического расчета и заранее не известны.

Расчет коэффициента сопротивления трения для дискретно шероховатой оболочки твэла выполняется с помощью закона сопротивления для указанных поверхностей или по предлагаемой здесь модели течения.

По найденным суммарным потерям давления в потоке теплоносителя рассчитываются затраты мощности на циркуляцию теплоносителя через АЗ ЯР

$$N = \Delta p G / \eta p,$$

где  $\rho$  – средняя плотность теплоносителя в пределах АЗ.

Для жидкого теплоносителя мощность прокачивания обычно составляет доли процента от тепловой мощности ЯР. Для газоохлаждаемых ЯР затраты мощности на прокачивание теплоносителя значительно больше (несколько процентов); они представляют весьма важный показатель ЯЭУ, который ограничивает скорость течения газа в АЗ (удельный теплосъем), а следовательно, и мощность ЯР. Поэтому необходимо определить оптимальную мощность прокачивания (оптимальные потери на собственные нужды ЯЭУ) в процессе проектирования ЯР с газовым охлаждением.

Решение задачи установления целесообразной величины затрат на циркуляцию теплоносителя в АЗ принципиально важно и для реакторов типа ВВЭР и РБН.

В соответствии с обсуждаемыми принципами оптимизации для ЯР возможно провести отыскание оптимальных размеров выступов для дискретно шероховатых твэлов на основе показателя теплогидравлической эффективности поверхности оболочки в форме

$$1/E' = (N/F_3)/\alpha,$$

где  $F_3$  – полная поверхность твэлов в ЯР по наружной гладкой (несущей) поверхности оболочки.

Для выяснения оптимальной геометрии дискретной шероховатости твэла проводятся варианты поисковые теплогидравлические расчеты ТВС

(АЗ) с различными параметрами поперечных выступов, задаваемыми исходя из рекомендованного диапазона их изменения. Оптимальной геометрии выступов соответствует минимальное значение показателя эффективности  $1/E' = \min$  для рассчитанных вариантов ЯР. Вариантные расчеты выполняются при фиксированных остальных характеристиках ТВС.

На базе анализа условий работы твэлов для варианта ЯР с оптимальными выступами возможна дальнейшая расчетная доработка этого варианта с целью улучшения его удельных характеристик при гарантированной безопасности и надежности работы ЯР.

## 6.4. Результаты расчета интенсифицированных ЯР

### 6.4.1. Охлаждение активной зоны ВВЭР-1000

Проанализируем эффективность применения интенсификации теплообмена для модернизации серийного реактора ВВЭР-1000.

Для водоохлаждаемого ЯР интенсификация теплоотдачи твэлов содействует решению проблем безопасности и эффективности. Действительно, интенсификация теплообмена может уменьшить мощность прокачивания воды через активную зону реактора (при неизменной тепловой мощности ЯР); возможно снижение уровня температур твэла при фиксированной температуре воды; возможно увеличение запаса до кризиса кипения; шероховатость твэла может использоваться для гидравлического профилирования ЯР, она значительно увеличивает теплосъем при свободно-конвективном аварийном охлаждении.

Таким образом, следует обоснованно ожидать позитивного влияния интенсификации на характеристики ВВЭР-1000.

Ниже приводится решение задачи оптимизации реактора ВВЭР-1000, модернизированного поперечными выступами на твэлах, на основе достижения в нем более оптимального соотношения тепловыделения твэлов  $Q$  и мощности прокачивания воды  $N$  по сравнению с серийным (штатным) ВВЭР-1000 с гладкими твэлами.

Оптимальное соотношение  $Q$  и  $N$  (оптимальный вариант модернизированного ЯР) обеспечивается поиском соответствующих ему оптимальных параметров выступов (высоты  $h$  и шага  $l$ ) на оболочке твэлов. Оптимизация параметров выступов осуществляется при фиксированной штатной мощности серийного ЯР и переменном расходе воды через АЗ.

Оптимальный вариант размеров выступов (и реактора в целом) определяется минимумом целевой функции – обратной величины энергетического коэффициента:

$$1/E' = \Delta t N / Q = N / \bar{\alpha} F = \min,$$

где  $F$  – поверхность твэлов;  $\bar{\alpha}$  – коэффициент теплоотдачи к воде). При этом в модернизированном ЯР экономится мощность прокачивания воды  $\Delta N$  при передаче к ней от твэлов каждой единицы тепла; величина  $\Delta N$  соответствует формуле:

$$\Delta N = 1/E_{\text{гл}} - 1/E,$$

где  $E = Q/N$  – энергетический коэффициент М.В. Кирпичева для интенсифицированной поверхности;  $E_{\text{гл}}$  – аналогичный коэффициент для гладкой поверхности.

В модернизированном ЯР, при оптимальных размерах выступов на твэлах, в течение года экономится электроэнергия согласно формуле

$$\Delta \mathcal{E} = C_3 \tau_1 \Delta N Q / \eta,$$

где  $C_3 = 0,5$  коп. – стоимость 1кВт.ч для Татарстана (цена прошлых лет);  $\tau_1 = 7000$  ч – время работы реактора;  $\eta = 0,75$  – кпд для ГЦН.

Определение оптимальных параметров выступов проводится посредством многовариантных теплогидравлических расчетов АЗ модернизированного ЯР на компьютере по методике и программе [80].

Методика расчета [80] основана на работах [48, 75–79] и др. Возможен расчет ЯР с гладкими и шероховатыми твэлами. Трение и теплообмен шероховатых твэлов контролируются по опытным законам сопротивления и теплообмена для каналов с дискретной шероховатостью. Указанные законы теплообмена и трения в шероховатых трубах возможно применять для расчета характеристик продольно обтекаемых пучков шероховатых твэлов при использовании в качестве характерного размера эквивалентного диаметра пучка  $d_3^n$ .

Профили температур в твэле и теплоносителе рассчитываются с учетом зависимости свойств веществ от температуры, поэтому при расчете АЗ разбивается на 20 равных участков по ее высоте. Рассчитываются ТВС средней и максимальной нагрузки, контролируется запас до кризиса кипения  $m$ , предусматривается гидравлическое радиальное профилирование ЯР.

Вариантные теплогидравлические расчеты АЗ при поиске оптимальных параметров выступов твэлов проводились в диапазоне параметров выступов  $0,1 \geq 2h/d_3^n \geq 0,002$ ,  $t/h = 9 \div 90$  при скоростях течения воды  $W = 2 + 12$  м/с. Размеры твэлов, ТВС, АЗ и их основные параметры оставались постоянными.

Программа расчета ЯР [80] построена по структурно-модульному принципу, содержит управляющую программу и 19 подпрограмм (автономных модулей). Дополнительно в программе работает ряд служебных



подпрограмм, например, по расчету теплофизических свойств теплоносителя, оболочки твэла, топлива, газа в зазоре под оболочкой. Модели теплофизических свойств разработаны на базе справочных данных в широком интервале температур и давлений. Расчетные профили температур и некоторые другие результаты выводятся на печатающее устройство или дисплей. Теплотехническая надежность ЯР при расчете обеспечивается пересчетом допустимых значений ряда основных параметров: температуры топлива на оси твэла, температуры оболочки, уровня температур и подогрева теплоносителя в АЗ, запаса до кризиса кипения и др. В случае превышения указанных величин осуществляется пересчет.

Программа позволяет рассчитывать ЯР типа ВВЭР, PWR (США), охлаждаемые углекислым газом или гелием – AGR (Англия), HTGR (США и др.) на тепловых и быстрых нейтронах. Предусмотрены варианты ЯР: топливо –  $UO_2$ ,  $UC_2$ ; материал оболочки твэла – нержавеющая сталь, цирконий, реакторный графит.

Результаты расчета по программе [80] серийного ВВЭР-1000 с гладкими твэлами и реактора AGR с шероховатыми твэлами (АЗС «Хинкли-Пойнт В») совпали с их штатными показателями.

Расчеты модернизированного ВВЭР-1000 с выступами на твэлах показали, что оптимальному модернизированному ЯР соответствуют оптимальные параметры выступов:  $t/h = 30$  (15, 60);  $h/d_3^n = 0,001$  (при одинаковом числе  $Re$  близкий по эффективности вариант  $t/h = 30$  (15, 60);  $h/d_3^n = 0,002$ ).

Результаты сравнительного расчета модернизированного и серийного вариантов ЯР представлены в табл. 6.1.

Сопоставление результатов расчетов показывает, что температуры топлива, оболочки и воды в модернизированном ЯР одинаковы или (в большинстве случаев) меньше, чем в серийном варианте. Следовательно, модернизированный ЯР предпочтительнее, как менее термонагруженный. Оптимальные параметры выступов на твэлах обеспечили существенное уменьшение скорости воды  $W_{ср}$ ,  $W_n$  и ее расхода через АЗ при заметном повышении коэффициента  $\bar{\alpha}$  по сравнению с серийным ЯР. Это обусловило резкое улучшение теплогидравлического качества  $1/E'$  (в 2,5 раза) модернизированного ЯР относительно серийного и соответственно привело к значительной экономии электроэнергии  $\Delta E$  на перекачивание воды. Величина запаса  $m_n = 1,21$  определялась по формуле для гладких твэлов (если учесть влияние выступов, фактический запас увеличивается до уровня серийного и выше).

Сравнение характеристик модернизированного и серийного ядерного реактора ВВЭР-1000

Общие данные	Оптимальный модернизированный ВВЭР-1000	Серийный ВВЭР-1000
Мощность $Q$ , МВт	3000	3000
Среднее тепловыделение $\bar{q}_v$ , МВт/м <sup>3</sup>	111,1	111,1
Эквивалентный диаметр пучка $d_s^n$ , мм	10,137	10,137
Средняя температура воды, °С	297,4	304
Средняя температура оболочки твэла, °С	310	316
Среднезагруженная ТВС – индекс "ср"		
Максимальная температура топлива на оси твэла, °С	1180,5	1200
Максимальная температура оболочки твэла, °С	329,5	325,7
Высоконагруженная ТВС – индекс "в"		
Максимальная температура топлива на оси твэла, °С	2053,3	2090
Максимальная температура оболочки твэла, °С	331,1	329,3
Общие данные		
$W_{ср}$ , м/с	4	5,5
$W_v$ , м/с	8	10,5
$Re_{ср}$	$3,32 \cdot 10^5$	$4,7 \cdot 10^5$
Расход воды в АЗ, м <sup>3</sup> /ч	55179	75800
Подогрев воды в АЗ, °С	40,4	31
$\alpha$ , Вт/(м <sup>3</sup> ·К)	38192	36015,2
$m_s$	1,21	1,3
$1/E^*$	0,01	0,0246
$\Delta z$ , руб./год	$1,7 \cdot 10^5$	–

Следует обсудить расчетные оптимальные параметры выступов.

Согласно расчетам выступы высотой  $h/d_s^n > 0,002$  энергетически не выгодны – это закономерно. При  $h/d_s^n > 0,002$  в исследованном диапазоне шагов  $t/h$  и чисел  $Re$  универсальная высота выступов близка к теплогидравлически оправданному пределу  $h^+ < 160$  [80].

В реакторе АGR (АЗС «Хинкли-Пойнт-В», охлаждение  $CO_2$ ) опытным путем установлены оптимальные параметры выступов:  $h/d_s^n = 0,005$ ,  $t/h = 2 + 10$ . Оптимальная минимальная высота выступа в потоке газа должна быть соизмерима с суммарной толщиной подслоя и буферного слоя, в которых

сосредоточено основное термическое сопротивление потока газа, соответственно  $h_{\text{минг}}^+ = 30$ . В потоке воды основное термосопротивление располагается в подслое, поэтому  $h_{\text{минж}}^+ = 5$ . Следовательно, примерное отношение рекомендуемых высот выступов (при прочих равных условиях) для потоков газа и воды равно  $h_{\text{минг}}^+ / h_{\text{минж}}^+ = 6$ . Соотношение оптимальных высот выступов для твэлов AGR и ВВЭР-1000 составляет  $(h/d_s^n)_r / (h/d_s^n)_ж = 0,005/0,001 = 5$ . Можно считать, что расчетная высота выступа для ВВЭР согласуется с опытным размером его для AGR.

Оптимальный относительный расчетный шаг выступов  $t/h = 30$  соответствует рекомендованному интервалу  $t/h = 10 \div 25$  [59]. Отличие расчетного шага  $t/h$  для ВВЭР от его значения для AGR  $t/h \approx 10$  объясняется некоторой разницей процессов переноса вдоль потока за выступом на стенке для жидкости и газа [59]. Кроме того, известно, что при  $t/h = 10$  обеспечивается максимум теплоотдачи и гидросопротивления около стенки с выступами. Основная проблема AGR – низкая теплоотдача к потоку газа, поэтому возможно, что разработчики AGR использовали мвлый шаг  $t/h = 10$  для достижения высокого значения коэффициента  $\bar{\alpha}$  при несколько повышенной мощности прокачивания в АЗ и определенном отходе от минимального значения  $1/E'$ .

В целом результаты расчета оптимальной шероховатости твэлов удовлетворительно согласуются с теорией и практикой процессов интенсификации теплообмена в ядерной энергетике, что свидетельствует о справедливости методики и программы расчета ЯР с шероховатыми твэлами.

Значительная удельная мощность тепловыделения в ядерном топливе приводит к высоким термонапряжениям в топливных таблетках твэлов. Термопрочность элементов ЯР является одним из основных факторов, определяющих мощность и надежность ЯР. Поэтому необходимо контролировать не только температурные поля твэлов, но и термонапряжения в них.

Стационарные термонапряжения на поверхности ядерного топлива в твэле при отсутствии взаимодействия топлива с оболочкой и газом в зазоре между ними для стержневого твэла определяются формулой:

$$\sigma_r^{\max} = \sigma_z^{\max} = \frac{\alpha_w E_1 \bar{q}_v r_0^2}{8(1 - \mu_1) \lambda_1},$$

где  $\alpha_w$  – коэффициент термического расширения,  $1/K$ ;  $E_1$  – модуль упругости Юнга,  $H/m^2$ ;  $r_0$  – наружный радиус топливной таблетки,  $m$ ;  $\lambda_1$  – коэффициент теплопроводности,  $Вт/(m^2 \cdot K)$ ;  $\mu_1$  – коэффициент Пуассона;  $\bar{q}_v$  – удельное

тепловыделение, Вт/м<sup>3</sup>. Из формулы термонапряжений следует практическая одинаковость термонапряжений для серийного и модернизированного ЯР (при одинаковых температурах, свойствах топлива и тепловыделения в нем).

Таким образом, интенсификация теплообмена посредством шероховатости оболочки твэлов серийного ВВЭР-1000 обеспечивает улучшение температурного состояния и теплогидравлического качества АЗ.

#### 6.4.2. Охлаждение активной зоны АGR АЭС «Хинкли-Пойнт-В»

##### Исходные данные для расчета реактора типа АGR

Тип реактора	AGR
Теплоноситель	CO <sub>2</sub>
Материал оболочки твэла	Нерж. сталь
Вид топлива	UO <sub>2</sub>
Электрическая мощность, Вт	0,66·10 <sup>9</sup>
Кпд электрический	0,417
Среднее объемное тепловыделение, Вт/м <sup>3</sup>	4·10 <sup>6</sup>
Площадь поперечного сечения ТВС, м <sup>2</sup>	0,1156
Количество твэлов в одной ТВС, шт.	36
Наружный диаметр твэла, м	0,01566
Полная длина твэла, м	8,128
Площадь проходного сечения ТВС, м <sup>2</sup>	0,02172
Шаг твэла в ТВС, м	0,021
Допустимая температура топлива, °С	2800
Допустимая температура оболочки, °С	800
Толщина оболочки твэла, м	0,00038
Диаметр таблетки топлива, м	0,0145
Число дистанционирующих решеток, шт.	25
Коэффициент местного сопротивления входа	1,5
Коэффициент местного сопротивления выхода	1,5
Электромеханический кпд насосной установки	0,75
Высота активной зоны, м	8,128
Температура теплоносителя на выходе, °С	665
Давление теплоносителя на выходе, Па	4,214·10 <sup>6</sup>
Подогрев теплоносителя в активной зоне, °С	383
Средняя скорость теплоносителя, м/с	12

### Выходные данные при расчете реактора типа AGR

Электрическая мощность, Вт	$0,66 \cdot 10^9$
Температура теплоносителя на входе, °С	266,4
Температура теплоносителя на выходе, °С	651,8
Подогрев теплоносителя, °С	385,5
Среднее объемное тепловыделение, Вт/м <sup>3</sup>	$4 \cdot 10^6$
Кпд электрический	0,417
Число ячеек, шт.	421
Скорость теплоносителя, м/с	12
Расход теплоносителя, кг/с	3156
Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	2449,6
Мощность на прокачку, Вт	$26,2 \cdot 10^6$
Электромеханический кпд насосной установки	0,750
Гидравлическое сопротивление, Па	$0,187 \cdot 10^6$
Параметры выступов	
<i>t/h</i>	15
<i>h/d</i>	0,03
Обратный энергетический коэффициент	1,762

Результаты расчета реактора AGR хорошо совпали с техническими данными этого ЯР.

# **Часть III. ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ МНОГОКОНТУРНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭНЕРГОУСТАНОВОК**

## **Глава 7. ОСОБЕННОСТИ МНОГОКОНТУРНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК**

### **7.1. Тенденция развития систем охлаждения транспортных теплосиловых установок**

В современных теплосиловых установках в полезную работу преобразуется только 30 – 40% теплоты, выделившейся при сгорании топлива. Часть тепла уносится отработавшими газами (30 – 35%), а остальное отводится в охлаждающую воду и масло.

Решение задач «внешнего» теплообмена ДВС обеспечивается применением жидкостно-воздушных теплообменников трубчато-пластинчатого и трубчато-ленточного типов. Один из главных путей повышения экономичности энергоустановок – совершенствование теплообменного оборудования и разработка оборудования, оптимального именно для данной конкретной установки. Это можно осуществить внедрением рациональных способов интенсификации теплообмена, новых типов компоновок теплообменников и нагнетателей и применением методов проектирования оптимальных конструкций. Повышение интенсивности теплообмена между теплоносителями и рабочей поверхностью теплообменника реализуется с помощью механизмов, описанных в главе 2.

Наиболее широко на практике распространены способы интенсификации теплообмена геометрическими средствами (увеличение объемной компактности, формы поверхности, применение турбулизаторов типа выпямповки, прорезки, пуклевки) либо изменением режима течения теплоносителя.

Основными материалами для производства теплообменников служат цветные металлы: медь, олово, латунь. Вместе с тем имеется опыт проектирования и эксплуатации теплообменников из алюминиевых сплавов, которые по ряду показателей (вес, стоимость) превосходят соответствующие конструкции из меди и ее сплавов. В настоящее время усилился интерес к разработкам теплообменников из полимерных материалов, обладающих высокой технологичностью и возможностью автоматизации при их производстве, малым весом и стоимостью [79, 81].

Неотъемлемым элементом двигателей внутреннего сгорания является система смазки. Теплоотдача в масло двигателя с жидкостной системой охлаждения составляет 1,5 + 6,0% тепла, выделяемого при сгорании топлива [81, 82]. Существующие конструкции систем охлаждения масла двигателей можно разделить на системы с непосредственным охлаждением масла в поддоне двигателя, системы с воздушно-масляным теплообменником и с жидкостно-масляным теплообменником.

Системы с воздушно-масляными теплообменниками способны обеспечить более низкие температуры масла. Компонуется масляный радиатор в едином блоке с водяным и размещается перед водяным радиатором, за водяным радиатором или рядом с ним. Максимальная эффективность системы из двух теплообменников достигается при расположении спереди теплообменника с более низкой допускаемой температурой и низким коэффициентом теплопередачи (обычно это масляный радиатор).

Смешанные системы охлаждения масла осуществляются в жидкостно-масляных теплообменниках с промежуточным теплоносителем – водой. При этом может быть использован водяной контур системы охлаждения или автономный дополнительный контур.

Увеличение единичной мощности силовых установок приводит к росту потерь мощности в трансмиссии транспортного средства. Необходимость принудительной системы охлаждения с радиатором определяется путем сравнения теплового потока, выделяемого коробкой передач, и рассеиваемого ее корпусом. С увеличением передаваемой мощности и числа зацепления шестерен увеличивается тепловыделение в коробке передач, становится недостаточной теплорассеивающая способность ее корпуса и тогда необходима принудительная система охлаждения [83].

Существующие конструкции систем охлаждения масла коробки передач и теплорассеивающих устройств выполняются так же, как соответствующие системы и устройства для охлаждения масла двигателя [81, 83, 84].

Перспективным направлением увеличения единичной мощности силовых установок без увеличения их веса является повышение среднего эффективного давления воздуха с использованием газотурбинного наддува [85].

Из существующих способов охлаждения наддувочного воздуха чаще используется охлаждение наддувочного воздуха в охладителях рекуперативного типа. В качестве охлаждающих теплоносителей используют либо воздух (система воздух – воздух), либо охлаждающую жидкость (система с двумя теплообменниками – тепловоспринимающим и теплорассеивающим). В системах воздух – воздух теплообменник часто располагают перед водяным радиатором системы охлаждения двигателя. По такой схеме выполнены системы охлаждения наддувочного воздуха двигателей: СМД-19/20, СМД-21/22, СМД-72, Д260ТН. Недостатком этой схемы является большая длина и объем газопроводов, что затрудняет их компоновку. В системах с промежуточным теплоносителем используется та же жидкость, что и в системах охлаждения двигателя. Причем контур циркуляции может быть объединен с системой охлаждения двигателя. Однако при такой схеме нижний температурный предел охлаждения ограничен температурой воды двигателя, которая в закрытых системах охлаждения может достигать  $105 \div 115^\circ\text{C}$  [86]. На это указано также в работе [87], где отмечается, что водяное охлаждение экономично при больших давлениях наддува, так как температура воды двигателя, охлаждающей наддувочный воздух, достигает  $90 \div 100^\circ\text{C}$  и наблюдается тенденция к ее повышению.

Для увеличения глубины охлаждения наддувочного воздуха применяют автономный циркуляционный контур с температурой промежуточного теплоносителя ниже, чем в системе охлаждения двигателя (т.е. увеличивается температурный напор). Вместе с тем очевидно, что суммарный объем тепловоспринимающего и теплорассеивающего теплообменников в этом случае будет больше, чем в системах типа воздух – воздух. Однако преимуществом в этом случае является возможность объединения теплорассеивающего теплообменника с радиаторным блоком системы охлаждения двигателя. Таким образом, наиболее глубокое охлаждение и наибольшую эффективность обеспечивают схемы ОНВ с теплообменником воздух – воздух и с автономным циркуляционным контуром промежуточного теплоносителя.

Исследования, проводимые при разработке и создании моторно-силовых установок с гидромеханической передачей (ГМП), подтверждают необходимость создания специальной системы охлаждения ГМП. В разработках В.И. Ботяна и др. на примере системы охлаждения промышленных тракторов исследуются схемные решения системы охлаждения, обосновываются предельные температуры теплоносителей. Авторами предлагается максимально допустимую температуру рабочей жидкости ГМП установить на уровне  $110 - 120^\circ\text{C}$ , а температуру воды и масла в системе охлаждения двигателя принимать  $75 - 95^\circ\text{C}$ .



Рассмотрены и экспериментально исследованы схемы с жидкостно-воздушными теплообменниками и с использованием водомасляного теплообменника ГМП, включенного в контур циркуляции воды ДВС. Вместе с тем авторы не определяют наиболее рациональную компоновку радиаторного блока. Расположение перед водяным радиатором двигателя с допустимой температурой воды 95°C высокотемпературного контура охлаждения масла ГТР с максимальной температурой 120°C приводит к переразмериванию радиаторного блока. Дополнительно к рассмотренным контурам системы охлаждения необходимо отметить установку на некоторых транспортных машинах органов гидропривода и кондиционеров, которые также требуют индивидуальной системы охлаждения.

Таким образом, в современных транспортных машинах число независимых контуров системы охлаждения достигает 5–6. Использование в качестве теплорассеивающих устройств воздушно-жидкостных теплообменников ставит задачу исследования теплообмена в радиаторном блоке, результаты решения которой на основе выбранного критерия должны обеспечить максимальную эффективность системы охлаждения в целом, а не отдельных ее контуров. Проведенный анализ показывает, что в настоящее время эта задача не решена – основным направлением исследований остается повышение эффективности схемных решений и теплообменников отдельных контуров без учета всей их совокупности в рамках общей системы охлаждения транспортного средства.

Для решения поставленной задачи приводятся методы расчета и оптимизации транспортных теплообменников радиаторного блока многоконтурных систем охлаждения (МСО), позволяющие определять их конструктивные характеристики и энергозатраты на перемещение теплоносителей.

## 7.2. Особенности расчета многоконтурных систем охлаждения

Расчет количества теплоты, отводимой радиатором в окружающую среду, может быть определен по формуле Ньютона. Использование ее в практике расчетов весьма затруднительно, так как значения средних температур жидкости и воздуха на выходе заранее обычно не известны. Поэтому предпочтительнее использовать в расчетах не среднелогарифмический, а начальный температурный напор  $\Delta t_n$ . Для этого можно воспользоваться одной из безразмерных характеристик теплообменников, а именно, числом единиц переноса теплоты  $N_{tu}$ :

$$N_{tu} = \frac{k_{cp} F}{W_{min}}, \quad (7.1)$$

где  $k_{cp}$  – среднее значение коэффициента теплопередачи;  $F$  – площадь поверхности охлаждения;  $W_{\text{мин}} = Gc_p$  – водяной эквивалент теплоносителя.

Используя параметр  $N_{\text{ин}}$ , величину теплорассеивающей способности радиатора  $Q_p$ , полученную в работе [88], определяют в виде [84]:

$$Q_p = \frac{c_{pL} G_L (1 - e^{-N_{\text{ин}}})}{1 + [c_{pL} G_L / (2c_{pW} G_W)] (1 - e^{-N_{\text{ин}}})} \Delta t_n, \quad (7.2)$$

где индекс  $L$  относится к условиям на воздушной стороне,  $W$  – к условиям на жидкостной стороне радиатора.

В работе [84] разработана методика расчета радиаторов по начальному температурному напору с учетом затрат мощности на привод вентилятора, в соответствии с которой получено условие, отражающее взаимосвязь между параметрами, характеризующими радиатор.

При расчете радиаторов системы охлаждения считают, что поле скоростей и поле температур по сечению каналов теплоносителей равномерны. Однако в многорядном по глубине радиатора это допущение нарушается. Фактическое поле температур воздушного потока во фронтальной плоскости за каждым последующим рядом трубок по глубине неравномерное. Учет этого обстоятельства при расчете радиатора трактора «Кировец» показывает снижение его теплорассеивающей способности на  $3 \pm 8\%$  [89].

В работах, посвященных вопросам проектирования и расчета теплообменников трактора «Кировец», указано на необходимость выбора оптимального соотношения скоростей воздуха и охлаждающей жидкости, при котором обеспечивается минимальный расход мощности на привод насоса и вентилятора.

Для определения зависимости между скоростью охлаждающей жидкости и скоростью воздуха при заданных значениях рассеиваемого тепла  $Q = \text{const}$  и разности температур на входе в радиатор  $\Delta t$  использовано уравнение теплового баланса.

Анализ результатов его решения показывает, что при жесткой связи вентилятора и насоса с коленчатым валом двигателя соотношение скоростей воды и воздуха при изменении загрузки и оборотов двигателя не остается оптимальным. Из этого авторы делают вывод о необходимости применения гидромуфты, регулирующей привод вентилятора.

Такой подход наиболее эффективен в силовых установках с широким диапазоном изменения частоты вращения. В других случаях можно обеспечить рациональное соотношение скорости теплоносителей во всем диапазоне нагрузок двигателя, не усложняя конструкции установкой регулируемой гидромуфты.

При использовании рассмотренных методик для расчета новой конструкции ТА необходимо проведение предварительных лабораторных испытаний с целью определения соотношений, характеризующих теплоотдачу и сопротивление в этой конструкции. Но можно использовать численные методы расчета: теплообменник (трубчато-пластинчатый или трубчато-ленточный) расчленяется на множество идентичных элементов, для которых по литературным данным определяются обобщенные коэффициенты теплопередачи. В отличие от других методов здесь учитывается изменение параметров теплоносителя по длине теплообменного аппарата.

Анализ характеристик теплообменников может быть проведен графическим методом. Согласно этому методу геометрические параметры сердцевин и характеристики теплоносителей представляются в виде нескольких обобщенных параметрических комплексов, удобных для построения расчетных номограмм и графиков. Для получения этих компонентов и характерных параметров ТА разработана математическая модель, описывающая тепловые и гидромеханические процессы в нем. Основу модели составляют эмпирические зависимости, полученные путем статистической обработки большого количества результатов экспериментов.

Вопросы оптимизации параметров теплообменников рассматриваются в ряде работ. Так, исследование влияния различных схем охлаждения на размеры теплообменников охладителя наддувочного воздуха (ОНВ) [90] показало, что при заданных габаритах теплообменника задача достижения наилучших термодинамических показателей системы охлаждения наддувочного воздуха сводится к выбору оптимального сочетания характеристик теплопередающих поверхностей по обоим потокам теплоносителей.

Особый интерес представляет задача оптимизации системы взаимосвязанных теплообменников, например, при охлаждении наддувочного воздуха промежуточным теплоносителем.

Оптимизация системы теплообменников сводится к выбору сочетания величин тепловой эффективности теплообменников, при котором выбранный критерий эффективности (например объем, вес) принимает минимальное значение. Результаты расчета системы ОНВ применительно к дизелю 8ЧН12/12 в соответствии с начальными условиями показали, что возможно заметное снижение суммарного объема, а значит, массы и стоимости теплообменников при оптимальном выборе величин их тепловой эффективности.

Анализ методов расчета и оптимизации транспортных теплообменников показывает, что применение существующих расчетных методик, разработанных и апробированных для одиночных теплообменников, может приводить к существенной погрешности оценки теплорассеивающей

способности многорядных радиаторов и систем последовательно расположенных теплообменников.

Рассмотренные методы оптимизации направлены на выбор оптимального сочетания характеристик поверхностей по обоим потокам теплоносителей, а при оптимизации систем рассматриваются теплообменники одного контура. Методы расчета и оптимизации радиаторов независимых контуров системы охлаждения, объединенных в единый радиаторный блок, в литературе не выявлены.

### 7.3. Особенности аэродинамики вентилятора в моторном отсеке

Необходимым условием работы силовой установки транспортного средства существующих схем системы охлаждения является подача охлаждающего воздуха для отвода тепла непосредственно от двигателя (при воздушной системе охлаждения) либо от системы теплообменников (при жидкостной системе охлаждения).

В дизелях с турбонаддувом иногда используют дополнительный вентилятор для подачи охлаждающего воздуха в воздушно-воздушный радиатор системы ОНВ. В ряде случаев это оправдано удобством компоновки этих систем в моторном отсеке. Привод вентилятора в этом случае электрический с питанием от бортовой сети.

В специальных гусеничных машинах в стесненных условиях моторно-транспортного отделения применяют центробежные вентиляторы, обеспечивающие требуемые расходы в высоконапорных трассах систем охлаждения.

Известны предложения по использованию диаметральных вентиляторов в сельскохозяйственных машинах. Их основными преимуществами являются высокие коэффициенты расхода ( $0,1 < \varphi < 3$ ) и напора ( $2 < \psi < 6$ ). Это позволяет авторам рекомендовать их вместо центробежных и осевых вентиляторов для сокращения габаритных размеров и массы установки, а также снижения частоты вращения. Недостатком диаметральных вентиляторов является существенно меньшее значение КПД – максимальная величина его для лучших схем достигает  $0,50 \div 0,55$ .

Вместе с тем перспективно использование в тракторах и комбайнах роторных радиаторов, которые позволяют в одном узле совместить функции вентилятора и радиатора. Мощность воздушного потока, проходящего через радиатор, определяется в [85]

$$N = \frac{c_1 F_{\text{ФРР}}}{75j} (\rho G_L)^{m+1}, \quad (7.3)$$

где  $c_1$ ,  $m$  — характеристические параметры аэродинамического сопротивления, зависящие от применяемой в радиаторах поверхности охлаждения;  $F_{\text{фр}}$  — площадь фронтальной поверхности радиатора;  $\rho$ ,  $G_L$  — удельный вес и объемный расход воздуха.

С учетом приводимой величины общего механического и объемного кпд 20% фактическая мощность на привод вентилятора принимается в 5 раз больше мощности, необходимой для создания воздушного потока. Максимальная величина кпд вентиляторов обычно не превышает 0,3. Причиной низкой эффективности работы вентиляторов систем охлаждения следует считать стесненные условия их компоновки в подкапотном пространстве и несовершенную конструкцию. Исследования, проводимые с целью изучения экранирования узлами и деталями силовой установки воздушного потока в моторном отсеке колесного трактора, показывают, что при этом расход воздуха снижается на 20%, а затрачиваемая мощность увеличивается на 35%. Полученные в результате экспериментальных исследований напорные характеристики вентилятора на стенде и в условиях объекта существенно отличаются.

Результаты исследований по определению влияния экранирования входного сечения осевого вентилятора К-156 с плоским экраном приведены в работе [91]. Из них следует, что величина снижения напорной характеристики и кпд вентилятора зависят от относительных размеров экрана и его положения вдоль оси вентилятора. Снижение затрат мощности на привод вентилятора может быть достигнуто таким подбором вентилятора, чтобы его рабочая точка находилась на участке с максимальным кпд. Невыполнение этого условия приводит к дополнительным эксплуатационным затратам.

В работе [92] авторы используют так называемое теоретическое давление  $p_n$ , т. е. давление, которое создавал бы вентилятор, если бы его кпд ( $\eta$ ) был равен 1 на всех режимах работы, и которое всегда превышает полное давление вентилятора  $p_v$  [91, 93]. Это необходимо при оптимизации габаритно-массовых показателей теплообменников с учетом затрат мощности на привод вентилятора. Фактическое значение кпд определяется положением рабочей точки вентилятора на его безразмерной характеристике с учетом ее снижения при работе в условиях объекта.

Подбор аэродинамической схемы вентилятора и его расчет может быть выполнен по методике, разработанной в ЦАГИ [91, 94].

Размерные параметры вентилятора рассчитываются на основе безразмерной характеристики, определяемой коэффициентами производительности  $\phi$ , давления  $\psi$ , мощности  $\lambda$  и кпд вентилятора  $\eta$ . При данных значениях диаметра  $d$ , частоты вращения  $n$  и плотности  $\rho$  безразмерная характеристика

определяется коэффициентами  $\varphi$ ,  $\psi$ ,  $\eta$  и  $\lambda$  и пересчитывается в размерную (и наоборот) следующим образом:

$$G = 4,11 \cdot 10^{-2} d^3 n \varphi; \quad (7.4)$$

$$p_V = 13,45 \cdot 10^{-3} \rho d^2 n^2; \quad (7.5)$$

$$N = 0,55 \cdot 10^{-6} \rho d^5 n \lambda, \quad (7.6)$$

где  $G$ ,  $p_V$ ,  $N$  – соответственно расход воздуха, давление вентилятора, потребляемая мощность.

Этот подход может быть использован, например, в случае, когда диаметр и частота вращения заранее не заданы.

Рассмотренные методы позволяют подобрать и рассчитать вентиляторы для широкого диапазона внешних условий. Вместе с тем процесс расчета характеристик вентилятора предполагает графико-аналитическое решение задачи, что затрудняет использование ЭВМ при решении многовариантных оптимизационных задач определения параметров вентилятора в сложных системах, к которым относится МСО транспортных средств.

#### 7.4. Влияние засорения воздушных каналов сердцевин радиаторов на эффективность системы охлаждения

Одной из частых неисправностей систем охлаждения современных тракторов и комбайнов, вызывающих перегрев двигателя, а следовательно, остановку и простои машины или агрегата (т.е. снижение их надежности и безотказности), является загрязнение радиаторов. Одним из основных эксплуатационных требований, предъявляемых к современным сельскохозяйственным и транспортным машинам, является стойкость к засорению воздушных полостей радиаторов, их моторных установок взвешенными в воздухе частицами пыли и пожнивными остатками. Загрязненный воздух, проходя через сердцевин радиаторов системы охлаждения машин, вызывает загрязнение воздушных каналов сердцевин радиаторов. Проблема внешнего загрязнения радиаторов является актуальной для машин, эксплуатирующихся в сельском и лесном хозяйстве, на торфоразработках и в строительстве, в горной промышленности и в армейских условиях.

Так, например, по данным ГСКБ по комбайнам (г. Таганрог), при уборке засоренных зерновых культур самоходными комбайнами СК-4 наблюдается случаи до десяти вынужденных остановок за смену для очистки воздухозаборника и одна остановка для очистки радиатора с общей затратой времени на очистку 35,5 минут при полном времени работы 9,5 часа

В комбайне СК-4 «Нива» и СК-6 «Колос» установлены приспособления для автоматической очистки воздухозаборника, что сокращает время ухода за системой охлаждения двигателя и удлиняет сроки между забиваниями сердцевин радиатора.

Загрязнение радиаторов при работе, например, гусеничных тракторов на расчистке площадей от деревьев и на лесозаготовках, по данным фирмы «Катерпиллер», представляет собой очень сложную проблему. Когда эти работы выполняются при высокой температуре окружающего воздуха, необходимо 4 – 5 раз за смену останавливать машину для очистки радиатора. Эта очистка требует продолжительного времени простоя машины, так как попавший в радиатор загрязнитель можно удалять только водой или сжатым воздухом.

Засорение радиаторов вызывает снижение средней скорости движения гусеничных машин более чем в два раза [95] по сравнению со скоростью движения машин с чистыми радиаторами. Это объясняется быстрым ростом температуры воды и вынужденным переходом на более низкие передачи.

Практическое решение вопросов, связанных с защитой радиаторов от загрязнения и их очисткой (или самоочисткой), затруднено. Это приводит к необходимости создания, особенно на комбайнах, громоздких, металлоемких и достаточно сложных устройств, предназначенных для фильтрации воздуха, поступающего в радиатор.

Для водяных радиаторов могут иметь место три вида загрязнения: загрязнение внутренних поверхностей накипью, загрязнение внешних поверхностей мелкоструктурными загрязнителями и загрязнение фронтальной поверхности крупноструктурными загрязнителями. При эксплуатации машин всегда имеют место все три вида загрязнения, однако их количественное сочетание зависит от условий эксплуатации и конструкции машины, а также установленного на ней радиатора.

При экспериментальном исследовании радиаторов сельскохозяйственных машин после сезонной эксплуатации (на примере трактора К-700) обнаружено увеличение термического сопротивления воздушных каналов радиатора относительно исходных значений и снижение тепловой эффективности радиатора.

Внешние загрязнители радиаторов являются дисперсными системами и, как правило, состоят из частиц различного размера. Размер частиц – понятие условное вследствие разнообразных их форм и неправильности строения. Под размером частиц загрязнителя понимают величину их наибольшего поперечного сечения. По характеру своего воздействия на поверхность охлаждения радиаторов внешние загрязнители могут быть подразделены на два типа (учитывая, что минимальные размеры воздушных

каналов современных радиаторов 0,8 – 6,0 мм): а) мелкоструктурные загрязнители (дорожная и почвенная пыль, сажа и т.д.), когда размер наиболее крупных частиц загрязнителя меньше минимального размера воздушного канала радиатора; б) крупноструктурные загрязнители (полова, хвоя, торфяная крошка, насекомые и т.д.), когда размер наиболее крупных частиц загрязнителя больше минимального размера воздушного канала радиатора.

В свою очередь, фронтальная поверхность существующих радиаторов, подвергающаяся воздействию загрязненного воздушного потока, может иметь либо решетчатое (например, у радиаторов трубчато-пластинчатого типа), либо щелевое (у радиаторов из трубчатых пластин) строение.

Применяют несколько методов защиты радиаторов от внешних загрязнителей: а) фильтрация воздуха с помощью сеток, устанавливаемых в облицовку, расположенную перед радиатором (сетки задерживают крупноразмерные частицы загрязнителя, содержащегося в воздушном потоке); б) фильтрация воздуха вентиляторами нагнетательного типа.

Для схемы работы вентилятора на всасывание при экспериментальных исследованиях аэродинамики загрязнения радиаторов обнаружен различный характер отложения слоев загрязнения на фронтальной поверхности радиатора и на поверхности воздушных каналов по глубине радиатора. Фронтальная поверхность радиаторов загрязняется в основном крупными фракциями, которые в самом нижнем слое имеют размеры больше характерных размеров воздушных каналов.

Радиаторы трубчато-пластинчатого типа значительно больше подвержены засорению крупноструктурными загрязнителями, чем радиаторы из трубчатых пластин, фронтальная поверхность которых имеет щелевое строение.

При загрязнении фронтальной поверхности радиатора происходит непрерывное увеличение толщины слоя загрязнения, вследствие чего повышается аэродинамическое сопротивление и уменьшается расход воздуха через радиатор.

Стенки воздушных каналов по глубине радиаторов загрязняются преимущественно мелкоструктурными пылевидными фракциями. В работе [74] рассмотрен механизм возникновения мелкоструктурных загрязнений. Анализ засоренности воздушных каналов сердцевин радиаторов показал, что стенки каналов неравномерно покрыты слоем мелкодисперсной пыли, при этом наибольшая толщина слоя засорения располагается на выходе воздуха из каналов, постепенно уменьшаясь в направлении входа воздуха в каналы. Это объясняется тем, что на входе воздуха в каналы образуются пристенные вихревые системы, а профиль скорости является полностью



заполненным. При движении воздуха вдоль каналов сердцевины радиатора в них постепенно нарастает ламинарный пограничный слой, а профиль скорости приобретает параболический вид прежде всего у стенки каналов. На выходе воздуха из каналов ( $\ell_x/d_s \approx 25$ , где  $\ell_x$  — длина воздушного канала,  $d_s$  — эквивалентный гидравлический диаметр канала) параболический профиль скорости практически сформирован, а толщина ламинарного пограничного слоя достигает максимального значения. При попадании пылевых частиц в область ламинарного пограничного слоя происходит их коагуляция и оседание на стенках каналов. Поскольку толщина ламинарного пограничного слоя на выходе воздуха из каналов наибольшая, в этом сечении и происходит наибольшее отложение коагулированных пылевых частиц. Поэтому профиль сечения отложений на стенках вдоль каналов совпадает с профилем скорости в каналах.

На количество пыли, осевшей в каналах радиатора, влияют состав и вид загрязнения, скорость воздушного потока и конструкция поверхности охлаждения. Удельная загрязняемость поверхностей охлаждения мелкоструктурными загрязнителями при шахматном расположении трубок меньше, чем при коридорном.

Непрерывное загрязнение радиаторов трубчато-пластинчатого типа крупноструктурными загрязнителями приводит к снижению гелогидравлической эффективности радиаторов. При концентрации  $0,5 \text{ г/м}^3$  этих загрязнителей в воздушном потоке вода в системе охлаждения закипает через 2 часа работы в потоке, загрязнении половой, через 6–9 часов в потоке, загрязненном хвост и торфяной крошкой.

Загрязненность воздуха вокруг движущейся машины зависит от многих факторов: от назначения и конструкции машины, скорости и условий ее движения, скорости и направления ветра и т.д. Необходимость защиты радиаторов от внешнего загрязнения оказывает известное влияние на конструкцию машин, особенно комбайнов и тракторов сельскохозяйственного и промышленного назначения. В работах, посвященных исследованию влияния внешних загрязнителей на аэродинамические и тепловые характеристики водяных радиаторов, показано, что 66% всего термического сопротивления при загрязнении радиатора определяется загрязнениями фронта и лишь 13% — отложениями пыли в воздушных каналах. Причем интенсивность загрязнения теплообменников с шахматным расположением трубок в 2 раза ниже, чем при коридорном.

Для повышения эффективности водяных радиаторов необходимо увеличить количество отводимого тепла. Так как  $Q = k\Delta TF$  (где  $k$  — коэффициент теплопередачи радиатора,  $\Delta T = \text{const}$  по условиям эксплуатации,  $F$  — воздушная поверхность теплообмена), то увеличить  $Q$  можно

только за счет увеличения  $k$  и  $F$ . Этого можно достичь путем уменьшения величины  $d_3$ . При этом предел уменьшения значений  $d_3$  ограничен допустимой стойкостью к засорению взвешенными в воздухе частицами пыли и пожнивными остатками. Поэтому для различных машин минимальное значение  $d_3$  различно и определяется экспериментально. В водяных радиаторах коэффициент  $k$  практически равен коэффициенту теплоотдачи воздуха  $\alpha_{\text{воз}}$ . Поэтому уменьшение значений  $d_3$  увеличивает коэффициенты  $\alpha_{\text{воз}}$  и  $k$ , а также значения  $F$ . В результате в том же объеме сердцевины радиатора увеличивается количество отводимого тепла.

Эквивалентный диаметр  $d_3$  практически не зависит от мелкоструктурных загрязнителей, а полностью определяется крупноструктурными загрязнителями. По техническим условиям эксплуатации трубчато-пластинчатых радиаторов расстояние между пластинами охлаждения должно быть не менее 4–6 мм. При существующем в большинстве современных трубчато-пластинчатых радиаторов расстоянии между трубками 10–15 мм имеется возможность уменьшить этот размер до 6 мм, исходя из общепринятого расстояния между пластинами охлаждения 4–6 мм.

Размер воздушного канала радиатора для трактора (комбайна) МТЗ-5 – 4,5×7,5 мм; МТЗ-50 – 3×7,5 мм; ДТ-75 – 3,5×7,5 мм; К-700 – 4×5 мм; СК-4 – 6×7 мм; С-100 – 4,6×8,1 мм; Т-4 – 4×8 мм; ДТ-30 – 4,1×12 мм.

Из этих данных следует, что возможно использовать канал размерами 6×6 мм. Уменьшение этого размера с 6×12 до 6×6 мм ведет к увеличению поверхности теплообмена в том же объеме сердцевины радиатора с одновременным увеличением значения коэффициентов  $\alpha_{\text{воз}}$  и  $k$  и, как следствие, к увеличению отводимого радиатором тепла до 25%.

Таким образом, чтобы повысить эффективность систем охлаждения современных тракторов и комбайнов, надо уменьшить эквивалентный диаметр воздушного канала до размеров, допустимых по условиям засоряемости радиатора.

### **7.5. Упрощенная математическая модель теплообменника трубчато-пластинчатого типа с плоскими пластинами**

Успешное решение задачи по созданию оптимальной конструкции конкретного теплообменника возможно при наличии математической модели, достаточно точно описывающей протекающие в нем процессы.

Создание математической модели направлено на решение основных задач: определение теплоотдачи и гидравлических потерь со стороны охлаждаемой жидкости и воздуха, определение температурного состояния элементов матрицы.

В основу рассматриваемой модели положен метод элементарных балансов тепла, суть которого заключается в следующем: радиатор разбивается на ряд одинаковых элементов (количество элементов  $10^4 - 10^5$ ), один из которых показан на рис. 7.1 ( $S$  – расстояние между соседними трубками;  $S+d_1$  – шаг трубок в ряду;  $h$  – шаг ребер охлаждения). Выделенный участок трубки разбивается на простейшие элементы (цилиндрические и плоские), для каждого из которых составляется баланс тепла, включающий отвод тепла от жидкости к стенке, передачу его стенкой воздуху и ребру и теплоотдачу ребра.

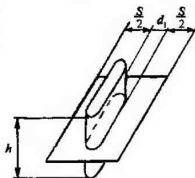


Рис. 7.1

Теплоотдача в трубке определяется по формуле:

$$Nu_x = A Re_x^n Pr_x^m \left[ \left( \frac{Pr_x}{Pr_w} \right)^k \right]. \quad (7.7)$$

В формуле (7.7) опытные константы  $A$ ,  $n$ ,  $m$ ,  $k$  выбираются в зависимости от режима течения по числу  $Re_x$ :

при  $Re_x < 2300$  (ламинарный режим течения)

$$A = 1,4; \quad n = 0,4; \quad m = 0,33; \quad k = 0,25;$$

при  $2300 \leq Re \leq 10000$  (переходный режим течения)

$$A = 0,00069; \quad n = 1,240; \quad m = 0,43; \quad k = 0;$$

при  $Re_x > 10000$  (турбулентный режим течения)

$$A = 0,021; \quad n = 0,8; \quad m = 0,43; \quad k = 0,25.$$

Коэффициент теплоотдачи жидкости:

$$\alpha_x = \frac{Nu_x \lambda_{ж.ж.}}{d_3}. \quad (7.8)$$

Течение воздуха в межтрубном канале рассматривается на трех характерных участках: I – входной, II – средний, III – выходной (рис. 7.2).

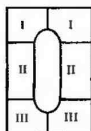


Рис. 7.2

Течение воздуха на участке I характеризуется резким ускорением потока из-за сужения проходного сечения. Кроме того, на этом участке поток набегаёт на трубку охлаждения. Теплоотдача при обтекании труб отличается от теплоотдачи при обтекании ребер охлаждения, поэтому в модели необходимо разделять эти элементы.

Теплоотдачу на охлаждающих пластинах можно рассматривать как теплоотдачу в трубке с эквивалентным

диаметром и определять ее по обычным формулам для течения в трубках и каналах с учетом режима течения воздуха:

при  $Re_n < 2300$

$$Nu_n = 0,33 Re_n^{0,5} Pr_n^{0,33} \left( \frac{Pr_n}{Pr_w} \right)^{0,25}; \quad (7.9)$$

при  $2300 \leq Re_n \leq 10000$

$$Nu_n = A Re_n^{0,43} \left( \frac{Pr_n}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (7.10)$$

где коэффициент  $A$  зависит от числа Рейнольдса;

при  $Re_n > 10000$

$$Nu_n = 0,022 Re_n^{0,8} Pr_n^{0,43} \epsilon_e, \quad (7.11)$$

где  $\epsilon_e = \frac{1,38}{(X/h)^{0,12}}$  — поправка, учитывающая теплообмен на входном участке;

$X$  — расстояние от входа до середины расчетного участка;  $h$  — шаг ребер охлаждения.

Если теплоотдача вычисляется по (7.9), то

$$\alpha = \frac{Nu_n \lambda_n}{X}, \quad (7.12)$$

а если по (7.10) и (7.11), то

$$\alpha = \frac{Nu_n \lambda_n}{d_n}. \quad (7.13)$$

Для определения теплоотдачи на лобовой и на тыльной поверхности трубок охлаждения воспользуемся формулами для определения теплоотдачи при поперечном обтекании пучков трубок.

При смешанном режиме течения средний коэффициент теплоотдачи определенного ряда пучка вычисляется по формуле

$$Nu_n = c Re_n^n Pr_n^{0,33} \left( \frac{Pr_n}{Pr_w} \right)^{0,25} \epsilon_r \epsilon_g, \quad (7.14)$$

где для шахматных пучков  $c = 0,41$ ;  $n = 0,6$ ; для коридорных пучков  $c = 0,26$ ;  $n = 0,65$ .

Для нашего случая трубчато-пластинчатого радиатора с коридорным расположением трубок поправки  $\epsilon_r$  и  $\epsilon_g$  взаимно компенсируют друг друга, поэтому ими можно пренебречь.

Распределение коэффициента теплоотдачи по периметру трубки показывает, что на лобовой части теплоотдача в 1,3 раза больше средней по трубке, а на тыльной части составляет 0,7 от средней теплоотдачи.

В результате для вычисления теплоотдачи на лобовой части трубки охлаждения имеем формулу:

$$Nu_n = 0,338 Re_n^{0,65} Pr_n^{0,33} \left( \frac{Pr_n}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (7.15)$$

а для тыльной части

$$Nu_n = 0,182 Re_n^{0,65} Pr_n^{0,33} \left( \frac{Pr_n}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (7.16)$$

В этих формулах при вычислении числа Рейнольдса за характерный размер берется соответственно диаметр лобовой и тыльной части трубки.

При расчете температуры в лобовой части трубки приняты следующие допущения:

- 1) температура по толщине трубок постоянна;
- 2) температура в поперечном сечении трубки в расчетном секторе постоянна;
- 3) граничные условия со стороны жидкости и воздуха в расчетном секторе постоянны.

Рассмотрим тепловой баланс трубки на бесконечно малом участке  $dx$  (рис. 7.3). От охлаждаемой жидкости внутренние стенки трубки получают количество теплоты  $Q_1$ , внешняя стенка на том же участке отдает в охлаждающий воздух количество тепла  $Q_2$ . Из-за теплоотвода в ребро охлаждения в стенке трубки возникает тепловой поток: в выделенный элемент входит количество тепла  $Q_3$  и выходит из него  $Q_4$  в рассматриваемый момент времени.

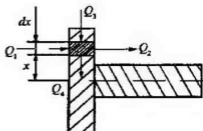


Рис. 7.3

Тогда

$$\begin{aligned} Q_1 &= \pi R_{\text{ж}} \alpha_{\text{ж}} (t_{\text{ж}} - t_w) dx; & Q_2 &= \pi R_{\text{в}} \alpha_{\text{в}} (t_w - t_{\text{в}}) dx; \\ Q_3 &= -\pi \frac{R_{\text{ж}} + R_{\text{в}}}{2} \xi \lambda_r \delta_r \left( \frac{dt_w}{dx} \right)_x; & Q_4 &= -\pi \frac{R_{\text{ж}} + R_{\text{в}}}{2} \xi \lambda_r \delta_r \left( \frac{dt_w}{dx} \right)_{x+dx}, \end{aligned} \quad (7.17)$$

где  $R_{\text{ж}}$  – внутренний радиус трубки;  $\alpha_{\text{ж}}$  – коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости;  $R_{\text{в}}$  – внешний радиус трубки;  $\alpha_{\text{в}}$  – коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха;  $\xi \leq 1$  – коэффициент, учитывающий

засоряемость теплообменника;  $\lambda_t$ ,  $\delta_t$  — температура и коэффициент теплопроводности материала трубки и толщина трубки.

Тепловой баланс на элементе  $dx$ :

$$Q_1 + Q_4 - Q_3 - Q_2 = 0. \quad (7.18)$$

Подставляя в (7.18) соответствующие значения тепловых потоков из системы (7.17), после преобразования получим:

$$\frac{d^2 t_w}{dx^2} - \frac{2(R_{ж}\alpha_{ж} + R_{в}\alpha_{в})}{(R_{ж} + R_{в})\xi\lambda_t\delta_t} t_w + \frac{2(R_{ж}\alpha_{ж} + R_{в}\alpha_{в}t_n)}{(R_{ж} + R_{в})\xi\lambda_t\delta_t} = 0. \quad (7.19)$$

$$p^2 = \frac{2(R_{ж}\alpha_{ж} + R_{в}\alpha_{в})}{(R_{ж} + R_{в})\xi\lambda_t\delta_t}; \quad (7.20)$$

$$q = \frac{2(R_{ж}\alpha_{ж} + R_{в}\alpha_{в}t_n)}{(R_{ж} + R_{в})\xi\lambda_t\delta_t}. \quad (7.21)$$

После преобразований уравнение (7.19) примет вид

$$\frac{d^2 t_w}{dx^2} - p^2 t_w + q = 0.$$

Решением этого уравнения будет выражение

$$t_w = c_1 e^{px} + c_2 e^{-px} + \frac{q}{p^2}. \quad (7.22)$$

Константы интегрирования  $c_1$  и  $c_2$  находим их условий:

при  $x = 0$

$$c_1 + c_2 + \frac{q}{p^2} = t_w^1, \quad (7.23)$$

( $t_w^1$  — температура стенки трубки под ребром охлаждения);

при  $x = h/2$

$$\frac{dt_w}{dx} = c_1 p e^{p \frac{h}{2}} - c_2 p e^{-p \frac{h}{2}} = 0. \quad (7.24)$$

Решая систему уравнений (7.23) и (7.24), определим значения  $c_1$  и  $c_2$ :

$$c_1 = \frac{\left(t_w^1 - \frac{q}{p^2}\right) e^{-p \frac{h}{2}}}{2 \operatorname{ch}\left(p \frac{h}{2}\right)}; \quad c_2 = \frac{\left(t_w^1 - \frac{q}{p^2}\right) e^{p \frac{h}{2}}}{2 \operatorname{ch}\left(p \frac{h}{2}\right)}. \quad (7.25)$$

Температура в эквивалентном ребре лобовой части, представленном на рис. 7.4 (1 – действительное ребро, 2 – эквивалентное ребро, 3 – трубка), определяется при следующих допущениях:

- 1) температура по толщине ребра постоянна;
- 2) температура ребра изменяется только по радиусу;
- 3) граничные условия в пределах эквивалентного ребра постоянны.

Рассмотрим тепловой баланс элемента  $dR$  (рис. 7.5).

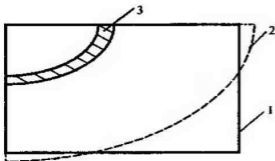


Рис. 7.4

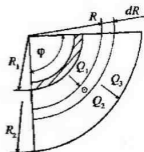


Рис. 7.5

Тепло в количестве  $Q_1$  поступает в элемент  $dR$  из лобовой части трубки за счет теплопроводности. Из элемента  $dR$  тепло в количестве  $Q_2$  уходит в результате теплопроводности и в количестве  $Q_3$  – вследствие теплоотдачи в окружающий воздух:

$$Q_1 = -\frac{d\Theta}{dR} \xi \lambda_p \delta_p R \varphi;$$

$$Q_2 = -\left(\frac{d\Theta}{dR}\right)_{R+dR} \xi \lambda_p \delta_p (R+dR) \varphi; \quad (7.26)$$

$$Q_3 = 2\xi \alpha_p \Theta (R+dR) dR \varphi,$$

где  $\lambda_p$ ,  $\delta_p$  – коэффициент теплопроводности и толщина ребра охлаждения;  $\alpha_p$  – коэффициент теплоотдачи на поверхности ребра;  $\Theta = t_p - t_a$ ;  $t_p$  – температура ребра;  $t_a$  – температура охлаждающего воздуха.

Тепловой баланс на элементе  $dR$ :

$$Q_1 - Q_2 - Q_3 = 0. \quad (7.27)$$

Подставив в (7.27) соответствующие значения из (7.26), выполнив преобразование и отбросив члены высшего порядка малости, получим:

$$\frac{d^2\Theta}{dR^2} + \frac{1}{R} \frac{d\Theta}{dR} - m^2\Theta = 0, \quad (7.28)$$

где  $m = \sqrt{2\alpha_p / \epsilon \lambda_p \delta_p}$ .

Положим  $y = mR$ , тогда

$$\frac{1}{R} = \frac{m}{y}; \quad \frac{d\Theta}{dR} = m \frac{d\Theta}{dy}; \quad \frac{d^2\Theta}{dR^2} = m^2 \frac{d^2\Theta}{dy^2}. \quad (7.29)$$

Подставив (7.29) в (7.28), получим:

$$\frac{d^2\Theta}{dy^2} + \frac{1}{y} \frac{d\Theta}{dy} - \Theta = 0. \quad (7.30)$$

Решением уравнения (7.30) будет выражение

$$\Theta = \Phi_1 I_0(y) + \Phi_2 K_0(y), \quad (7.31)$$

где  $I_0(y)$  и  $K_0(y)$  — соответственно функция Бесселя нулевого порядка от мнимого аргумента и функция Макдональда.

Для отыскания постоянных интегрирования воспользуемся значением температуры у основания ребра и значением теплового потока в наружном торце ребра (положим его равным нулю).

При  $R=R_1$

$$\Theta = \Theta^1 = Kt_w^1 - t_n = \Phi_1 I_0(mR_1) + \Phi_2 K_0(mR_1).$$

При  $R=R_2$

$$\frac{d\Theta}{dR} = 0 = \Phi_1 I_1(mR_2) + \Phi_2 K_1(mR_2), \quad (7.32)$$

где  $K \leq 1$  — коэффициент, учитывающий качество соединения ребра охлаждения с трубкой, зависит от способа соединения (пайка, дорнование или склейка). В нашем случае из-за большой поверхности контакта ребра с трубкой и соединения пайкой коэффициент может быть принят равным единице.

Решая систему уравнений (7.32), получим значение констант интегрирования  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$ :

$$\begin{aligned} \Phi_1 &= \frac{\Theta^1 K_1(mR_2)}{K_1(mR_2)I_0(mR_1) + K_0(mR_1)I_1(mR_2)}, \\ \Phi_2 &= \frac{\Theta^1 I_1(mR_2)}{K_1(mR_2)I_0(mR_1) + K_0(mR_1)I_1(mR_2)}. \end{aligned} \quad (7.33)$$

Подставив (2.27) в (2.25), получим

$$\Theta = \Theta^1 \frac{K_1(mR_2)I_0(mR) + I_1(mR_2)K_0(mR)}{K_1(mR_2)I_0(mR_1) + K_0(mR_1)I_1(mR_2)}. \quad (7.34)$$



Для определения неизвестной температуры  $t_w^1$  в основании ребра рассмотрим баланс тепла через расчетный элемент, который представлен на рис. 7.6.

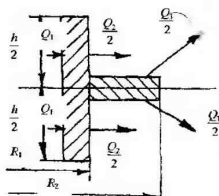


Рис 7.6

Для рассматриваемого элемента запишем:

$$Q_1 = 2\alpha_{ж}\varphi R_{ж} \int_0^{h/2} (t_{ж} - t_w) dx;$$

$$Q_2 = 2\alpha_{в}\varphi R_{в} \int_0^{h/2} (t_w - t_{в}) dx; \quad (7.35)$$

$$Q_3 = -\xi\lambda_{п} \left. \frac{d\Theta}{dR} \right|_{R=R_1} F_{п} \left. \right|_{R=R_1} = -\varphi R_1 \delta_{п} \xi \lambda_{п} \frac{d\Theta}{dR},$$

где  $Q_1$  — тепло, поступающее к внутренней стенке трубки со стороны охлаждаемой жидкости;  $Q_2$  — тепло, отводимое охлаждающим воздухом с наружных стенок трубок;  $Q_3$  — тепло, отводимое через ребро охлаждения;  $\varphi$  — сектор дуги в расчетном элементе.

Тепловой баланс запишется в виде  $Q_1 - Q_2 - Q_3 = 0$ .

Обозначим:

$$A = (\alpha_{ж} R_{ж} t_{ж} + \alpha_{в} R_{в} t_{в}) h;$$

$$B = 2(\alpha_{ж} R_{ж} + \alpha_{в} R_{в}) \frac{1}{p} \operatorname{th} \left( p \frac{h}{2} \right);$$

$$D = 2(\alpha_{ж} R_{ж} + \alpha_{в} R_{в}) \frac{q}{p^2} \left[ \frac{h}{2} - \frac{1}{p} \operatorname{th} \left( p \frac{h}{2} \right) \right]; \quad (7.36)$$

$$E = R_1 \delta_{п} \xi \lambda_{п} m \frac{I_1(mR_2)K(mR_1) + I_1(mR_1)K_1(mR_2)}{K_1(mR_2)I_0(mR_1) + K_0(mR_1)I_1(mR_2)}$$

Решение имеет вид:

$$t_w^1 = \frac{A - D + t_n E}{B + E}. \quad (7.37)$$

Теплоотвод через лобовую часть трубки равен тепловому потоку от охлаждаемой жидкости к стенке трубки, т.е.:

$$Q_1 = 2\alpha_{ж} \varphi R_{ж} \int_0^{h/2} (t_{ж} - t_w) dx =$$

$$= 2\varphi \alpha_{ж} R_{ж} \left[ t_{ж} \frac{h}{2} - \frac{t_w^1 - \frac{q}{p^2}}{p} \operatorname{th} \left( p \frac{h}{2} \right) - \frac{q}{p^2} \frac{h}{2} \right]. \quad (7.38)$$

Поскольку  $\varphi = \frac{\pi}{2}$ , а в расчетную ячейку входят два таких элемента, то тепловой поток от жидкости в лобовой части трубки в расчетной ячейке запишем:

$$Q_{\text{лоб}} = 2\pi R_{ж} \alpha_{ж} \left[ \frac{h}{2} \left( t_{ж} - \frac{q}{p^2} \right) + \frac{q}{p^2} - \frac{t_w^1}{p} \operatorname{th} \left( p \frac{h}{2} \right) \right]. \quad (7.39)$$

В квадратных скобках формулы (7.39) первый член суммы — теплоотвод через трубку, второй — теплоотвод через ребро охлаждения.

На участке III (см. рис. 7.2), т.е. на тыльной части трубки, расчет производится точно так же, как и на лобовой части трубки.

Температуру и теплоотвод в средней части трубки (на участке II, рис. 7.2) определяем из баланса (рис. 7.7):

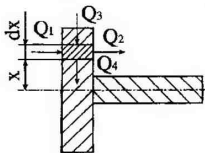


Рис. 7.7

$$Q_1 + Q_4 - Q_3 - Q_2 = 0, \quad (7.40)$$

где

$$Q_2 = \alpha_n (t_{w1} - t_n)_n dx; \quad Q_3 = -\xi \lambda_r \delta_{r_n} \left( \frac{dt_{w1}}{dx} \right)_x; \quad Q_4 = -\xi \lambda_r \delta_{r_n} \left( \frac{dt_{w1}}{dx} \right)_{x+dx}. \quad (7.41)$$

Подставив в (7.40) выражения из (7.41) и проведя необходимые преобразования, получим:

$$\frac{d^2 t_{w_i}}{dx^2} + p_1^2 t_{w_i} + q_1 = 0, \quad (7.42)$$

где

$$q_1 = \frac{L_{ж} t_{ж} + L_{в} t_{в}}{\xi \lambda_r \delta_r}; \quad p_1 = \sqrt{\frac{L_{ж} + L_{в}}{\xi \lambda_r \delta_r}};$$

$$t_{w_i} = c_1^1 e^{p_1 x} + c_2^1 e^{-p_1 x} + \frac{q_1}{p_1^2}; \quad (7.43)$$

$$c_1^1 = \frac{(t_w^1 - q/p_1^2) e^{-p_1 \frac{h}{2}}}{2 \operatorname{ch}\left(p_1 \frac{h}{2}\right)}; \quad c_2^1 = \frac{(t_w^1 - q/p_1^2) e^{-p_1 \frac{h}{2}}}{2 \operatorname{ch}\left(p_1 \frac{h}{2}\right)}.$$

Температурное поле ребра (рис. 7.8) на участке II определяем из уравнения теплового баланса:

$$Q_1 - Q_2 - Q_3 = 0, \quad (7.44)$$

где

$$Q_1 = \xi \lambda_p b \delta_p \left( \frac{dt_p}{dx} \right)_x; \quad Q_2 = \xi \lambda_p b \delta_p \left( \frac{dt_p}{dx} \right)_{x+d}; \quad Q_3 = 2hb_n (t_p - t_n) dx. \quad (7.45)$$

Подставив (7.45) в (7.44), получим

$$\frac{d^2 \Theta}{dx^2} - m^2 \Theta = 0, \quad (7.46)$$

где  $\Theta = t_p + t_n$ ;  $m = \sqrt{2\alpha_b / \xi \lambda_p \delta_p}$ .

Решением (7.46) будет:

$$\Theta = \Phi_1^1 e^{m x} + \Phi_2^1 e^{-m x}. \quad (7.47)$$

Константы  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$  находим из условий:

$$\begin{aligned} \text{при } x = 0 \quad \Theta = \Theta^1 = t_w^1 - t_n = \Phi_1^1 + \Phi_2^1; \\ \text{при } x = S/2 \quad \frac{d\Theta}{dx} = m \left( \Phi_1^1 e^{m \frac{S}{2}} - \Phi_2^1 e^{-m \frac{S}{2}} \right) = 0. \end{aligned} \quad (7.48)$$

Решая систему (7.48), получим:

$$\Phi_1^1 = \frac{\Theta^1 e^{-m \frac{S}{2}}}{2 \operatorname{ch}\left(m \frac{S}{2}\right)}; \quad \Phi_2^1 = \frac{\Theta^1 e^{m \frac{S}{2}}}{2 \operatorname{ch}\left(m \frac{S}{2}\right)}. \quad (7.49)$$

Подставив (7.49) в (7.47) получим:

$$\Theta = \frac{\Theta^1 \left( e^{-\frac{mS}{2}} e^{mx} + e^{\frac{mS}{2}} e^{-mx} \right)}{2 \operatorname{ch} \left( m \frac{S}{2} \right)} = \Theta^1 \frac{\operatorname{ch} \left[ m \left( \frac{S}{2} - x \right) \right]}{\operatorname{ch} \left( m \frac{S}{2} \right)} \quad (7.50)$$

Как и для участка I, для определения  $\Theta^1$  составляем уравнение теплового баланса для всего расчетного элемента участка II (рис. 7.9):

$$Q_1 - Q_2 - Q_3 = 0, \quad (7.51)$$

где

$$Q_1 = 2\alpha_{ж} \int_0^{h/2} (t_{ж} - t_{w1}) dx, \quad (7.52)$$

$$Q_2 = 2\alpha_{в} \int_0^{h/2} (t_{w1} - t_{в}) dx$$

( $Q_1$  — тепло, поступающее от жидкости к внутренней стенке трубки;  $Q_2$  — тепло, поступающее от наружной стенки трубки в охлаждающий воздух;  $Q_3$  — тепло, отводимое по ребру охлаждения).

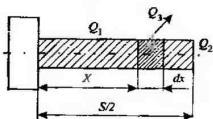


Рис. 7.8

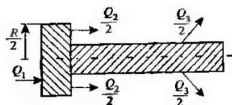


Рис. 7.9

Подставив (7.52) в (7.51), получим

$$t_{w1}^1 = \frac{A_1 - D_1 + t_{в} E_1}{B_1 + E_1}, \quad (7.53)$$

где

$$A_1 = (\alpha_{ж} t_{ж} + \alpha_{в} t_{в}) \frac{h}{2}; \quad B_1 = \frac{\alpha_{ж} + \alpha_{в}}{\rho_1} \operatorname{th} \left( \rho_1 \frac{h}{2} \right);$$

$$D_1 = (\alpha_{ж} + \alpha_{в}) \frac{q}{p^2} \left[ \frac{h}{2} - \frac{1}{p} \operatorname{th} \left( \rho_1 \frac{h}{2} \right) \right]; \quad E_1 = \frac{\alpha_{п}}{m} \operatorname{th} \left( m \frac{S}{2} \right).$$

Теплоотвод через боковую стенку охлаждающей трубки вычисляется по формуле, аналогичной (7.39):

$$Q_{\text{бок}} = 4\ell\alpha_{\text{ж}} \left[ \frac{h}{2} \left( t_{\text{ж}} - \frac{q_1}{P_1^2} \right) + \frac{\frac{q_1}{P_1^2} - t_{\text{ж}}^1}{P_1} \operatorname{th} \left( P_1 \frac{h}{2} \right) \right], \quad (7.54)$$

где  $\ell$  — длина боковой части трубки.

Суммарный теплоъем равен сумме теплоъемов на отдельных участках:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\text{лоб}} + Q_{\text{бок}} + Q_{\text{тылн}}.$$

Изменение температуры жидкости в данной трубке в пределах данного расчетного элемента вычисляется по формуле:

$$\Delta t_{\text{ж}} = \frac{Q_{\Sigma}}{G_{\text{ж}} c_{p_{\text{ж}}}}, \quad (7.55)$$

Подогрев воздуха определяется на каждом расчетном участке (см. рис. 7.2):

$$\Delta t_j = Q_j / GC_{p_{\text{в}}}. \quad (7.56)$$

Подогрев воздуха по всем расчетным участкам определяет его подогрев при прохождении одного ряда трубок, а сумма подогрева воздуха по всем рядам трубок определяет его подогрев при прохождении всей сердцевины радиатора.

## 7.6. Математическая модель вентилятора многоконтурной системы охлаждения

### 7.6.1. Аэродинамические характеристики теплообменников трубчато-пластинчатого типа с плоскими пластинами

Для определения характеристик нагнетателя, обеспечивающего движение воздуха через матрицу радиатора, необходимо определить возникающие при этом аэродинамические потери. При расчете полагаем, что течение одномерное.

Основные физические воздействия, изменяющие скорость движения воздуха в матрице:

- геометрическое воздействие — изменение площади поперечного сечения по длине канала;
- воздействие трением;
- тепловое воздействие нагревом воздуха.

Связь этих воздействий с изменением скорости воздуха определяется уравнением

$$\frac{dW}{W} (M^2 - 1) = \frac{dF}{F} - \frac{k}{a_0^2} dL_r - \frac{k-1}{a_0} dQ_e, \quad (7.57)$$

где  $F$  – площадь поперечного сечения;  $M$  – число Маха;  $k$  – показатель адиабаты для воздуха;  $L_r$  – работа воздуха против сил трения;  $Q_e$  – подведенное или отведенное тепло.

В общем виде уравнение (7.57) не решается. Поскольку скорость течения воздуха незначительна по сравнению со скоростью звука, то влияние изменения площади можно рассчитывать как местное сопротивление (для данного тракта это условие вполне приемлемо). Расчет потерь давления на этих сопротивлениях производится по формуле.

$$\Delta p_{\text{мест}} = \xi \rho_{\text{в}} \frac{W_{\text{в}}^2}{2}, \quad (7.58)$$

где  $W_{\text{в}}$  – скорость воздуха на самом узком участке;  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления:

$$\text{при сужении} \quad \xi_{\text{суж}} = 0.5 \left( 1 - \frac{S}{S+d_1} \right);$$

$$\text{при расширении} \quad \xi_{\text{расш}} = \left( 1 - \frac{S}{S+d_1} \right)^2$$

( $S$  – расстояние между соседними трубками;  $(S+d_1)$  – шаг трубок по ряду).

Для расчета потерь от других воздействий положим, что они независимы. В этом случае из уравнения (7.57) получим два отдельных уравнения: одно по учету воздействия трения, другое – по учету воздействия подогрева.

Потери от трения получаем из уравнения (7.57), приравняв к нулю  $dF$  и  $dQ_e$ :

$$\frac{dW}{W} (M^2 - 1) = \frac{k}{a_0^2} dL_r. \quad (7.59)$$

Отсюда потери давления определяются в виде [1]:

$$\Delta p_{\text{тр}} = p_1^* - p_2^* = p_1^* \left[ 1 - \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \left( \frac{1 - \frac{k-1}{k+2} \lambda_1^2}{1 - \frac{k-1}{k+2} \lambda_2^2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \right], \quad (7.60)$$

где  $p_1^*$  – заторможенное давление на входе в трубу;  $p_2^*$  – заторможенное давление на выходе из трубы;  $\lambda_1, \lambda_2$  – приведенные скорости на входе и выходе из трубы.

Потери давления за счет нагрева воздуха:

$$\Delta p_{\text{нагр}} = p_1^* - p_2^* = p_1^* \left[ 1 - \frac{1 + \lambda_1^2}{1 + \lambda_2^2} \left( \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_2^2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \right]. \quad (7.61)$$

Потери давления на радиаторе  $j$ -го контура охлаждения определяются как сумма местных потерь, потерь от нагрева и от трения. Полные потери давления на многоконтурной системе определяются как сумма потерь на всех контурах охлаждения при их последовательном расположении:

$$\Delta p_{\text{сист}} = \sum \Delta p_{\text{суж}j} + \sum \left( \sum \Delta p_{\text{суж}i} + \sum \Delta p_{\text{тр}i} + \sum \Delta p_{\text{нагр}i} \right)_j + \sum \Delta p_{\text{расш}j}, \quad (7.62)$$

где  $j = 1, 2, \dots, m$  – число независимых контуров охлаждения;  $i = 1, 2, \dots, n$  – число рядов трубок в отдельном радиаторе;  $\Delta p_{\text{сист}}$  – полная потеря давления на многоконтурной системе;  $\Delta p_{\text{суж}j}$  – аэродинамическое сопротивление внезапного расширения перед фронтом  $j$ -го контура охлаждения;  $\Delta p_{\text{расш}j}$  – аэродинамическое сопротивление внезапного сужения после радиатора  $j$ -го контура охлаждения;  $\Delta p_j$  – аэродинамическое сопротивление радиатора  $j$ -го контура охлаждения;  $\Delta p_{\text{мест}i}$  – аэродинамическое сопротивление внезапного сужения или расширения после трубки  $i$ -го ряда  $j$ -го контура охлаждения;  $\Delta p_{\text{тр}i}$  – аэродинамическое сопротивление от трения вдоль трубки  $i$ -го ряда  $j$ -го контура охлаждения;  $\Delta p_{\text{нагр}i}$  – аэродинамическое сопротивление от нагрева вдоль трубки  $i$ -го ряда  $j$ -го контура охлаждения.

При фронтальном же расположении теплообменников всех контуров полная потеря давления будет:

$$\Delta p_{\text{сист}} = \sum \Delta p_{\text{суж}i} + \sum \Delta p_j + \sum \Delta p_{\text{расш}i} = \sum \Delta p_{\text{суж}i} + \sum \Delta p_{\text{суж}i} + \sum \Delta p_{\text{тр}i} + \sum \Delta p_{\text{нагр}i} + \sum p_{\text{расш}i},$$

т.е. значительно меньше, чем при других компоновках.

### 7.6.2. Методика оптимизации параметров осевого вентилятора на базе альтернативных аэродинамических схем

Система охлаждения силовой установки включает две составные части, одной из которых является радиаторный блок, другой – нагнетатель воздуха. Относительная независимость процессов теплообмена в блоке и аэродинамике вентилятора позволяет использовать для их описания соответствующие математические модели, взаимодействующие путем передачи общих параметров. В реальных условиях компоновки воздушного тракта системы охлаждения происходит деформация аэродинамических характеристик вентилятора, что приводит к нарушению заданных условий

теплообмена и снижению эффективности системы охлаждения. В этих условиях актуальной задачей является разработка его математической модели для альтернативных аэродинамических схем с учетом снижения их характеристик в объекте установки.

Исходной базой при разработке математической модели вентилятора являются зависимости, описывающие изменения его размерных параметров от исходных безразмерных коэффициентов, характеризующих рассматриваемую аэродинамическую схему.

Алгоритмом расчета вентилятора предусмотрена совместная работа программы расчета радиатора, результаты которой являются исходными данными для определения характеристик вентилятора. К ним относятся температура и давление потока за радиатором, скорость воздуха перед вентилятором, его габариты, температура окружающего воздуха. Расчеты проводятся для всех или нескольких аэродинамических схем вентилятора с высоким статическим кпд из имеющегося массива исходных данных, определяющих их безразмерные параметры  $\Phi$ ,  $\Psi$ ,  $\eta_{ст}$ .

При создании системы охлаждения могут быть введены ограничения на допустимые величины диаметра вентилятора и его максимальных оборотов.

Исходным в расчете характеристик вентилятора является определение сопротивления всей воздушной трассы. В соответствии с результатами экспериментальной продувки воздушного тракта все сопротивление в сети отнесено к линии всасывания с коэффициентом запаса 1,05 и определяется по формуле:

$$P_{\Sigma} = (B_0 - P_{дав}) \cdot 1,05. \quad (7.63)$$

Параметры воздуха на входе вентилятора определяются по формулам:

$$\rho_{вент} = \rho_0 \frac{293(1,05P_{дав} - 0,05B_0)}{B_0(293 + T_{в вых})}, \quad (7.64)$$

$$Q_{вент} = W_{фр} bH \rho_{рад} / \rho_{вент}, \quad (7.65)$$

где

$$\rho_{рад} = \rho_0 (293) / (273 + T_{в окр}). \quad (7.66)$$

Аэродинамические характеристики вентиляторов в стесненных условиях моторного отсека существенно снижаются. Причем интенсивность этого процесса зависит от исходных статистических характеристик аэродинамической схемы. С учетом этого фактора определяются параметры рассматриваемых аэродинамических схем в условиях объекта. Пересчет производится по зависимостям:



$$\psi_{\text{Soб}} = \psi_S (1 - \bar{\psi}_S); \quad (7.67)$$

$$\varphi = \bar{\varphi} \cdot \varphi_{\text{max}}; \quad (7.68)$$

$$\eta_{\text{Soб}} = \eta_p (1 - \bar{\psi}_S). \quad (7.69)$$

При свободном размещении вентилятора расчет производится по исходным характеристикам аэродинамических схем, реализуемым в условиях стенда.

В зависимости от ограничений, накладываемых на диаметр и обороты вентилятора, возможны 4 варианта их сочетаний, определяющих порядок расчета вентилятора и возможность реализации заданных условий работы системы охлаждения.

1. Отсутствуют ограничения по параметрам вентилятора. В этом случае заданный расход при расчетной величине сопротивления трассы может быть обеспечен с максимальным кпд, возможным в выбранной аэродинамической схеме вентилятора. Рабочая точка на безразмерной характеристике выбирается в точке с  $\eta_{\text{Smax}}$  и по известным коэффициентам  $\varphi$  и  $\psi_S$  определяются размерные параметры вентилятора и его мощности (здесь и далее используются зависимости, приведенные в [48, 49] и преобразованные в соответствии с имеющимися исходными данными):

$$D = \left( 7,9491 \rho_{\text{раб}}^2 \rho_{\text{вент}}^{-1} W_{\text{фр}}^2 b^2 H^2 \psi_S R b^{-1} \varphi^{-2} \right)^{0,25}, \quad (7.70)$$

где  $P_{SV} = P_{\Sigma}$ ;

$$n = \frac{W_{\text{фр}} b H \rho_{\text{раб}}}{0,0411 \cdot D^3 \varphi \rho_{\text{вент}}}, \quad (7.71)$$

$$N = 0,5528 \cdot 10^{-3} \rho_{\text{вент}} D^5 n^3 \frac{\psi_S \varphi}{n_S}. \quad (7.72)$$

2. В случае, если заданы обороты либо диаметр вентилятора, также могут быть обеспечены требуемые величины расхода и напора в сети, но уже с кпд, отличающимся от его максимального значения. Решение задачи сводится к отысканию рабочей точки на безразмерной характеристике вентилятора, удовлетворяющей параметрам сети при заданных оборотах либо диаметре вентилятора.

Если заданы обороты вентилятора, то искомая точка есть решение системы уравнений вида

$$\psi_S = f(\varphi); \quad (7.73)$$

$$\psi_S = 8,8628 \frac{P_{SV}}{Q^{2/3} n^{4/3} \rho_{\text{вент}}} \varphi^{2/3},$$

где первое уравнение системы (7.73) есть безразмерная характеристика вентилятора, а второе – зависимость коэффициента  $\psi_S$  от  $\psi$ , при котором обеспечивается требуемое статическое давление и производительность в сети при заданных оборотах вентилятора.

3. При известном диаметре вентилятора рабочая точка находится из решения исходной системы уравнений вида:

$$\begin{aligned} \psi_S &= f(\psi); \\ \psi_S &= 0,1258 \frac{D^4 P_{SV}}{Q^2 \rho_{\text{вент}}} \psi^2. \end{aligned} \quad (7.74)$$

Из решения систем уравнений (7.74) и (7.73) известны коэффициенты  $\varphi$ , а значит,  $\psi_S$  и  $\pi_S$ , достаточные для определения по формулам (7.70) – (7.72) одной из величин  $n$  или  $D$  и мощности  $N$ , потребляемой по валу рабочего колеса вентилятора. Очевидно, что в расчетной точке коэффициент  $\varphi$  будет меньше, чем максимально возможный и, следовательно, затраты мощности возрастут.

4. Наконец, последний вариант – задан диаметр и обороты вентилятора. В этом случае параметры рабочей точки вентилятора  $Q_S$  и  $Q$  заранее известны. Они находятся при решении системы уравнений:

$$\begin{aligned} P_{SV} &= k(Q)^{1,70}; \\ P_{SV} &= f(Q). \end{aligned} \quad (7.75)$$

Первое уравнение системы (7.75) определяет сопротивление воздушной сети системы охлаждения. Коэффициент определяется в зависимости от величины исходного расхода в сети и расчетного сопротивления. В данном случае он находится из выражения:

$$K = \frac{1,05(B_0 - P_{\text{дав}})}{\left( W_{\text{фр}} b H \frac{\rho_{\text{раб}}}{\rho_{\text{вент}}} \right)^{1,70}}. \quad (7.76)$$

Второе уравнение системы (7.75) есть напорная характеристика вентилятора при заданных оборотах и диаметре. Величины  $Q$  и  $p_{SV}$  определяются из формул:

$$Q = 4,11 \cdot 23 \cdot 10^{-2} D^3 n \varphi; \quad (7.77)$$

$$P_{SV} = 13,4427 \cdot 10^{-3} \rho_{\text{вент}} D^2 n^2 \psi_S. \quad (7.78)$$

Решением системы уравнений (7.75) является производительность и статическое давление вентилятора (в первом приближении), устанавливающееся в сети при заданных параметрах вентилятора и радиатора. По полученной величине расхода определяется:

$$W_{\text{фр}} = \frac{Q_{\text{рвент}}}{bH\rho_{\text{раб}}} \quad (7.79)$$

и затем производится повторный расчет радиатора, который продолжается вплоть до совпадения сопротивления сети со статическим давлением, создаваемым вентилятором при установившемся расходе, с требуемой точностью.

### 7.6.3. Экспериментальное исследование характеристик вентилятора

При согласовании характеристик вентилятора и сети в большинстве случаев полагают, что отсутствует влияние сети на вентилятор и вентилятора на сеть, т.е. характеристика вентилятора принимается неизменной и не зависящей от характеристики воздушного тракта. Вместе с тем известно, что нарушение структуры потока в осевом и радиальном направлении приводит к существенному ухудшению аэродинамических характеристик вентилятора [6]. В условиях моторного отсека это происходит из-за близко расположенных к проточной части вентилятора выступающих частей двигателя. Следовательно, при использовании аэродинамических характеристик, полученных в стендовых условиях для расчета вентилятора системы охлаждения, неизбежны существенные погрешности, которые можно избежать, основываясь на его характеристиках, полученных в условиях объекта.

Экспериментальные исследования по определению аэродинамических характеристик вентиляторов в условиях моторного отсека проводились на стенде, схема которого представлена на рис. 7.10. Стенд обеспечивает проведение испытаний вентилятора в условиях объекта на всасывание в камере разряжения. Воздух входит в камеру через измерительный коллектор 8 с плавными контурами, в цилиндрическом участке которого датчиком давления 9 измеряется расход воздуха. Между камерой 4 и измерительным коллектором 8 установлено дроссельное устройство 7, выполненное в виде многолопастного аппарата с поворотными лопатками. За дроссельным устройством 7 в воздушном тракте стенда установлен центробежный наддувочный вентилятор 6 с номинальным расходом воздуха 10 м<sup>3</sup>/с.

Применение наддувочного вентилятора позволяет частично покрывать гидравлические потери в сети стенда и получать в результате этого напорную характеристику исследуемого вентилятора в широком диапазоне изменения расхода воздуха. Во избежание образования в камере струи с диаметром

сечения меньшим, чем диаметр самой камеры, наддувочный вентилятор 7 сопрягается с камерой коническим патрубком, а в самой камере установлено выравнивающее устройство, выполненное в виде сеток и спрямляющей решетки 5. Размеры камеры 4 и подводящих патрубков выбраны исходя из условия испытания вентиляторов с номинальным расходом воздуха до  $20 \text{ м}^3/\text{с}$ . При этом для того, чтобы снизить динамическое давление в измерительном сечении камеры до пренебрежимо малой величины, ее диаметр увеличен до 2,78 м; диаметр измерительного коллектора 0,65 м. С торцевой стороны камеры выполнено ее герметичное сопряжение с входными элементами воздухозабора моторного отсека.

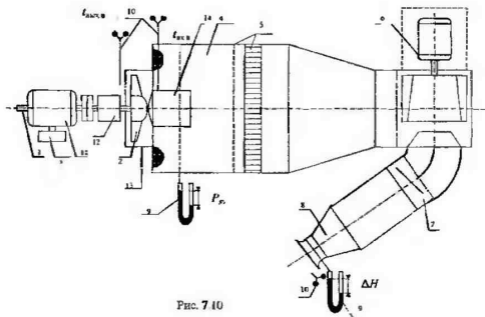


Рис. 7.10

При проведении испытаний ограждающие решетки радиаторного блока 3 были сняты, и он непосредственно примыкал к торцевому сечению камеры 4. В объекте воздушный тракт радиаторного блока сопрягается с вентилятором коническим конфузуром, примыкающим к коллектору вентилятора 2. Так как скорость воздушного потока за радиаторным блоком существенно возрастает, то его динамическим давлением нельзя пренебречь. Для исключения дополнительных погрешностей при определении сопротивления воздушного тракта стенда в этом сечении установлены приемники полного давления. Выхлоп воздуха осуществляется через раскрытия боковин капота и торцевую часть моторного отсека.

Расчетные соотношения оцениваемых параметров определялись по следующим зависимостям:

- массовый расход воздуха

$$G = \sqrt{\Delta H_j} K, \quad (7.80)$$

где  $K = 1,458$  – коэффициент мерного коллектора;  $\Delta H$  – перепад давления в мерном коллекторе;  $\text{кг/м}^3$ ;  $j$  – удельный вес воздуха на входе в мерный коллектор,  $\text{кг/м}^3$ :

$$j = 0,465(B - \Delta H/13,6)/(273 + t_0), \quad (7.81)$$

где  $B$  – барометрическое давление в условиях испытаний, мм рт.ст.;  $t_0$  – температура окружающего воздуха,  $^{\circ}\text{C}$ ;

- производительность, приведенная к условиям входа в вентилятор:

$$Q = G/j_{\text{вх.в}}, \quad (7.82)$$

где  $j_{\text{вх.в}}$  – удельный вес воздуха на входе в вентилятор,  $\text{кг/м}^3$ ;

- полное давление, создаваемое вентилятором:

$$P_V = P_S + P_{dV}, \quad (7.83)$$

где  $P_S$  – потери полного давления на входе в вентилятор,  $\text{кг/м}^2$ ;  $P_{dV}$  – динамическое давление на выходе из вентилятора,  $\text{кг/м}^2$ ;

$$P_{dV} = Q^2 j_{\text{вых.в}} / 2gF_a^2, \quad (7.84)$$

где  $j_{\text{вых.в}}$  – удельный вес воздуха на выходе из вентилятора,  $\text{кг/м}^3$ ;  $g = 9.81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;  $F_a$  – ометаемая площадь,  $\text{м}^2$ :

$$F_a = F(1 - V^2); \quad (7.85)$$

$F = \pi D^2/4$  – площадь колеса вентилятора,  $\text{м}^2$ ;

- коэффициент производительности

$$\varphi = Q/FU; \quad (7.86)$$

- окружная скорость вентилятора

$$U = \pi Dn; \quad (7.87)$$

- коэффициент полного давления

$$\psi = p_V 2g/U^2 j_{\text{вых.в}}; \quad (7.88)$$

- коэффициент статического давления

$$\psi_S = P_S 2g/U^2 j_{\text{вых.в}}. \quad (7.89)$$

Объектом испытаний служил осевой вентилятор системы охлаждения трактора Т-75.01, выполненный на основе аэродинамических схем с различной долей статического давления в полном давлении, развиваемом

вентилятором. Один вентилятор является комплектующим изделием двигателя 6ДМ-21, серийно выпускаемого производственным объединением «Турбомоторный завод им. К.Е.Ворошилова». Другой вентилятор создан по альтернативной аэродинамической схеме ОВ-205 [93]. Оба они выполнены по схеме К с диаметром соответственно 1100 и 1160 мм,  $V = 0,5$  м, лопатки профильные,  $\gamma = 28^\circ 48'$  и  $17^\circ 30'$ ;  $Z_k = 10$ .

В соответствии с разработанной методикой испытаний опыты проводились при работе двигателя без нагрузки с принудительным включением вентилятора. Аэродинамические характеристики определялись при его фиксированных частотах вращения, устанавливаемых изменением частоты вращения двигателя. При испытании серийного вентилятора двигателя 6ДМ-21 его частота вращения составляла 2180; 1500; 1225 об/мин. Для вентилятора ОВ-205 опыты проводились при 2170; 1520 и 1030 об/мин. Верхняя граница частоты вращения вентилятора определяется ее максимальным значением в условиях объекта, а нижнее значение – условиями устойчивой работы двигателя на холостом ходу. Предварительно были определены характеристики обоих вентиляторов на аэродинамическом стенде вне условий объекта.

Полученные результаты обработаны в соответствии с ГОСТ 10616-73 и представлены на рис. 7.11 в виде безразмерных величин.

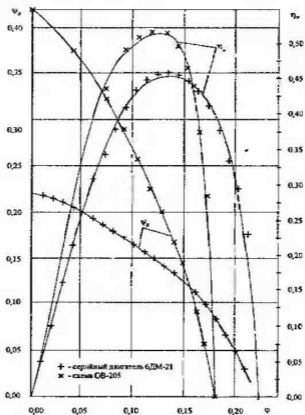


Рис. 7.11

Из графиков видно, что схема ОВ-205 имеет более высокие статические характеристики. Ее максимальный статический КПД достигает 0,52, в то время как для схемы вентилятора 6ДМ-21 он не превышает 0,46. Зависимость  $\psi_s = f(\varphi)$  для ОВ-205 имеет благоприятную форму, обеспечивающую более высокую стабильность расхода воздуха в сети при изменении ее сопротивления.

На рис. 7.12 представлены характеристики вентиляторов в условиях объекта, полученные при различной частоте вращения крыльчатки.

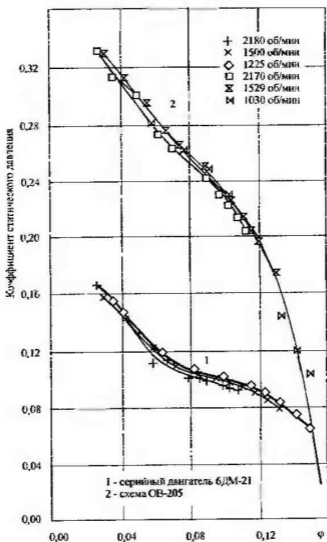


Рис. 7.12

При проведении опытов максимальные абсолютные величины измеряемых параметров определяются возможностями стенда, зависящими от характеристики его воздушного тракта и мощности наддувочного вентилятора.

Созданный стенд для натуральных исследований характеристик вентилятора в условиях объекта отличается от подобных стендов [96] более высоким сопротивлением воздушного тракта из-за дополнительного сопротивления блока радиаторов. Применение наддувочного вентилятора фиксированной мощности обеспечивает получение напорной характеристики исследуемого вентилятора на ограниченном участке изменения коэффициента производительности. Причем его максимальное значение достигается при минимальной частоте вращения исследуемого вентилятора.

Из графиков видно, что так же, как в условиях стенда, при испытаниях в объекте характеристики вентиляторов, полученные при различной частоте вращения, различаются между собой в большей степени для ОВ-205. Причем отсутствует монотонная зависимость этих изменений от частоты вращения. Поэтому в дальнейших расчетах использована усредненная характеристика, полученная путем обработки на ЭВМ результатов экспериментов по сглаживающей сплайн-программе.

Изменение аэродинамических характеристик вентиляторов оценивалось по коэффициенту относительного снижения статического давления  $\psi_s$  в зависимости от коэффициента относительной производительности  $\varphi$ :

$$\psi_s = (\psi_s - \psi_{s00}) / \psi_s; \quad (7.90)$$

$$\varphi = \varphi / \varphi_{\max}. \quad (7.91)$$

Результаты обработки опытных данных по этим зависимостям представлены на рис. 7.13.

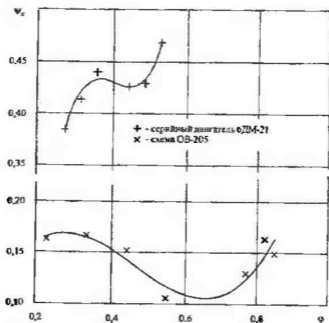


Рис. 7.13



Из графиков следует, что характер зависимости коэффициента  $\psi_s = f(\varphi)$  для вентиляторов обеих аэродинамических схем практически одинаков, но они существенно отличаются по абсолютным величинам. Полученные зависимости аппроксимированы полиномами третьей степени:

для вентилятора 6ДМ-21

$$\psi = 25,0162\varphi^3 - 30,4767\varphi^2 + 12,2409\varphi - 1,1903; \quad (7.92)$$

для схемы ОВ-205

$$\psi = 3,0763\varphi^3 - 4,34356\varphi^2 + 1,74483\varphi - 0,04387. \quad (7.93)$$

Оценка точности аппроксимации экспериментальных данных этими многочленами на рабочем участке характеристики (т.е. в зоне изменения коэффициентов, достигнутой при проведении опытов) показала, что погрешность расчета не превышает  $2 \div 7\%$ .

Проведенное в ходе экспериментов исследование сопротивления воздушной трассы на стороне всасывания показало, что оно описывается уравнением:

$$p_z = aQ^b, \quad (7.94)$$

где  $b = 1,7$ .

Для определения сопротивления линии нагнетания в подкапотном пространстве в трех точках установлены приемники полного давления. В результате осреднения замеренных величин давления установлено, что оно не превышает  $5 \div 7\%$  от сопротивления линии всасывания, следовательно, при расчете сопротивления воздушного тракта системы охлаждения допустимо всю его величину относить к линии всасывания с коэффициентом запаса 1,05.

#### 7.6.4. Сравнительный анализ результатов моделирования характеристик вентилятора на базе альтернативных аэродинамических схем в натурных условиях моторного отсека

В соответствии с разработанной методикой проведен расчет семейства возможных вариантов осевого вентилятора мощного транспортного дизеля с турбонаддувом для области допустимых значений параметров системы охлаждения. Расчеты проводились с учетом снижения характеристик аэродинамических схем в условиях объекта. Были проанализированы семейства возможных вариантов осевого вентилятора на базе аэродинамической схемы серийного вентилятора двигателя 6ДМ-21 и альтернативной аэродинамической схемы ОВ-205. Основными преимуществами последней являются высокий максимальный статический кпд и относительно пологая характеристика кпд в зоне его абсолютного максимума. Кроме того, как следует из результатов испытаний, относительное снижение характеристик

вентиляторов для аэродинамической схемы с высоким статическим кпд существенно ниже.

Испытания вентиляторов аэродинамической схемы ОВ-205 вне условий объекта, проведенные в НИО-4 ЦАГИ при различных углах установки лопатки, показали, что при угле установки лопатки на установочном радиусе до  $20^\circ$  включительно его напорная характеристика не имеет разрывов, обусловленных срывом режимов работы.

Исходными данными базового варианта системы охлаждения принят массовый расход воздуха  $18 \text{ кг/с}$  и соответствующая ему скорость потока, набегающего на лобовую поверхность ( $S = 2 \text{ м}^2$ ) радиаторного блока,  $8,01 \text{ м/с}$ . Принятое значение массового расхода воздуха при существующей конструкции радиаторного блока обеспечивает изменение температуры теплоносителей силовой установки в допустимых пределах в режиме максимальной мощности дизеля при температуре охлаждающего воздуха  $40^\circ\text{C}$ .

На рис. 7.14 – 7.16 представлены характеристики вентилятора в условиях объекта для схемы серийного вентилятора и ОВ-205 при максимальной величине статического кпд, а также параметры трассы для прямого и обратного потока. В этих условиях сопротивление трассы в соответствии с зависимостью (7.94) возрастает с  $498 \text{ Па}$  при  $G = 12 \text{ кг/с}$  до  $2207 \text{ Па}$  при  $G = 30 \text{ кг/с}$ .

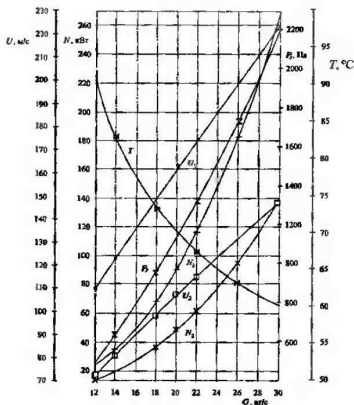


Рис. 7.14

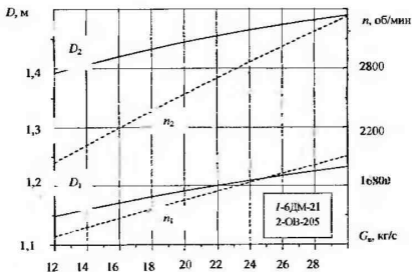


Рис. 7.15

Таким образом, при изменении массового расхода воздуха наряду со скоростью потока  $W_{\text{фр}}$  изменяется абсолютное давление воздуха  $p_{\text{абв}}$  и его температура  $T_{\text{в.вых}}$  перед вентилятором. Результаты расчетов показывают, что затраты мощности в этих условиях изменяются по параболическому закону. При массовом расходе воздуха 18 кг/с, обеспечивающем работоспособность системы охлаждения, затраты мощности для вентилятора серийной схемы составляют 64,7 кВт, а для схемы ОВ-205 36,6 кВт, или на 45% меньше. При дальнейшем увеличении массового расхода воздуха разность этих значений еще более возрастает.

Изменение значений окружной скорости для обеих схем происходит по зависимостям, близким к линейным. Во всем исследуемом диапазоне изменения массового расхода воздуха ее абсолютное значение и градиент схемы серийного вентилятора выше, чем схемы ОВ-205. Принимая во внимание ограничения, накладываемые на величину  $U$  по уровню шума, отметим, что максимальное значение массового расхода воздуха для схемы 6ДМ-21 не превышает 18,5 кг/с для ОВ-205  $G_{\text{max}} = 30$  кг/с. При требуемом значении  $G = 18$  кг/с окружная скорость составляет соответственно 149 м/с и 98,1 м/с.

Следует отметить, что с увеличением массового расхода воздуха, в условиях неизвестной трассы системы охлаждения для обеих схем происходит монотонное увеличение и диаметра, и частоты вращения. Причем так же, как и окружная скорость, их значения меняются практически по линейным зависимостям.

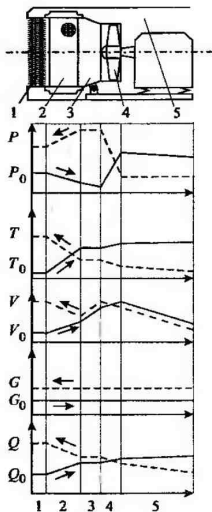


Рис. 7.16

Во всем диапазоне изменения расхода воздуха оптимальный диаметр для схемы ОВ-205 больше, чем для схемы серийного вентилятора, а градиент величины диаметра одинаков для обеих схем. Абсолютные значения на границах исследуемого диапазона расхода воздуха составляют 1,393 и 1,491 м и 1,148 и 1,229 м для схемы ОВ-205 и серийного вентилятора соответственно. Отношение частот вращения вентилятора для этих схем обратное диаметрам. Для схемы серийного вентилятора оптимальная частота вращения всегда больше, чем для ОВ-205. Их значения возрастают от 1801 и 975 об/мин при  $G = 12$  кг/с до 3421 и 1852 об/мин при  $G = 30$  кг/с. Для принятого расхода воздуха 18 кг/с —  $n_1 = 2373$  об/мин,  $D_1 = 1,181$  м,  $n_2 = 1284$  об/мин,  $D_2 = 1,434$  м.

Из анализа результатов расчета вентиляторов альтернативных аэродинамических схем — серийной и ОВ-205 при условиях объекта (при неизменной воздушной сети) следует, что во всем диапазоне расхода воздуха,

обеспечивающего работоспособность системы охлаждения, затраты мощности для серийной схемы выше, чем для ОВ-205 (при требуемом расходе воздуха 18 кг/с на 30,8 кВт). При фиксированной максимально допустимой величине затрат мощности на привод вентилятора схема ОВ-205 позволяет обеспечить более высокие значения расхода воздуха, чем серийная. Причем для последней дополнительным ограничением является окружная скорость, достигаемая при  $G = 18,5$  кг/с (для схемы ОВ-205 она достигается при  $G = 30$  кг/с).

Таким образом, можно сделать вывод, что в условиях объекта при  $\eta_{\text{Dmax}}$  вентилятор, созданный на базе аэродинамической схемы ОВ-205, является более экономичным, с меньшим уровнем шума, но имеет большие габариты, чем вентилятор серийной схемы.

На рис. 7.15 показано изменение необходимых затрат мощности в зависимости от частоты вращения для схемы серийного вентилятора и ОВ-205 в условиях объекта и вне его.

Параметры вентилятора определялись в диапазоне изменения частоты вращения от 500 – 700 до 3000 об/мин при фиксированных значениях через 500 об/мин. Из анализа характеристик вентилятора вне объекта видно, что в этом случае величина затрат мощности для схемы серийного вентилятора изменяется от 115 до 37 кВт. Кривая затрат мощности имеет минимум, который достигается при частоте вращения 1790 об/мин. При отклонении от оптимальной частоты вращения происходит увеличение затрат мощности, причем особенно интенсивно в областях, меньших частот вращения.

Для схемы ОВ-205 характер зависимости затрат мощности остается тем же, однако абсолютные значения величины  $N$  меньше, чем для схемы серийного вентилятора во всем диапазоне изменения частот вращения, и изменяются от 58,7 до 32,9 кВт. Их минимум достигается при частоте вращения 1186 об/мин, в зоне которого затраты мощности для обеих схем практически одинаковы.

Однако при переходе к условиям объекта эти зависимости существенно изменяются. Для схемы ОВ-205 превышение затрат мощности при  $n = 500$  об/мин составляет 23,4 кВт, т.е. абсолютное значение достигает 82,1 кВт. Минимум затрат мощности смещается в зону более высоких частот вращения и при  $n = 1284$  об/мин составляет 36,6 кВт.

Для схемы серийного вентилятора изменения еще более существенны. Абсолютное значение минимальных затрат мощности в условиях объекта возрастает до 67,3 кВт, или на 82% при частоте вращения 373 об/мин. Изменяется характер кривой затрат мощности. Градиент этой величины в области частот вращения ниже оптимальной имеет экстремум.

Таким образом, из сравнительного анализа изменения затрат мощности на привод вентилятора в условиях объекта и вне его для аэродинамических схем ОВ-205 и вентилятора БДМ-21 в зависимости от частоты вращения можно сделать следующие выводы.

- Вне условий объекта во всем диапазоне изменения частоты вращения затраты мощности для схемы ОВ-205 ниже, чем для схемы БДМ-21.
- Кривая изменения имеет минимум, достигаемый для схемы ОВ-205 при частотах вращения, меньших, чем для схемы БДМ-21.
- В области вращения 2000 – 2200 об/мин затраты мощности для обеих схем практически одинаковы.

При переходе к условиям объекта абсолютные значения величины минимальных затрат мощности и частоты вращения, при которых они достигаются, для обеих схем увеличиваются (причем для схемы серийного вентилятора – в большей степени, чем для ОВ-205). Минимальные затраты мощности для этих схем в условиях объекта и вне его – соответственно 1,84 и 1,13; отношение соответствующих частот вращения – 1,85 и 1,51. Таким образом, при переходе от условий вне объекта к условиям компоновки вентилятора в моторном отсеке сравнительная эффективность схемы ОВ-205 относительно схемы серийного вентилятора еще более возрастает, особенно в диапазоне частот вращения 1000 + 1500 об/мин. При частоте вращения привода вентилятора 2200 об/мин в условиях объекта соотношение затрат мощности для схем серийного вентилятора и ОВ-205 составляет 1,58.

При модернизации системы охлаждения трактора Т-75.01 решалась задача создания вентилятора, обеспечивающего в условиях объекта массовый расход воздуха не менее 18 кг/с при фиксированной частоте вращения 2200 об/мин и затратах мощности не более 60 кВт. По условиям компоновки вентилятора в моторном отсеке его диаметр не должен превышать 1,3 м (предпочтительно 1,16 м); из результатов исследований, представленных в подразд. 7.6.4, следует, что  $G = 18$  кг/с и  $n = 2200$  об/мин. На трассе объекта размерные параметры вентилятора схемы ОВ-205 равны:  $N = 44,3$  кВт,  $D = 1,099$  м,  $V = 128,8$  м/с. Схема серийного вентилятора БДМ-21 требует в этих условиях затрат мощности 68,8 кВт, что существенно превышает допускаемую величину, и поэтому отклонена.

Учитывая имеющиеся резервы по допускаемой мощности привода, а также перспективы увеличения единичной мощности агрегата и соответственно необходимого массового расхода воздуха, были рассчитаны параметры вентилятора с предельным значением диаметра предпочтительного варианта ( $D = 1,16$  м). В результате расчета определено, что в условиях объекта в режиме максимальной мощности двигателя расход

воздуха составит  $19,5 + 20,5$  кг/с при затратах мощности на привод вентилятора  $55 + 60$  кВт, что не превышает допустимых значений.

Другие его параметры имеют следующие значения:  $V = 0,5$  м,  $\gamma = 17^\circ 30'$ ,  $Z_\alpha = 10$ .

Вентилятор выполнен по схеме «К» без направляющего и спрямляющего аппаратов.

Лопатки вентилятора – профильные на основе обобщенного аналитического профиля Чаплыгина.

Крыльчатка выполнена цельнолитой из алюминиевого сплава АЛ-9. Ширина крыльчатки без кока  $0,23$  м. Кок штампованный, из листовой стали, осевой габарит профильной части  $0,1$  м.

Корпус вентилятора и коллектора выполнен в едином блоке, литым из алюминиевого сплава АЛ-9, радиус профильной части коллектора  $0,078$  м.

Радиальный зазор между лопаткой и корпусом вентилятора  $0,0025$  м.

Вес крыльчатки  $75$  кг, вес корпуса вентилятора с коллектором  $50,5$  кг.

Изготовление крыльчатки вентилятора осуществлялось методом литья в землю, дополнительная механическая обработка поверхностей лопаток не проводилась, но было нанесено лаковое покрытие.

Корпус вентилятора и коллектор изготовлены методом литья в землю из трех радиальных секций. Выполнена механическая обработка проточной части корпуса и коллектора.

## Глава 8. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ МНОГОКОНТУРНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

### 8.1. Синтез схемы размещения теплообменников в радиаторном блоке

При проектировании многоконтурных систем охлаждения известно количество контуров (например 5) и что для каждого контура должен быть свой теплообменник; известно наличие элементов этой системы, т.е. число теплообменников и нагнетателей; известны температура теплоносителя на входе и выходе, тепловыделение в теплообменнике, расходы теплоносителей – параметры, которые в общем случае могут варьироваться; известно, что должен быть установлен нагнетатель теплоносителя.

Если для каждого теплообменника нагнетатели одного и другого теплоносителя относятся только к этому конкретному теплообменнику, то расчет такого контура сводится к известным методам расчета одноконтурной системы охлаждения. Если имеется один общий теплоноситель для всех контуров с одним нагнетателем, например, воздух для наземных установок, вода – для водных и т.д., то методы расчета таких систем требуют особого подхода. Имея теплообменники и нагнетатель, необходимо оптимальным образом расположить их между собой. Расположить их можно множеством вариантов: либо все пять в горизонтальную линию в один ряд, либо в два, либо в три – пять рядов. Кроме того, может меняться последовательность расположения в каждом из вариантов: 1-2-3-4-5 или 5-2-4-1-3 и т.д.; нагнетатель может располагаться либо до теплообменных аппаратов, либо после них. Это также увеличивает число вариантов расположения системы. Поэтому проектирование многоконтурной системы охлаждения (МСО) заключается в расположении ее элементов, обеспечивающем съем теплоты в нужном количестве и удовлетворяющем тем требованиям, которые являются специфической особенностью проектируемой системы, а именно: масса, объем, цена, приведенные затраты должны быть меньше или равны



приведенной величине. При этом нужно оценить критерий эффективности каждого ее элемента и системы в целом.

Рассмотрим, например, систему, где можно варьировать только количеством рядов и числом теплообменников в рядах, количество же теплообменников неизменно. Варьируются также параметры каждого теплообменника.

На рис. 8.1 приведены основные схемы расположения теплообменных аппаратов для пяти контуров системы охлаждения (1–5 – контуры системы охлаждения, В – вентилятор).

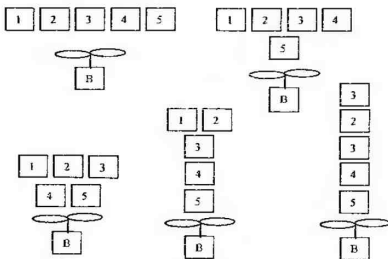


Рис.8.1

Расположение элементов системы, нагнетателей и теплообменников существенным образом влияет на облик системы в целом, поскольку именно расположение играет главную роль в части съема тепла, азродинамического сопротивления, выбора вентилятора и т.д.

МСО характеризуются рядом специфических особенностей, к которым прежде всего следует отнести:

1) большое количество контуров охлаждения как жидкостных, так и газовых (до 7) с одним нагнетателем;

2) значительный вес и объем системы охлаждения и необходимость оптимизации группы теплообменников по функции цели (вес, объем, теплосъем, стойкость и т.д.), а также необходимость согласования режимов работы нагнетателя и теплообменников;

3) взаимовлияние теплообменных аппаратов при их совместной работе в ограниченном объеме при многорядном расположении, а также необходимость одновременного проектирования всех теплообменников с учетом особенностей функционирования энергоустановок;

4) требования технологичности, простоты обслуживания и малого срока доводки.

Рассмотрим основные принципы, которые должны быть положены в основу расчета МСО. Они состоят в следующем: задается какой-то параметр и накладывается ограничение на массу, стоимость и т.д., указывается, чем заканчивается расчет.

Итак, сначала определяются требования к проектированию МСО в целом, а уже потом — требования к проектированию одиночного теплообменника в МСО.

Рассмотрим особенности расчета системы теплообменников. Это фактически математическая модель МСО. Поскольку МСО состоит из нескольких теплообменников, то воспользуемся математической моделью одиночного теплообменника для составления математической модели системы с учетом отмеченных особенностей.

В МСО имеет место тесное взаимодействие теплообменников друг с другом. Достаточно изменить какой-то параметр в одном из них, как изменяются все параметры в других, поэтому расчет такой системы ведется одновременно для всех частей. Особенность состоит в том, что математическая модель МСО представляет собой систему уравнений, характеризующую работу каждого теплообменника и системы в целом, при этом учитывается одновременное влияние каждого параметра одного теплообменника на все остальные. В этом основная особенность математической модели системы.

Таким образом, математическая модель МСО фактически состоит из уравнений, которые описывают локальное состояние каждого теплообменника в целом. Связь между этими теплообменниками осуществляется через изменения температуры потока, через изменения расхода в отдельном теплообменнике и (косвенно) через потери давления, так как изменение компоновки МСО на один ряд приводит к заметному изменению расхода теплоносителя. При изменном расходе меняются все тепловые характеристики у всех теплообменников системы. Поэтому в отдельных уравнениях, которые бы связывали теплообменники, нет необходимости. Эта связь осуществляется автоматически.

Результаты анализа МСО мощных теплоэнергетических установок показывают, что при разработке этой системы необходимо провести исследования изменения ее характеристик в зависимости от структуры радиаторного блока, компоновочных схем, реализованных при ее создании.

Целью исследований структуры радиаторного блока является повышение эффективности системы охлаждения путем уменьшения

габаритов радиаторного блока, снижения его массы и уменьшения затрат мощности на привод вентилятора охлаждающего воздуха. При этом необходимо обеспечить снижение засоряемости радиаторного блока и трудоемкости его эксплуатационного обслуживания.

Идеей работы, определяющей пути достижения поставленной цели, является обеспечение соответствия теплорассеивающей способности отдельных радиаторов теплоотдаче в необходимые контуры системы охлаждения.

Выполнение всех требований призвана обеспечить предлагаемая схема компоновки, сущность которой заключается в том, что все радиаторы, входящие в состав блока, — одинаковой высоты и рядности и фронтальные поверхности установлены в одной плоскости перпендикулярно воздушному потоку.

При таком расположении величина теплорассеивающей способности отдельного радиатора также может изменяться дискретно, за счет изменения числа рядов охлаждающих трубок, но не по глубине, а во фронтальной плоскости, т.е. по ширине радиатора. Из-за необходимости снижения аэродинамического сопротивления ряднаторов, а значит, и мощности привода вентилятора охлаждающего воздуха размеры радиаторного блока по фронту (т.е. высоту и ширину) выбирают максимально допустимыми по условию компоновки, а глубину соответственно минимальной. Поэтому в результате значительного превышения ширины радиаторного блока относительно его глубины дискретное изменение ширины соседних радиаторов позволяет оптимизировать теплорассеивающую способность отдельного радиатора и всего радиаторного блока относительно теплоотдачи соответствующих систем теплоэнергетической установки, а также снизить сопротивление блока радиаторов по воздушной стороне.

К достоинствам предлагаемой схемы прежде всего следует отнести оптимальную тепловую нагруженность всех радиаторов, что исключает излишнее увеличение объемов остовов и, следовательно, их массы, неизбежное при других компоновочных решениях.

Данная схема характеризуется абсолютным минимумом числа радиаторов, а значит, и числа соединений с контурами циркуляции теплоносителей. Объем радиаторного блока вследствие высокой плотности компоновки и относительно малых незанятых объемов также минимален.

Вследствие увеличения глубины отдельных ряднаторов рационально образуется форма их поперечного сечения, уменьшается относительное удлинение, что способствует повышению жесткости ряднатора. Рациональная форма поперечного сечения, выравнивание его размеров по ширине и глубине обеспечивает также снижение неравномерности распределения

жидкости по трубам, а значит, увеличивает степень реализации потенциальной рассеивающей способности радиатора.

Наконец, одним из важнейших преимуществ является минимальная засоряемость такого блока и низкая трудоемкость его эксплуатационного обслуживания. Со стороны фронтальной плоскости открыт независимый доступ к каждому из радиаторов, что обеспечивает возможность их индивидуального обслуживания.

К недостаткам схемы следует отнести неравномерность нагрева воздуха во фронтальной плоскости при существенно отличающихся предельных температурах теплоносителей различных контуров, а также неполное использование фронтальной поверхности из-за наличия промежутков между сердцевинами соседних радиаторов в случае болтового крепления коллекторов.

Математическое моделирование системы теплообмена в блоке предполагаемой структуры проводится при следующих допущениях:

1) поле скоростей набегающего воздушного потока равномерно по всей фронтальной плоскости блока;

2) площадь фронтальной поверхности блока равна сумме площадей фронтальных поверхностей радиаторов независимых контуров;

3) отсутствует теплоперенос в направлении, перпендикулярном осям движения теплоносителей;

4) погрешность в определении теплорассеивающей способности радиатора относительно заданной теплоотдачи в независимый контур охлаждения соответствует величине теплорассеивающей способности одного ряда трубок радиатора по ширине.

Целью предлагаемой модели блока является реализация преимуществ предлагаемого варианта блоковой структуры путем обеспечения равномерной тепловой загрузки радиаторов различных контуров при минимальной глубине в пределах допускаемой общей фронтальной площади блока.

Средством достижения поставленной цели является алгоритм оптимизации радиаторного блока, представленный на рис. 8.2, разработанный на основе принципа последовательных приближений. Применительно к данной задаче он включает последовательный расчет радиаторов различных контуров одинаковой глубины по допускаемым температурам теплоносителей на входе в радиатор, каждый из которых рассчитывается методом элементарных балансов.



Рис. 8.2

Расчет начинается с ввода расчетных данных, в том числе исходной (предполагаемой) глубины радиаторного блока. В блоке 2 производится расчет исходных геометрических параметров блока при его заданной (исходной) глубине. Исходная ширина отдельных радиаторов в блоке рассчитывается в первом приближении пропорционально величине теплосъема соответствующего контура системы охлаждения. В блоке 3 рассчитываются отдельные радиаторы, определяется необходимая ширина радиатора, обеспечивающая требуемый теплосъем при исходной глубине блока (а значит, и каждого радиатора) и других исходных параметрах. Эти величины суммируются, и определяется общая ширина радиаторного блока, которая в блоке 4 сравнивается с допустимой. Если она превышает заданный габарит либо меньше его, то глубина блока соответственно увеличивается либо уменьшается на один ряд трубок (блок 5), и расчет повторяется. Расчет прекращается, когда ширина блока одного из последовательных расчетных вариантов больше заданной, а другого – меньше, т.е. с точностью до одного ряда по глубине рассчитан радиаторный блок с равномерной загруженностью всех радиаторов.

Алгоритм позволяет рассчитывать радиаторный блок с несколькими независимыми контурами, различной теплоотдачей, теплофизическими свойствами теплоносителей, их расходами и предельными температурами, материалами и структурой остова.

Основными исходными данными для расчета являются тепловые мощности, отводимые в каждом радиаторе, входные и выходные температуры жидкостей в каждом контуре и их расходы.

Остановка программы происходит в том случае, когда в одном из двух последующих приближений полученное значение ширины радиаторного блока превышает допустимое значение, а в другом – меньше его. Оба варианта радиаторного блока отличаются одним рядом трубок по глубине и соответственно различной шириной блока при равной удельной тепловой нагруженности.

На основе разработанной математической модели радиаторного блока МСО проведены исследования параметров теплообмена на примере системы охлаждения трактора Т-75.01. Она включает пять независимых контуров: охлаждение воды (ДВС), масла двигателя (МДВ), масла коробки передач и поворота (КПП), масла гидротрансформатора (ГТР), охлаждение наддувочного воздуха (ОНВ).

Характеристики соответствующих независимых контуров системы охлаждения приведены в табл. 8.1: данные в числителе соответствуют режиму максимальной мощности двигателя, а в знаменателе – режиму работы двигателя с частотой вращения 1300 об/мин.

Таблица 8.1

Характеристики контуров системы охлаждения

Параметры системы охлаждения	Контур охлаждения				
	Вода ДВС	Масло ДВС	ОНВ	КПП	ГТР
Теплоотдача, кВт	279	95,4	101,2	63,4	70,5
	244	85,5	84	59,6	102,8
Предельная температура теплоносителей, °С	105	90	75	90	100
Расход теплоносителей, 10 <sup>-3</sup> м <sup>3</sup> /с	11	4,9	12	6,7	7,8
	10,4	4,6	10,5	5,8	6,9
Применяемое масло	–	М-14В <sub>2</sub>	–	«А»	«А»

Рассмотрены следующие основные компоновочные схемы (рис. 8.3; 1–5 – радиаторы независимых контуров охлаждения).

- Схема А – предлагаемая структура радиаторного блока с фронтальным размещением радиаторов.

- Схема В – модифицированный вариант схемы с фронтальным расположением радиатора, с передним расположением радиатора низкотемпературного контура. Остальные радиаторы выполняются одинаковой высоты и рядности по глубине и устанавливаются в одной плоскости за радиатором низкотемпературного контура.

- Схема С, включающая четыре радиатора по фронту и два по глубине, с унификацией радиаторов во фронтальной плоскости. К достоинствам данной системы следует отнести минимальное число типоразмеров радиато-

ров – два, которые при равных параметрах фронта отличаются глубиной. Расположение радиаторов в осевом направлении по мере возрастания предельно допустимых температур от 70°C (ОНВ) до 105°C (вода ДВС) обеспечивает высокую температурную однородность воздуха во фронтальной плоскости, т.е. в значительной мере реализуются потенциальные свойства охлаждающего воздуха.

- Схема *D* с последовательным расположением радиаторов. Фронтальные размеры всех радиаторов одинаковы и отличаются они глубиной, а радиаторы отдельных контуров располагаются в порядке возрастания величины допускаемой температуры теплоносителя. Достоинством этой схемы является максимальное использование потенциальных свойств охлаждающего воздуха.

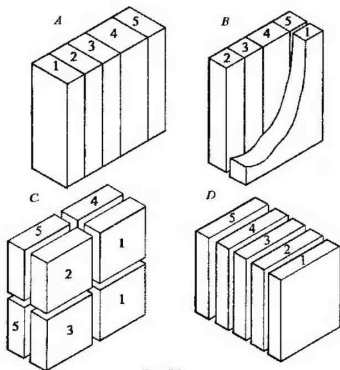


Рис. 8.3

Общим недостатком схем с последовательным расположением радиаторов являются большие габариты радиаторного блока из-за незанятых промежутков между отдельными радиаторами, а также из-за увеличенной глубины отдельных радиаторов. При таком расположении радиаторов с оптимальными параметрами сердцевины и одинаковой фронтальной поверхностью теплорассеивающая способность радиатора пропорциональна его рядности, т.е. может быть изменена дискретно, в то время как теплоотдача отдельных контуров системы охлаждения изменяется в широких

пределах и в общем случае не совпадает с теплорассеивающей способностью радиатора при дискретном изменении числа его рядов по глубине. При этом для обеспечения работоспособности всех систем радиаторы выполняются избыточной глубины, что приводит к увеличению веса радиатора, дополнительному расходу цветного металла и повышению его сопротивления по воздушной стороне, т.е. увеличиваются затраты мощности на привод вентилятора охлаждающего воздуха. Кроме того, снижается надежность работы систем охлаждения из-за засорения незанятых объемов между радиаторами и затрудненного доступа к внутренним радиаторам.

В соответствии с разработанной методикой были проведены исследования математической модели радиаторного блока МСО.

Анализ параметров теплообменника в блоке проводится с учетом 10%-ного превышения уровня теплорассеивающей способности радиаторов относительно теплоотдачи в соответствующие контуры. Этот запас введен для компенсации возможного снижения теплорассеивающей способности радиаторов из-за загрязнения блока в эксплуатационных условиях и несовершенства технологического процесса изготовления. Все радиаторы рассчитываются в режиме максимальной мощности двигателя. Исключение составляет радиатор ГТР, параметры которого определяются частотой вращения двигателя 1300 об/мин и соответственно понижением расхода воздуха в системе охлаждения. В радиаторах масла установлено 4-контактное тепловое ребро. Размер площади фронтальной поверхности радиаторного блока на тракторе не превышает  $2,3 \text{ м}^2$ , температура окружающего воздуха ( $T_a$ )  $40^\circ\text{C}$ .

Исследовалась зависимость габаритов радиатора от глубины радиаторного блока при фиксированных величинах допускаемых температур теплоносителей и скорости воздуха.

Результаты расчета для схемы с параллельным размещением радиаторов (А) и смешанной схемы (В) представлены в графическом виде на рис. 8.4 – 8.5. Габариты радиаторов на рис. 8.4 следующие: прямой поток, схема А;  $V = 8,13 \text{ м/с}$ ;  $T_{\text{онв}} = 75^\circ\text{C}$ ,  $T_a = 40^\circ\text{C}$ ; на рис. 8.5 – прямой поток, схема В;  $V = 8,13 \text{ м/с}$ ,  $T_{\text{онв}} = 75^\circ\text{C}$ ,  $T_a = 40^\circ\text{C}$ .

Из графиков следует, что с увеличением глубины необходимая ширина радиаторов (при фиксированной высоте) монотонно убывает и сохраняется для всех радиаторов независимых контуров системы охлаждения. Наиболее интенсивно необходимая ширина радиаторов увеличивается в зоне малых значений глубины блока. Из этого следует, что при малой глубине блока за счет увеличения числа рядов по глубине можно существенно уменьшить необходимые размеры фронтальной поверхности.



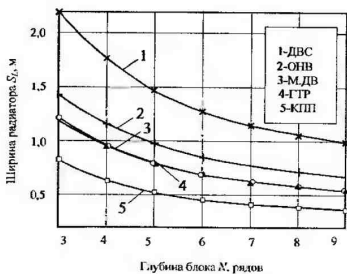


Рис 84

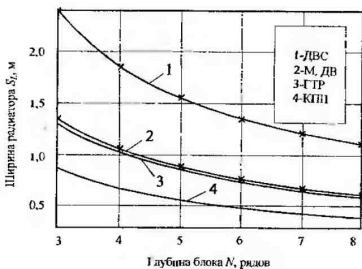


Рис 85

Абсолютные значения необходимой величины радиаторов независимых контуров для схемы *B* больше, чем для схемы *A* при одной глубине блока. Это объясняется тем, что фактически начальный температурный напор для радиаторов схемы *B* уменьшается на величину нагрева воздуха в радиаторе ОНВ, вынесенном вперед по потоку воздуха. При этом общая глубина блока (число рядов по глубине) такая же, как при схеме *A* при равной площади фронта. Для обеих схем снижение ширины радиаторов при постоянной скорости охлаждающего воздуха происходит менее интенсивно, чем увеличение глубины радиаторного блока. Это следует из графика

на рис. 8.6, определяющего изменение объема и площади фронта от его глубины для схемы А. Габариты блока: прямой поток, схема А;  $V = 8,13 \text{ м/с}$ ,  $T_{\text{ОНВ}} = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{в}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ .

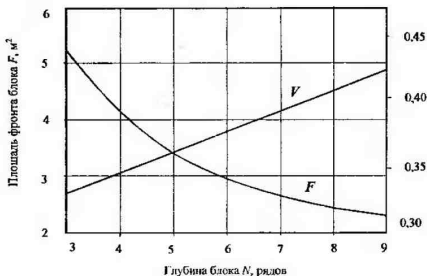


Рис 8.6

Полученные зависимости имеют место при постоянной скорости воздуха. Фактически это обозначает, что сравнение происходит при переменных затратах мощности на привод вентилятора, так как при постоянной скорости набегающего потока воздуха его расход пропорционален площади фронтальной поверхности, а сопротивление блока радиаторов пропорционально его глубине.

На этих же режимах определены параметры радиаторного блока для схемы  $D$ . Температура воздуха перед блоком увеличивается от  $40^\circ\text{C}$  для радиатора ОНВ до  $57,1^\circ\text{C}$  для радиатора воды ДВС. Полученные результаты представлены на рис. 8.7. Габариты радиаторов: прямой поток, схема  $D$ ;  $V = 8,13 \text{ м/с}$ ,  $T_{\text{ОНВ}} = 75^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{в}} = 40^\circ\text{C}$ .

Сравнительный анализ эффективности схемных решений блока  $A$ ,  $B$ ,  $D$  показывает, что при потенциально более высокой теплорассеивающей способности блока с последовательно расположенными радиаторами, при требуемых технологических параметрах системы охлаждения его габариты для различных схем отличаются незначительно.

Результаты исследований габаритных размеров радиаторного блока схемы  $A$  в зависимости от скорости набегающего потока воздуха приведены на рис. 8.8, 8.9.

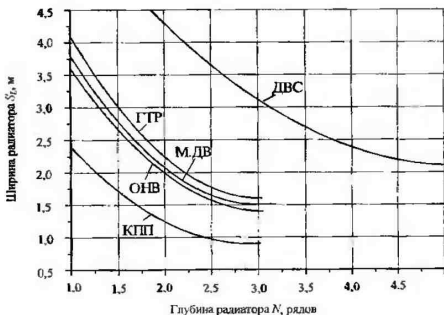


Рис. 8.7

На рис. 8.8 приведена зависимость изменения ширины блока от его глубины для величины скорости набегающего воздуха от 6,5 до 11 м/с: схема А.  $T_{ОНВ} = 75^\circ\text{C}$ .  $T_a = 40^\circ\text{C}$ .

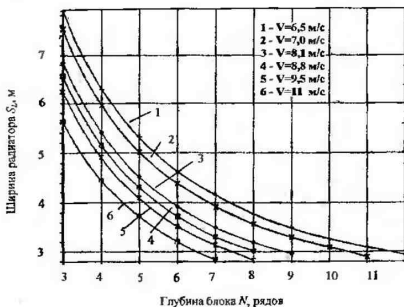


Рис. 8.8

Ширина радиаторного блока 3,027 м соответствует площади его фронтальной поверхности в исследуемом объекте. Во всем диапазоне

скоростей воздуха снижение необходимой ширины блока наиболее интенсивно происходит в зоне малых значений его глубины ( $3 + 5$  рядов).

С увеличением скорости воздуха происходит снижение требуемой глубины блока при заданных фронтальных размерах. Причем интенсивность этого процесса практически не зависит от скорости воздуха, но определяется глубиной блока и соответственно его шириной. При максимальных размерах, не превышающих площади фронта, необходимая глубина блока при скорости воздуха  $11$  м/с составляет  $7$  рядов, а при скорости  $6,5$  м/с –  $12$  рядов. При удвоенной площади фронта глубина радиаторного блока снижается соответственно.

Следует отметить, что помимо площади фронта в моторном отсеке ограничен осевой габарит, отводимый системе охлаждения. Вводя это дополнительное условие, получаем величину минимальной скорости воздуха, при которой обеспечивается работоспособность системы охлаждения при заданных условиях. Если на графиках рис. 8.8 провести линии, параллельные оси абсцисс, соответствующие различной ширине блока, то их пересечение с графиками определит необходимую глубину блока для различных скоростей воздуха при одной площади фронта. Полученная таким образом зависимость объема радиаторного блока от скорости воздуха на заданной площади фронта представлена в графическом виде на рис. 8.9:  $F < 2,3$  м<sup>2</sup>; схема А,  $T_{\text{ОНВ}} = 75^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{\text{в}} = 40^{\circ}\text{C}$ . Из графиков следует, что с увеличением скорости воздуха интенсивность снижения объема блока уменьшается.

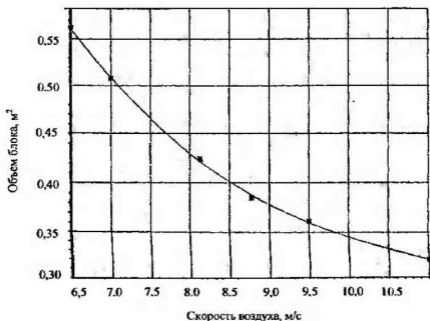


Рис. 8 9

Результаты расчета требуемой ширины радиаторов различных контуров, представленных на рис. 8.3, показывают, что максимальные габариты имеют радиаторы водяного контура двигателя и охладителя наддувочного воздуха. Причем в последнем случае это обусловлено низким значением допускаемой температуры теплоносителя контура. Следовательно, ее значение является одним из факторов, определяющим область эффективного использования схем с фронтальным расположением радиаторов в блоке. Исследование влияния значения допускаемой температуры низкотемпературного контура на параметры блока МСО проведено для схемы А.

На рис. 8.10 показано изменение габаритных размеров радиатора ОНВ при величинах допускаемой температуры воды в системе  $T_{\text{ОНВ}} = 60, 65, 70, 75^\circ\text{C}$  и скорости воздуха  $V = 8,13 \text{ м/с}$  ( $T_{\text{в}} = 40^\circ\text{C}$ ).

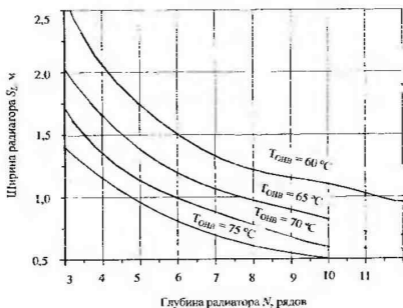


Рис 8.10

Из графиков следует, что значение допускаемой температуры существенно влияет на параметры радиатора ОНВ. Так, при 3-рядном по глубине радиаторе ширина радиатора ОНВ составляет 2,5925 м при допускаемой температуре теплоносителя  $60^\circ\text{C}$  и уменьшается до 2,6 и 1,6015 м при повышении температуры до 65 и  $70^\circ\text{C}$  соответственно. Повышение температуры теплоносителя с 60 до  $75^\circ\text{C}$  в 1,8 раза уменьшает требуемую ширину радиатора, а значит, и его объем.

В еще большей степени значение предельной температуры теплоносителя контура охлаждения наддувочного воздуха определяет габариты радиаторного блока, выполненного по схеме А (рис. 8.11). При скорости

воздуха 8,13 м/с глубина радиаторного блока при температуре воды в системе ОНВ 60°C составляет 12 рядов ( $T_n = 40^\circ\text{C}$ ). Повышение допускаемой температуры до 65°C снижает необходимую глубину блока до 10 рядов, а при 75°C достаточно 9-рядного радиаторного блока.

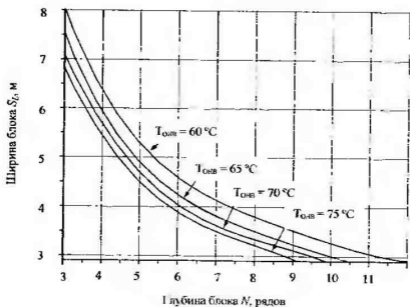


Рис. 8.11

На рис. 8.12 представлена зависимость изменения объема блока для схем А, В, D от значения допускаемой температуры воды.

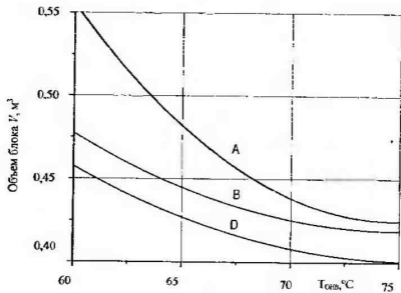


Рис. 8.12

Приведенные результаты исследований параметров радиаторного блока получены для прямоточной схемы движения воздуха от теплообменников к вентилятору. При этом нагретый воздух на выходе из моторного отсека омывает кабину управления в контуре охлаждения наддувочного воздуха в заданных размерах фронтальной поверхности при скорости воздуха 8,13 м/с. Характер изменения объема блока показывает, что при снижении температуры воды ОНВ объем блока возрастает для всех схем, но в большей степени для схемы А. Из этого следует, что температура теплоносителя низкотемпературного контура оказывает большее влияние на габариты блока с фронтальным размещением радиаторов, чем для схем с вынесенным вперед радиатором этого контура. Сравнение результатов, полученных для схем А и В, показывает, что последняя имеет преимущество по габаритно-массовым показателям во всем исследуемом диапазоне температуры воды охладителя наддувочного воздуха. Причем относительная эффективность ее по сравнению со схемой А возрастает с понижением температуры теплоносителя. Отношение величин объемов блока  $V_B/V_A$ , выполняемого по схемам А и В, при температуре воды 75°C составляет 0,98, а при температуре воды 70°C снижается до 0,86.

Приведенные результаты исследований параметров радиаторного блока получены для прямоточной схемы движения воздуха от теплообменников к вентилятору. При этом нагретый воздух на выходе из моторного отсека омывает кабину управления и существенно ухудшает условия труда оператора в летнее время. В процессе бульдозирования частицы грунта с призмы волочения подхватываются с всасываемым воздухом и попадают в радиаторный блок, что приводит к загрязнению его фронтальной поверхности и перегреву двигателя.

Этих недостатков лишена схема с обратным потоком воздуха, поступающим из моторного отсека в вентилятор и далее в радиаторный блок. Вследствие низкой температуры воздуха на входе в вентилятор для нее характерно увеличение массового расхода воздуха по сравнению со схемой прямого потока. В то же время неблагоприятные условия выхода из блока радиатора приводят к тому, что нагретый воздух отсекает лопату отвала и частично вновь попадает в вентилятор.

При проведении экспериментальных исследований системы охлаждения на тракторе Т-75.01 установлено, что из-за рециркуляции воздуха его температура на входе в вентилятор может отличаться от температуры окружающей среды на 5–10°C. Вследствие этого при обратном потоке необходимо исследовать параметры теплообмена в радиаторном блоке в зависимости от уровня рециркуляции воздуха, т.е. его температуры на входе в вентилятор при повышенном расходе воздуха в системе охлаждения.

Результаты этих исследований представлены на рис. 8.13. Диапазон изменения температуры принят от 30 до 50°C, что соответствует предельным значениям эксплуатационных температур для различных климатических зон,  $V = 8,13$  м/с; схема А. Из графиков следует, что требуемая глубина блока экспоненциально увеличивается с ростом температуры входящего воздуха.

При ее изменении с 35 до 45°C глубина блока возрастает с 7 до 10 рядов, или на 43 %, а с 40 до 50°C – возрастает с 8 до 12 рядов трубок, или на 50%. Это приводит к увеличению объема блока с 0,3067 м<sup>3</sup> при 30°C до 0,3859 м<sup>3</sup> при 40°C и до 0,5763 м<sup>3</sup> при 50°C, т.е. на 25,6 % и 76,7% соответственно.

По результатам обработки экспериментальных данных среднее превышение температуры воздуха на входе в вентилятор для бульдозерно-рыхлительного агрегата на базе трактора Т-75.01 составляет 5 – 6°C.

Сравнительный анализ результатов, представленных на рис. 8.11 и 8.13 при температуре воды ОНВ 75°C, показывает, что при реверсе воздушного потока повышение температуры на входе в вентилятор не компенсируется увеличением расхода воздуха из-за повышения его плотности. Глубина блока возрастает с 9 до 10 рядов, а его объем с 0,4249 м<sup>3</sup> до 0,4694 м<sup>3</sup>, т.е. на 10,5%. Следовательно, в рассмотренных условиях реверс воздушного потока из-за его рециркуляции ухудшает условия работы системы охлаждения и требует увеличения габаритов радиаторного блока.

Из результатов, показанных на рис. 8.13, 8.14, следует, что схема блока с фронтальным размещением радиаторов чувствительна к изменению температуры входящего воздуха. На рис. 8.14 показано изменение объема блока от температуры входящего воздуха при площади фронта  $F < 2,3$  м<sup>2</sup>: обратный поток, схема А.  $V = 8,77$  м/с,  $T_{ОНВ} = 75°C$ .

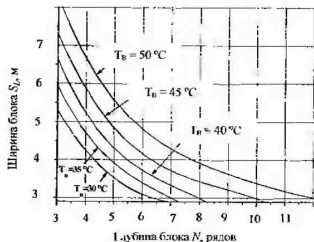


Рис 8 13



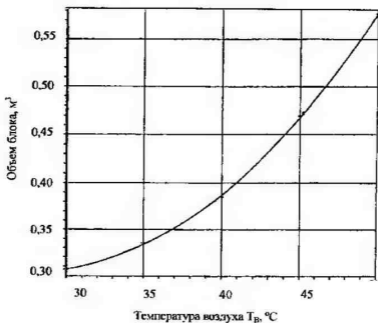


Рис. 8 14

Ранее было показано влияние температуры жидкости в контуре ОНВ на параметры блока (см. рис. 8.11). Совместное действие этих факторов было исследовано для обратного потока воздуха.

Зависимости изменения параметров радиаторного блока при температуре в контуре ОНВ 75, 70, 65, 60°C приведены на рис. 8.15 (схема А;  $V = 8,77$  м/с;  $T_{к}=45$  °C). Во всем исследованном диапазоне габариты радиаторного блока при обратном потоке воздуха возрастают. При заданной площади фронта радиаторного блока (его ширине) требуемая глубина при 75 и 60°C составляет 10 и 14 рядов трубок, а для прямого потока 9 и 12 рядов. Эквивалентное изменение габаритов при раверсе потока воздуха соответствует повышению допускаемой температуры воды ОНВ. Так, 12-рядный блок при 65°C имеет практически равные габариты с блоком прямого потока температуры воды ОНВ 60°C.

Одной из особенностей работы системы охлаждения в моторном отсеке силовой установки является неравномерность расхода воздуха по отдельным участкам фронтальной поверхности блока радиаторов. Максимальный градиент скорости воздушного потока наблюдается в вертикальном направлении. Для трактора Т-75.01 с разделением по вертикали блока на отдельные секции (радиаторы) это приводит к увеличению расхода воздуха через радиаторы верхней половины блока и его снижению для нижней части. Неравномерность в горизонтальном направлении существенно ниже.

Это явление наблюдается как для прямого, так и для обратного потока. В первом случае оно обусловлено загрязнением фронтальной поверхности

блока частицами грунта, подхватываемыми с верхней кромки отвала. Во втором случае – обедненностью нижней части входного сечения вентилятора из-за стесненных условий его компоновки в моторном отсеке.

Экспериментальные исследования неравномерности расхода воздуха по отдельным четвертям фронта радиаторного блока для обратного потока воздуха, проведенные на тракторе Т-75.01, показали, что расход через верхние четверти составил 29,6 и 27,9% от общего расхода через блок, а на нижних 22,1 и 21,3%.

Полученные результаты указывают на необходимость учета фактического распределения расхода воздуха по отдельным элементам поверхности блока. Для этого были определены параметры для верхней и нижней частей блока. В одну из них включены радиаторы ОНВ, КПП, ГТР, в другую – радиаторы воды и масла двигателя (МДВ, ДВС).

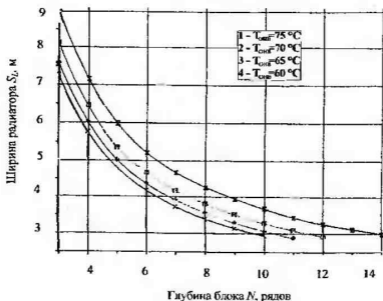


Рис. 8.15

Результаты исследований показаны на рис. 8.16. При средней скорости набегающего на радиаторы потока 8,77 м/с средняя скорость для верхней части блока составила 9,93 м/с, нижней – 7,62 м/с. В заданных условиях необходимая глубина радиатора нижней части составляет 12 рядов, верхней – 9 рядов трубок.

Полученный резерв теплорассеивающей способности радиаторов верхней части блока может быть использован для снижения температуры в контуре ОНВ, так как полученные результаты показывают, что при равных габаритах верхней и нижней частей возможно уменьшить ее до 65°C.

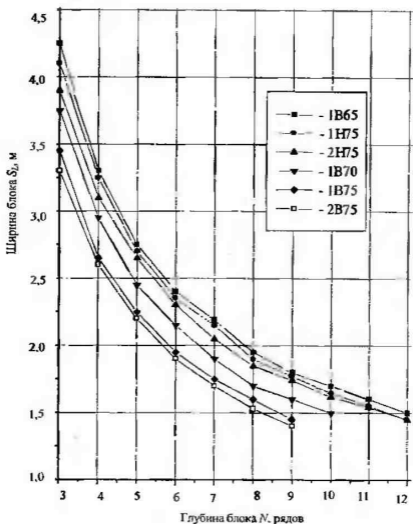


Рис. 8.16

Таким образом, при фактическом распределении воздуха по верхней и нижней части радиаторного блока его глубина увеличивается с 10 (рис. 8.16) до 12 рядов трубок при обратном потоке; при прямом потоке – 9 рядов (рис. 8.11). Если учесть понижение допускаемой температуры в контуре ОНВ до  $68^{\circ}\text{C}$ , то глубина блока с равномерным по фронту расходом воздуха возрастает также до 12 рядов (рис. 8.16), а при прямом потоке – до 10 рядов (рис. 8.11). В последнем случае минимальная ширина большей из половин (частей) блока, состоящих из комбинации 2 и 3 радиаторов отдельных контуров, составляет 1,632 м, что превышает допустимый размер 1,514 м по ширине блока (т.е. для его реализации необходимо увеличить глубину блока при прямом потоке до 12 рядов).

## 8.2. Система автоматизированного проектирования многоконтурной системы охлаждения энергетической установки

### 8.2.1. Критерий эффективности многоконтурной системы охлаждения

При создании МСО энергетической установки оценку альтернативных вариантов необходимо проводить для тех из них, которые обеспечивают работоспособность силовой установки при заданных внешних и внутренних параметрах. К внешним исходным данным относятся режим нагружения двигателя и параметры окружающей среды: температура воздуха, барометрическое давление. К внутренним исходным данным относятся допускаемые температуры, расходы и характеристики теплоносителей, теплоотдача отдельных систем силовой установки в зависимости от режима нагружения.

При обеспечении заданных требований к системе охлаждения анализ сравниваемых вариантов должен быть выполнен на основе комплексного критерия, характеризующего совершенство разрабатываемой системы охлаждения. Универсальным методом сравнения технических объектов промышленного назначения является их экономическая оценка. В соответствии с этим принципом за критерий эффективности системы охлаждения транспортной силовой установки можно принять приведенные затраты  $Z$  на ее создание и эксплуатацию:

$$Z = C + KE_{и}, \quad (8.1)$$

где  $C$  – годовые эксплуатационные затраты, связанные с системой охлаждения;  $E_{и}$  – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, принятый равным 0.15;  $K$  – капитальные затраты, отнесенные к системе охлаждения:

$$K = K_{р.б} + K_{в.у} + K'_{дв}, \quad (8.2)$$

где  $K_{р.б}$  – капитальные затраты на изготовление радиаторного блока;  $K_{в.у}$  – капитальные затраты на изготовление вентиляторной установки;  $K'_{дв}$  – часть балансовой стоимости двигателя, которую необходимо отнести к затратам на создание системы охлаждения.

Последнее слагаемое в составе капитальных затрат, отнесенных к системе охлаждения, определяется тем, что часть номинальной мощности двигателя расходуется не на выполнение полезной работы (эксплуатационная мощность), а на привод вентилятора и агрегатов вспомогательных систем двигателя (масляные и водяные насосы, компрессор, генератор и т. д.). Часть этих агрегатов обеспечивает работоспособность системы охлаждения

и должна быть учтена при определении затрат на ее создание. Основным потребителем мощности из этих агрегатов является вентилятор. Доля водяных и масляных насосов в общих затратах мощности на перемещение теплоносителей составляет обычно 1 – 2% (для исследуемого объекта и системы охлаждения трактора Т-75.01, например, 2,7%), поэтому в дальнейшем они не учитываются. В соответствии с этим величина  $K'_{дв}$  может быть определена по формуле:

$$K'_{дв} = K_{дв} N_{дв.н} / N_{в}, \quad (8.3)$$

где  $K_{дв}$  – балансовая стоимость двигателя, руб;  $N_{дв.н}$  – номинальная мощность двигателя, кВт;  $N_{в}$  – максимальная мощность, потребляемая вентилятором, кВт.

Как показывает анализ действующего в нашей стране и за рубежом радиаторного производства и себестоимости выпускаемых радиаторов, доля затрат на сырье и материалы составляет 80 – 90%. Следовательно, величина капитальных затрат на изготовление радиаторного блока может быть выражена через стоимость ( $M_p$ ) входящих в него материалов:

$$K_{р.б} = 1,18 M_p. \quad (8.4)$$

Затраты на создание вентиляторной установки применительно к исследуемому объекту включают затраты на изготовление крыльчатки вентилятора  $K_v$  и его корпуса  $K_{кв}$ :

$$K_{в.у} = K_v + K_{кв}. \quad (8.5)$$

Крыльчатка вентилятора может быть выполнена по двум принципиально отличающимся схемам: с профильными или листовыми лопатками. Технология изготовления крыльчатки с профильными лопатками предполагает выполнение ее цельнолитой из легких сплавов или полимерных материалов. В этом случае характерными параметрами, определяющими изменение себестоимости изготовления крыльчаток альтернативных аэродинамических схем или углов установки, является масса крыльчатки, ее диаметр и ширина втулки.

Себестоимость литья определяется затратами на материалы, электроэнергию, заработную плату и транспортно-заготовительными расходами. Все эти затраты пропорциональны массе литейной заготовки.

Согласно прейскуранту нормированная зарплата на отливку определяется классом точности, группой сложности и массой отливки. Для крыльчаток альтернативных аэродинамических схем точность и сложность литейных заготовок – величины постоянные, а их массы изменяются. Другие статьи в калькуляции затрат пропорциональны рассмотренным, следовательно, себестоимость литейной заготовки прямо пропорциональна ее весу.

Себестоимость работ по механической обработке литейной заготовки крыльчатки пропорциональна величине нормированной зарплате, которая определяется временем ее обработки. В свою очередь, время обработки пропорционально литейным размерам крыльчатки, ее диаметру и ширине втулки.

Из приведенного анализа статей затрат на изготовление литой крыльчатки серийного вентилятора следует вывод о том, что при их серийном производстве, пренебрегая затратами на изготовление модельной оснастки, затраты на производство крыльчатки можно представить в виде:

$$K_{\text{в}} = \Pi_{\text{л}} M_{\text{в}} + \Pi_{\text{м}} D \ell, \quad (8.6)$$

где  $\Pi_{\text{л}}$  – себестоимость 1 кг отливки, руб./кг;  $M_{\text{в}}$  – масса крыльчатки, кг;  $\Pi_{\text{м}}$  – себестоимость механической обработки 1 м объема вентилятора;  $D$  – диаметр вентилятора, м;  $\ell$  – ширина втулки вентилятора, м.

Себестоимость изготовления корпуса вентилятора также может быть определена по зависимости (8.6). В этом случае  $\ell$  есть ширина (длина) корпуса вентилятора.

Эксплуатационные затраты системы охлаждения в первом приближении могут быть определены следующим образом:

$$C = C_{\text{р}} + C_{\text{в}} + C_{\text{а}}, \quad (8.7)$$

где  $C_{\text{р}}$  – эксплуатационные затраты на техническое обслуживание и ремонт радиаторов (для опытных разработок относим к техническому обслуживанию двигателя), руб./год;  $C_{\text{а}}$  – амортизационные отчисления на систему охлаждения, руб./год;  $C_{\text{в}}$  – расходы на топливо и смазку, потребляемые двигателем для получения мощности на работу системы охлаждения, руб./год:

$$C_{\text{в}} = N_{\text{в}} K_{\text{з.в}} (g_{\text{т}} C_{\text{т}} + g_{\text{м}} C_{\text{м}}) t (K_{\text{хх}}), \quad (8.8)$$

где  $K_{\text{з.в}}$  – коэффициент загрузки вентилятора;  $g_{\text{т}}$  – удельный расход топлива, кг/кВт·ч;  $g_{\text{м}}$  – удельный расход масла, кг/кВт·ч;  $C_{\text{т}}$  – цена топлива, руб./кг;  $C_{\text{м}}$  – цена масла, руб./кг;  $t$  – годовой фонд времени работы двигателя, ч;  $K_{\text{хх}}$  – коэффициент холостой работы.

Коэффициент загрузки вентилятора  $K_{\text{з.в}}$  определяется в основном относительной нагрузкой двигателя и температурой климатической зоны эксплуатации и может быть представлен в виде произведения соответствующих коэффициентов:

$$K_{\text{з.в}} = K_{\text{з.л}} K_{\text{з.к.з.}} \quad (8.9)$$

На этапе проектирования коэффициент загрузки двигателей тракторов по мощности принимается равным 0,75. Коэффициент климатической зоны

эксплуатации представляет собой относительное время работы вентилятора при полной загрузке силовой установки и может быть рассчитан для фиксированной температуры окружающей среды следующим образом:

$$K_{з.к.з} = (T_{ж\max} - T_{окр\max}) / (T_{т.д} - T_{о.с}), \quad (8.10)$$

где  $T_{ж\max}$  – максимально допустимая температура охлаждающей воды двигателя;  $T_{окр\max}$  – максимально допустимая температура окружающей среды;  $T_{т.д}$  – температура срабатывания термостата двигателя, при которой происходит включение вентилятора;  $T_{о.с}$  – текущее значение температуры окружающей среды.

Эта формула справедлива для значений температуры, не превышающих минимальное значение температуры, при которой требуется непрерывная работа вентилятора при полной загрузке двигателя:

$$T_{осм} = T_{окр\max} + T_{т.д} - T_{ж\max}. \quad (8.11)$$

Так как температура окружающей среды является переменной величиной, коэффициент должен быть определен как средневременная величина для определенной климатической зоны эксплуатации.

В соответствии с этим коэффициент загрузки вентилятора  $K_{к.з.з}$ , обусловленный климатической зоной эксплуатации, определяется в виде:

$$K_{к.з.з} = \sum [x_i ((T_{ж\max} - T_{окр\max}) / (T_{т.д} - T_{о.сi}) - 1)] + 1, \quad (8.12)$$

где  $i$  – порядковый номер интервала температур;  $n$  – порядковый номер интервала температур, включающего величину  $T_{о.сi}$ ;  $x_i$  – доля годового фонда времени со средней температурой в пределах  $i$ -го интервала температур;  $T_{о.сi}$  – среднее значение температуры  $i$ -го интервала.

Амортизационные отчисления на систему охлаждения, включаемые в эксплуатационные затраты в соответствии с (8.7) при оценке сравнительной эффективности альтернативных вариантов, рассчитываются по формуле:

$$C_A = KE / [(1+E)^{T_c} - 1], \quad (8.13)$$

где  $T_c$  – срок службы силовой установки, лет;  $E = 0,1$  – иорматив приведения.

После подстановки в (8.13) выражений для соответствующих величин и проведения необходимых преобразований получаем:

$$\begin{aligned} Z = & [E_n + E / [(1+E)^{T_c} - 1]] (I, 18M_p + K_{дв} N_{двн} / N_n + Ц_{л} + M_n + Ц_{м} D_{л}) + N_n K_{з.д} \times \\ & \times \left\{ \sum [x_i ((T_{ж\max} - T_{окр\max}) / (T_{т.д} - T_{о.сi}) - 1)] + 1 \right\} \times \\ & \times x_i (g_T C_T + g_M C_M) M (1 - K_{хх}). \end{aligned} \quad (8.14)$$

По этой формуле можно определить приведенные затраты на создание и эксплуатацию МСО энергетической установки. Величину приведенных затрат можно использовать как функцию цели при создании оптимальной конструкции системы охлаждения.

### 8.2.2. Методики оптимизации многоконтурных систем охлаждения теплосиловых установок

Разработанный критерий эффективности системы охлаждения позволяет обоснованно оценивать возможные варианты ее выполнения. Система охлаждения силовой установки представляет собой совокупность взаимодействующих элементов – вентилятора и радиатора, каждый из которых характеризуется определенным набором признаков. Независимые параметры элементов системы в общем случае имеют определенные пределы измерения. Часть из них может принимать фиксированные значения (число рядов трубок, число охлаждающих пластин теплообменника и т.д.), другие могут изменяться непрерывно (расход воздуха, диаметр вентилятора).

Отыскание глобального минимума функции цели в этих условиях достигается путем исследования математической модели системы охлаждения. Основы ее составляют математические модели взаимодействующих блока радиатора и вентилятора.

По отношению к ним система охлаждения представляет собой объект более высокого уровня. Его составляющие (блок радиатора и вентилятор) характеризуют систему охлаждения через экономические показатели, определяемые при вычислении функции цели. Таким образом, функция цели определяет структуру экономико-математической модели системы, которая представлена на рис. 8.17.

Входные воздействия объекта исследования, которым является система охлаждения, могут быть классифицированы по следующим признакам:

1) по виду вводимой информации:

- конструктивные параметры;
- теплотехнические характеристики;
- эксплуатационные условия;
- параметры стоимостного анализа;

2) по отношению к уровню описываемого объекта: следует различать характеристики исследуемого объекта и параметры объектов высшего уровня; первые из них, в свою очередь, относятся либо к блоку радиаторов, либо к вентилятору;

3) по способу задания исходных данных: фиксированные и варьируемые величины; последние по характеру изменения подразделяются на дискретные или непрерывно изменяющиеся.



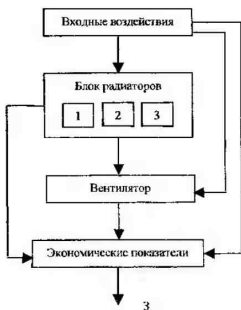


Рис 8 17

В зависимости от конкретных условий объекта проектирования одни и те же входные параметры могут быть либо фиксированными, либо варьируемыми величинами, дискретно или непрерывно изменяемыми в определенном интервале значений.

Ограничения, накладываемые на математическую модель, определяются возможностью реализации и условиями функционирования системы охлаждения, а также объекта более высокого уровня, в состав которого она входит. Эти ограничения можно подразделить на внутренние, определяемые условиями протекания процессов теплопереноса, при которых справедливы описывающие их критериальные уравнения теории подобия, и внешние, накладываемые на входные воздействия номенклатурой применяемой элементной базы, технологическим уровнем реализации элементов системы, компоновкой и условиями функционирования объектов более высокого уровня, в состав которого входит система охлаждения.

К внешним ограничениям относятся, в частности, сортамент тонколистового проката и труб, используемых при производстве теплообменников, возможности реализации конструкций теплообменников высокой компактности, ограничения габаритов моторного отсека силовой установки, расходы теплоносителей, характеристики привода вентилятора и т.д. Частично внешние ограничения математической модели могут быть определены при изготовлении и испытании системы охлаждения, полученной на основе этой модели. К ним, например, относятся параметры вентилятора, ограничиваемые его шумовыми и прочностными характеристиками, расстояние между охлаждающими пластинами теплообменника, ограничиваемое условиями засоряемости радиатора.

Таким образом, основные ограничения, накладываемые на математическую модель, могут быть учтены способом задания и характером изменения исходных данных. Часть из них, относящаяся к радиатору, используется для определения конструктивных параметров радиатора при проведении теплотехнических расчетов в соответствии с математической моделью радиатора, описанной в подразд. 7.5. Другие данные необходимы для проектных расчетов вентилятора, которые проводятся по математической модели, учитывающей его работу в условиях объекта, описанной в подразд. 7.6. Отличительной особенностью в этом случае является то, что входными воздействиями для модели вентилятора наряду с исходными данными системы охлаждения служат выходные воздействия модели радиатора. К ним относятся: температура воздуха и абсолютное давление воздуха после радиатора.

В соответствии со структурой внутренних связей экономико-математической модели системы охлаждения входные воздействия моделей радиатора и вентилятора, а также входные воздействия системы определяют экономические показатели, результатом анализа которых является функция цели – приведенные затраты, являющиеся входным воздействием для всей системы.

При создании системы охлаждения многоконтурной теплосиловой установки одной из наиболее серьезных проблем является выбор оптимальных параметров радиатора как единичного элемента всей системы. Эти параметры должны удовлетворять многим обычно противоречивым требованиям, обеспечивая минимум или максимум некоторых из них. Задача всегда является неоднозначной. Количество возможных вариантов может быть очень большим. Если выбор оптимального варианта ведется вручную, то приходится вводить упрощения, рассматривая наиболее перспективные варианты. После такого анализа нет уверенности, что выбранный вариант действительно является оптимальным.

Современные ЭВМ успешно справляются с подобными заданиями, хотя при этом требуются сложные методы и программы.

Оптимизация начинается с выбора критерия оптимальности, который должен быть согласован с более общей моделью. Он может быть скалярным или векторным, т.е. параметр или совокупность параметров, которые позволяют оценить степень совершенства спроектированного изделия.

В литературе это понятие называется функцией цели. Максимум или минимум скалярной функции цели должен соответствовать оптимальному решению, т.е. оптимальному варианту проектируемого изделия. Процесс поиска этого оптимума и есть оптимизация. При оптимизации конструкции сердцевин радиатора функцией цели являются либо приведенные затраты, либо масса, либо объем. Ее нужно минимизировать при заданных ограничениях.

Выбираются и варьируемые параметры, которые можно изменять в процессе оптимизации. Они образуют вектор  $x = \{x_1, x_2, x_3, \dots, x_n\}$ . При проектировании радиатора варьируемыми параметрами будут: расстояние между трубками, расстояние между пластинами, радиус трубки, длина боковой части трубки, материал трубки, материал охлаждающей пластины и т.д.

Для каждого варьируемого параметра назначаются разумные пределы изменения, они называются границами 1-го рода:

$$x_{i\min} \leq x_i \leq x_{i\max}, \quad i=1, \dots, n.$$

Границы 2-го рода, или функциональные ограничения, – это значения параметров, которые не являются варьируемыми, но однозначно с ними связаны, гарантирующие, что любой вариант изделия, удовлетворяющий всем ограничениям одновременно, является приемлемым, хотя и не оптимальным. Границы второго рода обычно приводятся к одинаковому виду:

$$f_j(x_i) \leq 0, \quad j = 1, 2, \dots, m.$$

Вместе с границами 1-го рода они выделяют в мерном пространстве область применяемых решений (область поиска).

Таким образом, задача нелинейной оптимизации может быть сформулирована следующим образом: найти минимум (максимум) некоторой функции многих переменных (функции цели)

$$F = F(x_i), \quad i = 1, 2, \dots, N, \quad (8.15)$$

на которые наложены ограничения как на пределы изменений (границы 1-го рода)

$$x_{i\min} \leq x_i \leq x_{i\max}, \quad (8.16)$$

так и функциональные ограничения (границы 2-го рода)

$$f_j = f_j(x_1, x_2, \dots, x_n) \geq 0, \quad j = 1, 2, \dots, N. \quad (8.17)$$

При решении поставленной задачи различают два подхода. Первый заключается в решении системы трансцендентных уравнений вида

$$dF/dx_i = 0. \quad (8.18)$$

Второй состоит в получении последовательности векторов (координат точек в пространстве переменных), значения функций цели для которых образуют сходящуюся последовательность. В свою очередь, такие итерационные методы делят на три группы:

- методы, использующие только значения функции цели (прямые методы или методы поиска);

- методы, использующие первые производные;

- методы, использующие вторые производные.

В настоящее время разработано большое число методов оптимизации, но среди них нет такого, который эффективно решал бы любые задачи нелинейной оптимизации. Поэтому при решении конкретной задачи может потребоваться применение нескольких методов оптимизации, но и тогда успех во многом будет определяться знанием существа решаемой проблемы.

Характерным для задач оптимального проектирования технических объектов является сложный нелинейный характер функции цели, большая размерность, наличие значительного числа функциональных ограничений, многоэкстремальность, многокритериальность, возможность разрывов функций и их производных. В связи с этим получить оптимальное решение в аналитической форме с помощью классических методов дифференциального исчисления не представляется возможным. Вычисление аналитических производных можно заменить вычислением производных с помощью разностных схем, но возникающая при этом ошибка существенно ограничивает применение этих методов.

Эффективными методами решения подобных задач являются поисковые методы, которые не требуют непрерывности функции цели и существования производных. Обычно поисковые методы делят на детерминированные и статистические (методы случайного поиска).

Детерминированные методы – это методы с жестким алгоритмом (без случайных элементов), т.е. такие, при которых сбор информации, необходимой для решения вопроса о дальнейшем проведении поиска, производится путем вычисления значений функций в точках, точно определенных на основе уже имеющейся информации.

Методы случайного поиска (или статистические) – это методы, при которых пробные шаги (для сбора информации о функции) или рабочие шаги (очередное улучшение значений параметров) производятся с элементами случайности.

Эффективность того или иного алгоритма поиска можно оценить по ряду критериев. Универсальные оценки алгоритмов могут быть использованы для сравнения, однако в общем виде их получить не удается. Поэтому обычно теоретическому сравнению поддаются только частные классы методов оптимизации для частных классов функций и частных критериев.

Эффективность детерминированных методов поиска существенно зависит от вида оптимизируемой функции. При решении разнообразных задач проектирования затруднительно каждый раз проводить исследования на модели с целью выявления особенностей поведения функции. Поэтому

статистические алгоритмы поиска, не накладывающие никаких существенных ограничений на исследуемые функции, в этом смысле являются очень удобными в качестве универсального способа решения задач оптимального проектирования.

В работах Л.С. Гурина и Л.А. Расстригина приведен подробный анализ наиболее распространенных подходов к построению алгоритмов случайного поиска. Самым простым из алгоритмов случайного поиска является метод Монте-Карло. Этот алгоритм, обладая определенными глобальными свойствами, имеет низкое быстродействие, причем эффективность его уменьшается с ростом размерности задачи.

Сведения о гладкости функции позволяют сформулировать алгоритм с линейной тактикой, по которому в пространстве расстояний делаются случайные шаги, пока не будет получен шаг с лучшей функцией цели. Затем удачные шаги повторяются до тех пор, пока в этом направлении функция цели не начнет увеличиваться и т.д.

Алгоритм поиска с линейной тактикой подразделяется на два независимых этапа. Первый сводится к определению направления движения, которое может быть выявлено по первому удачному случайному вектору, выбором наилучшего из нескольких случайных, методом статистического градиента и т.д. Второй этап определяет способ перемещения вдоль выбранного направления.

В нелинейной постановке целесообразнее не повторять удачные шаги в неизменном направлении, а принимать последовательные независимые попытки. При этом возможны самые различные способы определения направления и величины перемещений. Характерным для этих алгоритмов является полное игнорирование предыдущего опыта.

Очевидно, эффективней будут алгоритмы, способные накапливать и использовать предыдущий опыт, т.е. обладать способностью к самообучению. Общее для всех алгоритмов самообучения заключается в определенном целенаправленном воздействии на случайный выбор направления, а часто и на длину очередного шага. В процессе поиска система оптимизации как бы получает представление о наилучшем направлении движения в пространстве параметров. Случайность здесь играет роль средства изучения оптимизируемой функции.

При экспериментальном изучении статистические алгоритмы с самообучением демонстрируют достаточно высокую эффективность. В настоящее время предложено большое количество таких алгоритмов, отличающихся по сложности и эффективности в различных задачах. Представляется, что

результативным будет комбинированный алгоритм поиска, позволяющий применять наиболее действенный способ решения в зависимости от ситуации, возникшей в процессе оптимизации. Эта задача со сложным поведением функции отклика.

В основу модуля оптимизации этой задачи положены принципы и математическое обеспечение комбинированного алгоритма статистического поиска [97]. Этот алгоритм предназначен для решения задач оптимизации, которые могут быть сформулированы как задачи нелинейной оптимизации, в том числе ряда задач, возникающих в САПР. В алгоритме, головной подпрограммой которого является OPTV (рис. 8.18), предусмотрено 14 способов получения очередной точки (совокупности значений оптимизируемых воздействий), объединенных в 12 макроблоков. Выбор наиболее эффективного способа производится автоматически в зависимости от структуры функции цели и ситуации, сложившейся в процессе поиска. Смена алгоритмов организована программой-диспетчером с помощью системы признаков.

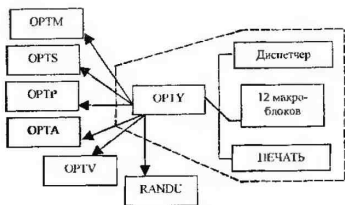


Рис 8 18

Начальная точка поиска может быть заданной или случайной, т.е. она может быть введена массивом из чисел  $M$  или получена по формуле

$$\chi_i = \chi_{i \min} + \xi(\chi_{i \min} + \chi_{i \max}), \quad (8.19)$$

где  $\chi_i$  — значение воздействия в «текущей» точке;  $\chi_{i \max}$ ,  $\chi_{i \min}$  — соответственно максимальное и минимальное допустимые значения воздействия;  $\xi$  — случайные числа, равномерно распределенные в интервале от 0 до 1.

Если начальная точка не удовлетворяет функциональным ограничениям, то модуль позволяет сначала найти точку в области допустимых решений, а затем и оптимизацию в этой области, где очередной шаг делается по формуле:

$$\chi_{iT} = \chi_{in} + M_0 M_m (\chi_{i\max} - \chi_{i\min}) \frac{\Delta i}{\sqrt{\sum \Delta i^2}}, \quad (8.20)$$

где  $\Delta i = K_n \chi_{in} + (1 - k_n) \cos(\pi \xi)$ ;  $M_0$  — общий масштаб поиска;  $K_n$  — коэффициент поиска, соизмеряющий долю детерминированной и случайной составляющей на данном шаге;  $M_m$  — значение компонента вектора индивидуальных масштабов для  $i$ -й переменной;  $\chi_{in}$  — компонент вектора памяти, накапливающего информацию о предыдущих шагах:

$$\chi_m = A_c \chi_m + (1 - A_c) \frac{(\chi_{ia} - \chi_{ic})}{(\chi_{i\max} - \chi_{i\min})}. \quad (8.21)$$

Здесь  $A_c$  определяет соотношение «старой» и «новой» информации о точках.

В оптимизационном модуле предусмотрены алгоритмы оценивания качества шага, возвращения в область поиска при выходе за границы допустимого изменения переменных, овражного поиска и т.д. Для решения многокритериальных задач предусмотрен алгоритм, реализующий метод последовательных уступок.

Подпрограмма оптимизационного модуля OPTM (рис. 8.18) организует обращение к подпрограмме, реализующей математическую модель исследуемого объекта, а после просчета по модели анализируется массив функциональных ограничений.

Подпрограмма OPTP формирует выбор памяти, добавляя информацию о новых «лучшей» и «старой» точках.

В подпрограмме OPTA производится анализ качества шага. Подпрограмма OPTV предназначена для запоминания «оптимальной» точки и пересчета общего и индивидуальных масштабов при овражных шагах. Программа RANDU предназначена для вычисления случайных действительных чисел.

В сравнительно простых случаях статистический поиск уступает в быстродействии градиентным методам.

Более эффективный оптимизационный модуль получается при использовании методов идентификации моделей заданной структуры. Наиболее полно в настоящее время разработаны методы идентификации для линейных моделей. Рассматриваемые здесь модели нелинейные  $(P_k^* P_k)$ , это приводит к большим вычислительным трудностям, связанным в основном с плохой обусловленностью матрицы плана из-за зависимости оптимизируемых параметров (из-за мультиколлинеарности). Следствием этого является неточное оценивание оптимизируемых параметров, искажение модели и другие неоднозначности, для исключения которых предложен ряд регуляризирующих алгоритмов идентификации.

В основу используемого здесь модуля положен метод гребневых оценок

$$\bar{\chi}_k = (P_k' P_k + kE)^{-1} P_k' \Delta U, \quad (8.22)$$

где  $E$  – единичная матрица;  $k$  – корректирующая поправка, величина которой подбирается опытным путем.

Добавление некоторой неотрицательно определенной матрицы  $kE$  к матрице плана  $P_k' P_k$  делает последнюю лучше определенной, а оценки оптимизируемых параметров проектирования – более устойчивыми.

Для функционала суммы квадратов невязок удастся построить метод оптимизации (метод Ньютона – Гаусса) более эффективный, чем общий метод Ньютона. Оценка оптимальных параметров в этом случае запишется в виде

$$\bar{\chi}_{k+1} = \bar{\chi}_k + (P_k' P_k + kE)^{-1} P_k' \Delta U, \quad (8.23)$$

где  $P_k = (\partial u / \partial \chi) \chi_k$  – матрица коэффициентов влияния варьируемых параметров математической модели на расчетные параметры, используемые при расчете невязок. Блок-схема этого алгоритма оптимизации приведена на рис. 8.18. Программа, составленная на основе этого алгоритма, написана на языке Фортран-IV.

При оптимизации сложных конструкций и режимов, когда решение задач газодинамического и теплового состояний МСО требует большого машинного времени, ни поисковый, ни градиентный метод не обеспечивает решение задачи оптимизации. Здесь интерес представляет метод последовательного симплексного планирования, основанный на последовательном шаговом движении к оптимуму без вычисления составляющих градиента. Движение осуществляется путем отображения правильного симплекса в пространстве оптимизируемых параметров проектирования. Постоянный размер симплекса не обеспечивает одновременно высокую скорость движения в начале поиска и точность отыскания оптимума. Поэтому более эффективным является симплексный метод с переменным шагом (СМПШ).

Исходными данными алгоритма СМПШ являются: предельные значения оптимизируемых переменных  $\chi_i$  ( $\chi_{i\min}$  и  $\chi_{i\max}$ ), число этих переменных  $k$ ; координаты центра начального симплекса; размер ребра начального симплекса  $\chi_{or}$ ; параметр последовательности  $d$  (некоторое положительное число), который уменьшает размеры симплекса  $L_0$ ; общее число шагов поиска  $N$ .



Построив начальный симплекс  $\chi_{ji}$  и вычислив по математической модели  $\Phi_j(\chi_{ji})$ ,  $j=1, \dots, k+1$ , в его вершинах, выполняют операции ранжирования  $\Phi_s = \inf \Phi_j$ , вычисления координат вершины нового симплекса:

$$\chi_{si}^H = \frac{2}{k} \sum_{j=1}^{k+1} \chi_{ji} - \frac{2+k}{k} \chi_{si}, \quad i=1, \dots, k. \quad (8.24)$$

Блок-схема СМПС приведена на рис. 8.19.

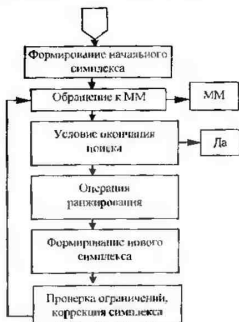


Рис. 8.19

Изменение размеров симплекса выполняется по зависимости  $L_n = L_0 Q_n^n$ , где  $n$  – номер шага;  $Q_n = \exp(-dn)$  – числовая последовательность, определяющая закон изменения шага.

По уравнению

$$\chi_{ji}^m = \chi_{si}^H + (\chi_{ji} - \chi_{si}^H) \frac{Y_{ji}}{Y_{si-1}}, \quad j \neq s, \quad i=1, \dots, k, \quad (8.25)$$

вычисляются координаты новой вершины уменьшенного симплекса.

### 8.2.3. Программа оптимизации расчетных многоконтурных систем охлаждения

Комплекс программ «Оптимизация расчетных показателей сердцевины трубчато-пластинчатого радиатора» предназначен для расчета оптимальных характеристик проектируемого радиатора и состоит из управляющей программы, семи подпрограмм оптимизации, подпрограмм расчета показателей сердцевины радиатора, подпрограммы печати показателей

сердцевины радиатора, базы данных и системы управления базой данных. Язык программирования – Фортран-IV. Подпрограммы работают в пакетном режиме и не требуют от оператора нестандартных действий.

В основу подпрограмм оптимизации положены разработки профессора А.П. Тунакова [97].

Для расчета показателей сердцевины радиатора используется математическая модель, описанная в главе 7.

Время работы комплекса программ существенно зависит от времени просчета математической модели, так как в процессе расчета происходит неоднократное обращение к ней.

В управляющей программе осуществляется ввод исходных данных и обращение к головной подпрограмме оптимизации при помощи оператора:

$$\text{CALL OPTU(NML, NK, L1, L2, BK, XMA, XMI, XI, XT, FS, MODELO, M6),} \quad (8.26)$$

где NML – массив, содержащий информацию о размерности задачи;  
NK – массив управляющих целочисленных констант программы;  
L1 – массив признаков краткой печати;  
L2 – массив признаков полной печати;  
BK – массив вещественных констант программы;  
XMA – верхние ограничения на варьируемые параметры;  
XMI – нижние ограничения;  
XI – индивидуальные масштабы по каждой переменной;  
XT – показатели варьируемых параметров;  
FS – массив уступок;  
MODELO – имя подпрограммы, реализующей математическую модель;  
M6 – имя дополнительного выхода.

Массивы NML, NK, L1, L2, BK, XMA, XMI, XI, XT, FS описаны в управляющей программе. Массивы NML, NK, L1, L2 – целочисленные, остальные – вещественные. Длина массива NML – 3 элемента, NK – 6 элементов, L1 и L2 – по 15 элементов, BK – 15 элементов, XMA, XMI, XI, XT – до 100 элементов, FS – до 10 элементов.

Элементы массива NML содержат следующую информацию: NML(1) – размерность задачи, т.е. число варьируемых параметров; NML(2) – число функциональных ограничений.

Элементы массива NK содержат следующую информацию: NK(1)-1 – поиск максимума, 0 – поиск минимума; NK(2)-1 – начальная точка задается, 0 – начальная точка случайная; NK(3)-1 – массивы XMA, XMI, XI вычисляются, 0 – вводятся; NK(4)-1 – печать «истории поиска», 0 – отсутствие

печати; NK(5) – период печати результатов поиска, NK(6) – предельное число шагов поиска.

Элементы массивов L1 и L2 могут принимать два значения: 0 и 1. При L1(1), равном единице, происходит краткая печать результатов работы алгоритма с условным номером 1. При L2(1), равном единице, происходит полная печать.

Массив ВК включает 15 констант:

ВК(1) – константа увеличения общего масштаба поиска при удачных шагах (1,2 ... 1,8);

ВК(2) – константа уменьшения общего масштаба поиска при неудачных шагах (1,2 ... 1,8);

ВК(3) – константа увеличения коэффициента поиска при удачных шагах (0,1 ... 0,4);

ВК(4) – константа уменьшения коэффициента поиска при неудачных шагах (0,7 ... 0,9);

ВК(5) – константа, определяющая пределы изменения переменных в случае вычисления (а не ввода) границ (0,05 ... 0,2);

ВК(6) – константа, соизмеряющая долю «новой» и «старой» информации при формировании вектора памяти (0,3 ... 0,7);

ВК(7) – коэффициент запаса при интерполировании на границы области поиска (0,1 ... 0,3);

ВК(8) – константа, имеющая тот же смысл, что и ВК(6), но по величине меньшая, что необходимо для ускоренной перестройки вектора памяти (0,1 ... 0,2);

ВК(9) – коэффициент, используемый при вычислении допустимого числа неудачных шагов подряд (2 ... 5);

ВК(10) – предельно допустимое число неудачных шагов по алгоритмам 3 и 4 (2 ... 10);

ВК(11) – заданное число повторений поиска из случайных начальных точек при поиске глобального оптимума (0 ... 5);

ВК(12) – константа, используемая при пересчете общего масштаба поиска при обратных шагах (0,1 ... 0,3);

ВК(13) – нижняя граница изменения константы поиска (0,3 ... 0,5);

ВК(14) – верхняя граница изменения константы поиска (0,8 ... 0,);

ВК(15) – число, ограничивающее минимальное значение общего масштаба поиска, т.е. определяющее точность нахождения оптимума ( $10^{-3}$  ...  $10^{-6}$ ).

Массив FS содержит абсолютные величины уступок, используемые в многокритериальных задачах.

Часть данных, входящих в список формальных параметров, может не использоваться. После просчета по модели происходит перепись необходимой информации и выбор условного номера очередного алгоритма по значению управляющего признака M2.

Макроблок «Интерполяция в область» объединяет два алгоритма: «Интерполяция в область» по значениям функциональных ограничений в «текущей» и «лучшей» точках и «Деление шага пополам», который применяется при существенно нелинейных ограничениях. В случае если «лучшая» точка находится достаточно близко к границе области, происходит переключение на алгоритм «Обратный шаг» ( $NZ = 13$ ). После удачного шага интерполяцией очередным шагом назначается «Шаг в перпендикулярной плоскости» ( $NZ = 10$ ).

Макроблок «Шаг внутри области» включает два способа получения очередной точки: случайный «Шаг внутри области» и «Обратный шаг», отличающийся противоположным знаком случайной составляющей. Координаты новой точки проверяются в подпрограмме OPTS «Проверка границ» и просчитывается модель. Условный номер очередного шага вырабатывается в подпрограмме OPTA «Анализ качества шага».

В макроблоке «Шаг в перпендикулярной плоскости» рассчитанные координаты новой точки проверяются в подпрограмме OPT «Проверка границ» и затем просчитывается модель. Результаты расчета контролируются в подпрограмме OPTA «Анализ качества шага».

В процессе вычисления координат в макроблоке «Первый шаг по Фибоначчи» производится проверка разности координат «лучшей» и «запасной» точек. Если эта разница мала, то шаг по Фибоначчи считается несостоявшимся и заменяется на «Обратный шаг» ( $NZ = 13$ ). После проверки границ и просчета модели анализируется величина коэффициента сокращения шага при выходе за границы изменения переменных. В случае нарушения границ шаг повторяется, но в обратном направлении. При ненарушенных границах результаты просчета модели проверяются в подпрограмме OPTA «Анализ качества шага».

В макроблоке «Очередные шаги по Фибоначчи» координаты новой точки вычисляются по координатам «старой», «лучшей» и «запасной» точек. После просчета модели анализируется признак нарушения функциональных границ. В случае нарушения границ очередным шагом будет «Шаг в перпендикулярной плоскости» ( $NZ = 10$ ). При ненарушенных границах шаги по данному алгоритму повторяются четыре раза. После этого происходит обращение к подпрограмме OPTY «Выбор оптимальной точки».

В макроблоке «Овражный шаг» овражный шаг вычисляется по координатам «лучшей» и «оптимальной» точек. После проверки границ и просчета

по модели полученная информация всегда записывается в «лучшую» точку и из нее осуществляется очередной локальный спуск. Следующим всегда выполняется «Шаг в перпендикулярной области» ( $NZ = 10$ ).

В макроблоке «Смена функции цели» сначала координаты «Оптимальной точки» (по предыдущей функции цели) переписываются в «текущую». Результаты просчета модели в этой точке записываются в «лучшую», «старую» и «запасную» точки, и начинается поиск очередной функции цели. Поиск всегда начинается с «Шага в области» ( $NZ = 9$ ).

Функцией макроблока «Завершающий шаг» является вывод на печать одного из завершающих сообщений и просчета модели с найденными значениями варьируемых параметров.

Функцией макроблока «Печать результатов поиска» является вывод на печать «Истории поиска», а также «краткой» или «полной» печати информации о процессе поиска в зависимости от значений констант  $N 4$ ,  $N 5$ ,  $M 6$  и массивов признаков  $L 1$  и  $L 2$ .

Итогом работы подпрограмм оптимизации являются координаты оптимальной точки. Координаты оптимальной точки возвращаются в управляющую программу комплекса, в которой осуществляется обращение к подпрограмме расчета показателей сердцевин радиатора с коэффициентами оптимальной точки. Рассчитанные показатели при помощи программы печати выводятся на печать.

Ранее отмечалось, что все исходные данные, необходимые при работе комплекса программ оптимизации расчетных показателей сердцевин трубчато-пластинчатого радиатора, вводятся управляющей программой. Передача входных данных подпрограмме оптимизации производится только через список формальных параметров.

В табл. 8.2 приведены входные данные, порядок их следования, обозначения в программе, единицы их измерения, тип данных, размерность. Выходные данные (результаты расчета) выводятся на печать в виде таблицы.

Кроме результатов расчета на печать также выводится информация о поиске. Печать информации о поиске состоит в выводе через каждые 40 шагов, если константа  $NK(4) \neq 0$ , строки из 40 условных номеров проработавших алгоритмов.

Таблица 8.2

Обозначения входных данных в программе оптимизации показателей сердцевин радиатора

№ п/п	Наименование исходных данных	Обозначение в тексте	Обозначение в программе	Ед измерения
1	Необходимый теплосъем	$Q_{зд}$	QSAD	Вт
2	Скорость потока воздуха	$W$	W	м/с
3	Количество участков		KU	
4	Начальная температура воды на входе в радиатор	$t_{ж,вх}$	TGB	°C

№ п/п	Наименование исходных данных	Обозначение в тексте	Обозначение в программе	Ед. измерения
5	Снижение температуры воды в радиаторе	$\Delta t_w$	DTG	°C
6	Температура набегающего воздуха	$t_{nax}$	TBB	°C
7	Полное давление набегающего воздуха	$p^*_{в,вх}$	PBB	Па
8	Размеры лобовой части радиатора: ширина высота	$L$ $H$	SL H	м м
9	Размеры трубки охлаждения: внутренний радиус лобовой и тыльной стороны наружный радиус лобовой и тыльной стороны длина боковой части	$R_{в}$ $R_{н}$ $l$	RG RB DLB	м м м
10	Толщина стенки трубки	$\delta_t$	DT	м
11	Размеры ленты охлаждения на один ряд трубок: ширина участка ребра лобовой части трубки ширина участка ребра тыльной части трубки полная ширина ребра одного ряда охлаждения	$a_1$ $a_2$ $a$	AL(I) A2(I) AA(I)	м м м
12	Толщина ребра	$\delta_p$	DP	м
13	Коэффициент теплопроводности: материала трубки материала ребра	$\lambda_t$ $\lambda_p$	TLT TLP	Вт/(м·К) Вт/(м·К)
14	Коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости	$\alpha_{ж}$	ALGI	Вт/м <sup>2</sup> ·К
15	Поправка на температуру стенки трубки		TG	°C
16	Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха	$\alpha_{в}$	ALBI	Вт/м <sup>2</sup> ·К
17	Поправка на определение средней температуры ребра		IV	°C
18	Поправка на температуру воздуха в радиаторе		TB	°C
19	Коэффициент заданной точности по теплосъему	$\epsilon$	EPSL	
20	Коэффициент заданной точности по приближению	$\epsilon$	EPL	
21	Число рядов трубок в радиаторе	$n_p$	NP	шт.
22	Число трубок в одном ряду	$n$	NTI	шт.
23	Расстояние между трубками	$S$	S	м
24	Число ребер в радиаторе	$n_p$	NPB	шт.

№ п/п	Наименование исходных данных	Обозначение в тексте	Обозначение в программе	Ед. измерения
25	Шаг ребер охлаждения	$h$	SH	м
26	Потребный расход воды	$G_{ж}$	GG	кг/с
27	Технологические границы для данного типа радиатора:			
	минимально допустимое количество рядов	$n_{г\ min}$	MINKR	шт.
	максимально допустимое количество рядов	$n_{г\ max}$	MAXKR	шт.
	минимально допустимое количество трубок в ряду	$n'_{г\ min}$	MINKT	шт.
	максимально допустимое количество трубок в ряду	$n'_{г\ max}$	MAXKT	шт.
	минимально допустимое количество ребер	$n_{p\ min}$	MINKP	шт.
максимально допустимое количество ребер	$n_{p\ max}$	MAXKP	шт.	
28	Плотность материала ребер	$\rho_p$	RREB	кг/м <sup>3</sup>
29	Плотность материала трубки	$\rho_t$	RTRB	кг/м <sup>3</sup>
30	Длина боковой части трубки, идущей на создание шва	$l'$	LRP	м
31	Плотность материала припоя	$\rho_{ал}$	ROJW	кг/м <sup>3</sup>
32	Объем припоя, идущего на спаивание одной ячейки матрицы на глубину одного ряда	$v_{ор}$	VOLW	м <sup>3</sup>

Вывод «краткой» и «полной» печати определяется содержимым массивов признаков печати L1 и L2 и значением константы NK(5). При L1(I) = 1 происходит «краткая печать» результатов расчета по соответствующему алгоритму с условным номером, равным единице, сразу же после работы этого алгоритма. При L2(F) = 1 производится аналогично «полная печать». В соответствии со значением NK(5) через заданное количество шагов выводится (на первом и последнем шаге) «краткая» и «полная» печать, независимо от значения NK(5), L1, L2.

При расчетах по программе оптимизации на системное устройство печати может быть выдано 6 сообщений.

1) «Поиск максимума» – сообщение выводится в начале поиска, если константа.

2) «Поиск минимума» – сообщение выводится в начале поиска, если константа.

3) «Ошибка: начальная точка вне границы или верхняя граница меньше нижней» – сообщение выводится при ошибке в задании значений массивов ХМА, ХМ1 или ХТ. При этом программа выходит на метку дополнительного выхода, указанную при обращении к подпрограмме.

4) «Пустая область поиска» – сообщение выводится, если после уменьшения масштаба поиска до предельного значения не найдено ни одной точки, в которой удовлетворялись бы все функциональные ограничения.

5) «Выполнено предельное число шагов поиска» – сообщение выводится, если масштаб поиска еще велик, но число шагов достигло значения, заданного константой.

6) «Оптимум найден» – сообщение выводится при нормальном завершении поиска.

Образец исходных и расчетных показателей оптимальной сердцевинки трубчато-пластинчатого радиатора 330У.06.0360Б (материал трубки Л-62, материал пластины Л-96) приведен в табл. 8.3.

Таблица 8.3

Обозначения исходных и расчетных показателей в программе оптимизации показателей сердцевинки радиатора

№ п/п	Наименование исходных данных	Обозначение в тексте	Обозначение в программе	Ед. измер.	Значение данного
1	Необходимый теплосъем	$Q_{зд}$	QSAD	Вт	134450
2	Полное давление набегающего воздуха	$p^*_{вх}$	PBB	Па	101324
3	Скорость набегающего потока	$W$	W	м/с	7,5
4	Потребный расход воды	$G_w$	GG	кг/с	7,03
5	Начальная температура воды на входе в радиатор	$t_{жвх}$	TGB	°C	95
6	Температура набегающего на радиатор воздуха	$t_{гвх}$	TBB	°C	30
7	Снижение температуры воды в радиаторе	$\Delta t_{ж}$	DTG	°C	5
8	Поправка на температуру стенки трубки		TG	°C	5
9	Размеры лобовой части радиатора: ширина высота	$L$ $H$	SL H	м м	0,44 0,536
10	Размеры трубки охлаждения: внутренний радиус лобовой и тыльной стороны наружный радиус лобовой и тыльной стороны длина боковой части	$R_{ж}$ $R_{г}$ $\ell$	RG RB DLB	м м м	0,00141 0,00151 0,01001



№ п/п	Наименование исходных данных	Обозначение в тексте	Обозначение в программе	Ед. измер.	Значение данного
11	Размеры ленты охлаждения на один ряд трубок: ширина участка ребра лобовой части трубки	$a_1$	A1(I)	м	0,004134
	ширина участка ребра тыльной части трубки	$a_2$	A2(I)	м	0,004134
	полная ширина ребра одного ряда охлаждения	$a$	AA(I)	м	0,018280
	толщина ребра	$\delta_p$	DP	м	0,00014
12	Коэффициент теплопроводности материала трубки материала ребра	$\lambda_t$	PLT	Вт/м·К	105
		$\lambda_p$	PP	Вт/м·К	50
13	Плотность материала ребер	$\rho_r$	RREB	кг/м <sup>3</sup>	8666
14	Плотность материала трубки	$\rho_t$	RTRB	кг/м <sup>3</sup>	8899
15	Плотность материала припоя	$\rho_{\text{ос}}$	ROLW	кг/м <sup>3</sup>	9877
16	Объем материала припоя на одну трубку	$V_{\text{тр}}$	LPRP	м <sup>3</sup>	0,003550
17	Объем припоя, идущего на сплавление одной ячейки матрицы на глубину одного ряда	$V_{\text{мат}}$	VOLW	м <sup>3</sup>	$60,6 \cdot 10^{-10}$
18	Расстояние между трубками	$S$	S	м	0,008
19	Шаг ребер охлаждения	$h$	SH	м	0,0055
20	Число рядов трубок в радиаторе	$n_p$	NP	шт.	8
21	Число трубок в одном ряду	$n$	NTI	шт.	60
22	Число ребер в радиаторе	$n_r$	NPB	шт.	138
23	Расчетный теплосъем	$Q_{\text{sum}}$	QSUM	Вт	134676,0
24	Аэродинамическое сопротивление	$\Delta p_a$	DPD	Па	145,4
25	Расчетный вес радиатора	$G$	WES	кг	26,6833

#### 8.2.4. Разработка и исследование некоторых оптимальных конструкций реальных теплообменников

Апробирование программного комплекса САПР охлаждения многоконтурной теплосиловой установки проведено по этапам. Первоначально САПР проверена на одном элементе системы охлаждения – одиночном теплообменнике трубчато-пластинчатого типа.

В качестве образцов сердцевин радиаторов для проверки работоспособности САПР были выбраны следующие сердцевинки серийных водяных радиаторов: 70У13.010021, 77У13.016, 77У13.016Г, 85У13.016, 150У13.020. Апробирование было проведено на основании сравнения результатов расчета и аэродинамических и тепловых продувок радиаторов. Продувка сердцевин осуществлялась в диапазоне изменения скорости набегающего потока воздуха от 2 до 10 м/с. Измерялась температура воздуха после прохождения его через радиатор, теплосъем и аэродинамическое сопротивление. В результате расчета выявлялась зависимость этих величин (подогрева воздуха, теплосъема и аэродинамического сопротивления) от изменения скорости набегающего потока.

Основные конструктивные параметры и геометрические характеристики сердцевин этих радиаторов приведены в табл. 8.4. Кроме конструктивных параметров сердцевин водяных радиаторов в ЭВМ вводятся следующие характеристики: необходимый теплосъем, скорость набегающего потока воздуха на лобовую поверхность радиатора, начальная температура воздуха на входе в радиатор, снижение температуры воды в радиаторе, температура воды на входе в радиатор, полное давление набегающего потока воздуха, потребный расход воды.

Результаты численных и экспериментальных параметров радиаторов оптимизированных конструкций сердцевин водяных радиаторов, геометрия которых представлена в табл. 8.4, приведены в табл. 8.5 и на рис. 8.20 – 8.22. На этих рисунках представлены результаты аэродинамических и тепловых испытаний этих же самых радиаторов в аэродинамической трубе.

Из графиков видно, что кривые изменения суммарного теплосъема и подогрева воздуха в зависимости от скорости набегающего потока, представляющие результаты расчета для всех типов исследованных сердцевин, отличаются от экспериментальных продувок на 5 – 9%.

Кривые гидравлических потерь по воздуху, полученные в результате расчета, пересекаются с кривыми, полученными из экспериментальных исследований при одних и тех же скоростях набегающего потока воздуха (4 – 5 м/с). Это говорит о том, что часть математической модели теплообменника, которая описывает температурное состояние сердцевинки и тепловые потоки, соответствует эксперименту (5 – 9%) во всем диапазоне изменения скорости набегающего потока, газодинамическая часть математической модели совпадает в узком диапазоне изменения скорости набегающего потока воздуха (4 – 5 м/с).

Основные конструктивные параметры сердцевин водяных радиаторов

Параметры	Тип сердцевин радиатора					
	70У.13.010	77У.13.016	77У.13.016Т	85У.13.016	150У.13.020	250У.13.020
Марка двигателя	Д-240	СМД-14, А	СМД-14, А	А-41	СМД-60	СМД-31
Мощность двигателя, л.с.	80	75-130	75-130	90	150-170	250
Тип конструкции	Трубно-пластинчатый					
Высота эффективная, мм	356	617	617	617	635	749
Ширина эффективная, мм	440	615	615	615	645	705
Глубина эффективная, мм	93	93	93	70	139	139
Размер сечения, мм	18×3×0,15					
Расположение	Коридорное					
Шаг по фронту, мм	10	15	15	15	15	15
Шаг по глубине, мм	23	23	23	23	23	23
Длина эффективная, мм	536	617	617	617	635	749
Число рядов	4	4	4	3	6	6
Количество в сердцевине, шт	168	156	156	114	246	278
Материал	Лента Л90 0,15×42,5					
Размеры (ширина × длина), мм	93×440	93×615	93×615	70×600	139×645	139×705
Шаг охлаждающих пластин, мм	3,5	3,3	3,3	4,0	5,0	5,4
Количество в сердцевине, шт	151	184	184	151	126	139
Материал	Лента М3 0,1×98	Лента Л63 0,1×98	Лента М3 0,1×98	Лента Л63 0,1×75	Лента Л63 0,1×145	Лента Л63 0,08×145

Расчетные и экспериментальные параметры радиаторов

Радиатор	W, м/с	Параметры									
		T <sub>в</sub> К		Q, Вт		P, Па					
		Расчет	Эксперимент	Расчет	Эксперимент	Расчет	Эксперимент				
70У13.010021	3,23	331,75	332,69	22928	24037	35,3	54,1				
	5,28	328,26	329,74	32656	34967	78,4	71,6				
	6,17	328,15	328,80	37519		107,9	82,9				
	7,23	327,35	327,85	40298	44049	147,1	99,3				
	10,21	325,25	325,77	50720	56216	258,9	160,9				
	3,02	330,15	327,55	25200	36300	23,5	40,7				
77У13.016Т	4,98	326,15	324,55	37400	51841	53,4	43,1				
	6,26	324,65	323,10	45100	60336	78,4	47,3				
	7,92	322,65	321,67	52800	70539	119,6	55,1				
	9,90	321,15	320,34	60500	81208	176,5	67,9				
	3,02	324,15	320,49	22700	25230	15,7	25,8				
	4,98	322,15	318,13	34002	35905	33,3	27,6				
85У13.016	6,26	321,65	317,10	38900	41919	51,0	30,9				
	7,92	320,65	316,03	47000	48922	80,4	36,9				
	9,90	319,09	315,09	53500	56378	127,5	46,5				
	2,95	333,75	329,66	32500	41745	21,6	41,6				
	4,98	332,25	326,66	48700	61522	51,0	47,1				
	6,40	330,75	325,11	56800	73526	78,4	54,9				
150У13.020	8,03	329,75	323,71	69000	85980	127,5	67,2				
	10,08	328,15	323,32	81200	100095	194,2	87,5				

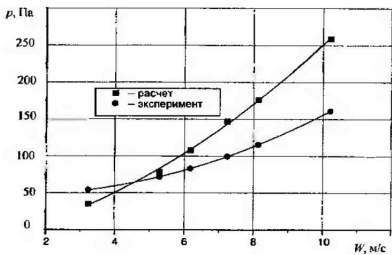
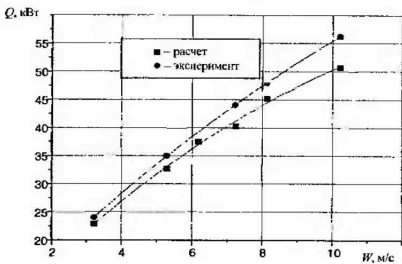
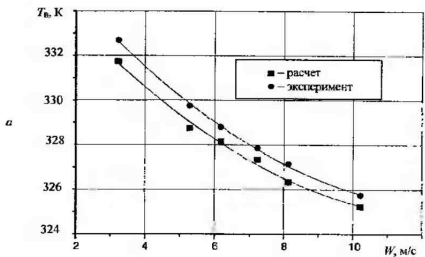


Рис. 8.20

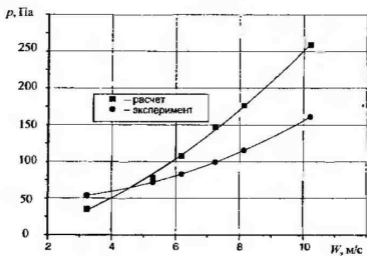
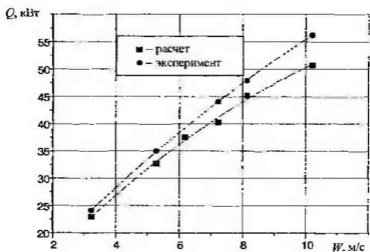
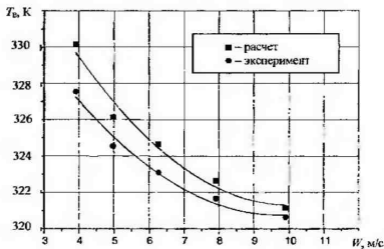


Рис 8 21

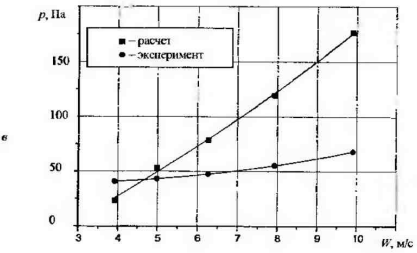
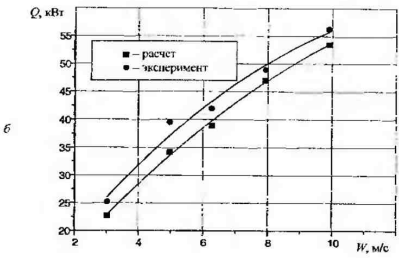
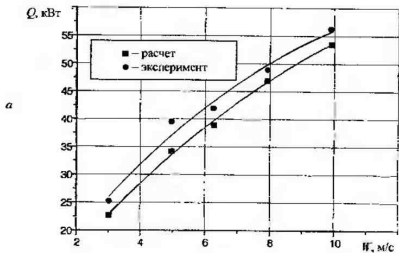


Рис 8 22

После того как подтверждена работоспособность математической модели одиночного теплообменника трубчато-пластинчатого типа, находятся оптимальные конструкции серийных радиаторов:

- 77У13.016 для двигателя А-01М в составе трактора Т-4А;
- 150У13.0201 для двигателя СМД-60, СМД-86, СМД-62М в составе трактора Т-150М;
- ДТ-75С, 250У13.010-2 для двигателя СМД-72 в составе комбайна КСКУ-6, КСК-100, СК-9.

Геометрические характеристики этих радиаторов см. в табл. 8.4.

Оптимизация проводилась на минимум веса и объема с ограничениями, обусловленными технологией изготовления радиаторов, материалами, геометрией фронтальной поверхности, конструкцией крепления и режимами эксплуатации, т.е. определялась функция

$$G = f(n_p, n_t, N_p, d_p, d_t, \rho_p, \rho_t, \rho_{ол}, S, L, a_{\ell \text{ ряд}}, \ell, \ell', R, V_{ол}) \quad (8.27)$$

при

$$Q_{\text{опт}} = j(n_p, n_t, N_p) \geq Q_{\text{зад}}; \quad \Delta p_{\text{в опт}} = y(n_p, n_t, N_p) \leq \Delta p_{\text{в}}, \quad (8.28)$$

где  $G$  – вес сердцевин радиатора;  $n_p$  – количество пластин в сердцевине;  $n_t$  – общее число трубок в радиаторе;  $N_p$  – число рядов трубок в сердцевине;  $d_p$  – толщина пластины (ребра) охлаждения;  $d_t$  – толщина материала трубки;  $\rho_p$  – плотность материала пластины (ребра) охлаждения;  $\rho_t$  – плотность материала трубки;  $\rho_{ол}$  – плотность материала припоя;  $S$  – ширина сердцевин по фронту;  $L$  – высота сердцевин радиатора;  $a_{\ell \text{ ряд}}$  – ширина одного ряда трубок сердцевин;  $\ell$  – длина боковой части трубки;  $R$  – внутренний ( $R_{\text{вн}}$ ) и наружный ( $R_{\text{нар}}$ ) радиусы лобовой и тыльной части трубки сердцевин;  $\ell'$  – длина боковой части трубки, необходимая для создания шва;  $V_{ол}$  – объем припоя на спекание ячейки матрицы на глубину ряда;  $Q_{\text{опт}}$  – теплосъем оптимального радиатора;  $Q_{\text{зад}}$  – требуемый теплосъем;  $\Delta p_{\text{в}}$ ,  $\Delta p_{\text{в опт}}$  – аэродинамические потери в заданном и оптимальном радиаторах.

Оптимальные конструкции сердцевин радиатора создавались с учетом ограничений: 1) шаг пластин не менее значения, допускающего отсутствие загрязнения; 2) шаг трубок по фронту не менее 10 мм из-за технологических ограничений; 3) число рядов трубок в сердцевине по глубине не более, чем в оптимизируемом радиаторе.

В результате расчета получены оптимальные конструкции серийных сердцевин радиаторов 77У13.016; 150У13.0201; 250У13.010-2. Сердцевина радиатора 77У13.016 в результате оптимизации дает экономию латуни 3,38 кг и перерасход припоя 0,17 кг, а также экономию объема на 0,00873 м<sup>3</sup>; сердцевина радиатора 150У13.0201 дает экономию латуни 2,956 кг и 0,163 кг припоя, а также экономию объема на 0,02124 м<sup>3</sup>; сердцевина радиатора 250У13.010-2 дает экономию латуни 2,11 кг и 0,07 кг припоя, а также



экономии объема на  $0,024 \text{ м}^3$ . Экономия объема в данном случае более важная величина, так как дает возможность создавать более качественные конструкции теплоэнергетических установок за счет сокращения подкапотного пространства и увеличения полезного объема, что особенно важно для военной техники.

На рис. 8.23 приведен алгоритм расчета системы радиатор-вентилятор.

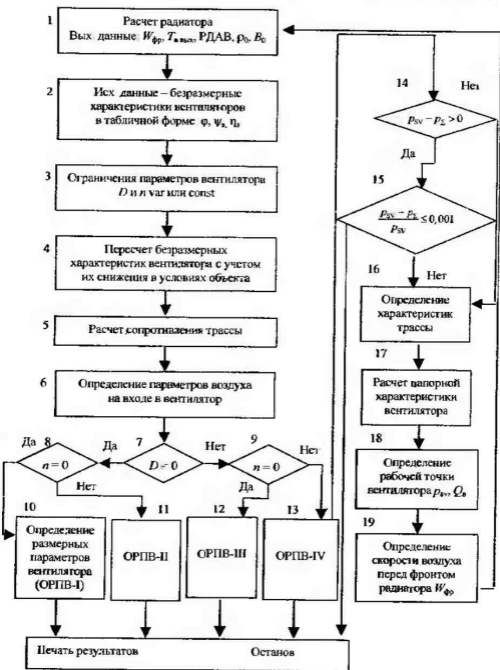


Рис. 8.23

В блоке 1 производится расчет характеристик оптимальной конструкции радиатора, выходные данные которого в блоках 2 – 5 используются для расчета сопротивления трассы. Далее в блоках 6 – 10 определяются размерные параметры вентилятора. По результатам расчета рабочей точки вентилятора ( $p_{sv}$ ,  $Q_n$ ) определяются параметры воздуха перед фронтом радиатора ( $W_{фр}$ ) и расчет радиатора повторяется заново до  $(p_{sv} - p_2)/(p_{sv}) \leq 0,001$ , после чего результаты расчета выводятся на печать.

При наличии математических моделей радиатора трубчатого, трубчато-пластинчатого типа с шахматным и коридорным расположением трубок охлаждения, с плоскими и микрозиганованными пластинами охлаждения, радиаторного блока и вентилятора возможна разработка системы автоматического проектирования МСО теплотехнической установки. Накопленные данные о радиаторах, материалах, о теплофизических свойствах теплоносителей позволяют создать базу данных, которая необходима при проектировании систем охлаждения. В качестве основы для управления базой данных была взята СУБД СЕТОР.

Применение САПР МСО теплосилового устройства для модернизации имеющегося парка конструкций теплоустановок имеет меньшую эффективность, чем для создания новой техники, при проектировании которой имеется возможность создавать более компактные и экономичные установки.

### **8.3. Экспериментальное исследование систем охлаждения, созданных по результатам оптимизации**

#### **8.3.1. Разработка и анализ некоторых реальных типов отдельных теплообменников**

Апробирование программного комплекса системы автоматизированного проектирования системы охлаждения многоконтурной теплосилового устройства проведено по этапам.

Первоначально система проверяется на одном элементе системы охлаждения – одиночном теплообменнике трубчато-пластинчатого типа.

Проверка работоспособности САПР была осуществлена на следующих сердцевинах серийных водяных радиаторов:

- 77У.13.016 для двигателя А-01М в составе трактора Т-4А;
- 77У.13.016-2, 130У.13.020, 150У13.0201 для двигателей СМД-60, СМД-86, СМД-62М в составе тракторов Т-150М, ДТ-75С;
- 250У13.010-2 для двигателя СМД-72 в составе комбайнов КСКУ-6, КСК-100, СК-9, 250У13.010-5.

Геометрические характеристики серийных радиаторов приведены в табл. 8.4

Апробирование было проведено на основании сравнения результатов аэродинамических и тепловых продувок сердцевин серийных водяных радиа-

торов и радиаторов, изготовленных по результатам автоматизированного проектирования. Исследование сердцевин водяных радиаторов проводилось в аэродинамической трубе специализированного конструкторско-технологического бюро (СКТБ) по методике, утвержденной в НАТИ. Все регистрируемые показатели занесены в протоколы исследования радиаторов (№ 598, 591, 592, 593) и обработаны согласно утвержденной методике.

Оптимальные конструкции создавались так, чтобы шаг пластин в сердцевине радиатора был не менее значения, допускающего отсутствие загрязнения, шаг трубок по фронту не менее 10 мм (из-за технологических ограничений), а число рядов трубок в сердцевине по глубине не более, чем в оптимизируемом радиаторе.

Оптимальная конструкция теплообменника зависит от оптимальной геометрии ячейки, из которой состоит сердцевина ТА.

В результате расчетов получена геометрия оптимальной ячейки при шаге охлаждающих пластин по условиям засораемости, равном 5 мм; шаг по фронту для охлаждающих трубок  $S = 8$  мм; шаг по глубине охлаждающих трубок – 17,1 мм; геометрия трубки: толщина трубки – 1,5 мм, длина боковой части трубки – 10,1 мм.

Геометрия серийной сердцевинки имеет следующие характеристики: шаг по фронту – 15 мм, шаг по глубине – 23 мм, минимальный шаг пластин охлаждения из условия засораемости – 5 мм, площадь сечения трубки –  $18,3 = 54 \text{ мм}^2$ . Эквивалентный диаметр для шага охлаждающих трубок по фронту 20 мм – 7,727 мм; для шага 15 мм – 7,059; для шага охлаждающих трубок по фронту 10 мм – 5,833 мм, а для оптимальной геометрии ячейки для шага охлаждающих трубок по фронту 8 мм – 5,652 мм.

На рис. 8.24 приведена поверхность оптимальных значений конструкций теплообменников в зависимости от эквивалентного диаметра и скорости течения теплоносителя, из которого видно, что с уменьшением эквивалентного диаметра вес теплообменника уменьшается. Это подтверждается результатами оптимизированных конструкций теплообменников.

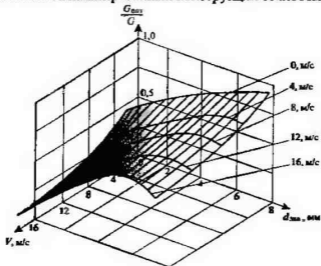


Рис. 8.24

С учетом технологических особенностей производства, эксплуатации и обслуживания с помощью САПР получены оптимальные конструкции сердцевин радиаторов 77У.13.016, 77У.13.016-2, 130У.13.020, 150У.13.0201, 250У.13.010-2, 250У.13.010-5. Расчет стоимости радиаторов 77У.13.016 и 250У.13.010-2 представлен в табл. 8.6, 8.7. Из таблиц видно, что в результате оптимизации сердцевин радиатора 77У.13.016 экономия латуни составляет 3,38 кг, припоя — 0,17 кг. Кроме того, уменьшается объем радиатора на 0,00873 м<sup>3</sup>.

Оптимизация сердцевин радиатора 150У.13.0201 дает экономию латуни 2,956 кг, экономию припоя 0,163 кг. Кроме того, уменьшается объем радиатора на 0,02124 м<sup>3</sup>.

Экономия материала дает возможность экономить финансы, экономия объема дает возможность создавать более качественные конструкции теплоэнергетических установок за счет сокращения подкапотного пространства и увеличения полезного объема, что особенно важно для специализированной техники.

По результатам оптимизации серийных сердцевин 70У.13.016, 77У.13.016, 150У.13.020, 250У.13.010-2 были изготовлены опытные образцы радиаторов с геометрией сердцевин, представленных в табл. 8.8, и проведены экспериментальные исследования тепловых и аэродинамических характеристик серийных и опытных образцов радиаторов.

Рассмотрим эти исследования на примере сердцевин 250У.13.010-2. Это трубчато-пластинчатый радиатор, 6-рядный, шаг охлаждающих пластин — 5 мм, шаг охлаждающих трубок по фронту — 15 мм, масса — 63,13 кг, размеры сердцевин — 705×750×197 мм<sup>3</sup>, размеры трубки охлаждения — 18×2,5×750 мм<sup>3</sup>, количество трубок охлаждения — 282. Образец для испытаний имеет номер 86. По техническому заданию при скорости охлаждающего воздуха 10 м/с теплоотдача 114,1 кВт, аэродинамическое сопротивление 143,2 Па. Кроме конструктивных параметров сердцевин водяных радиаторов в машину вводятся следующие характеристики: необходимый теплосъем, скорость набегающего потока воздуха на лобовую поверхность радиатора, начальная температура воздуха на входе в радиатор, снижение температуры воды в радиаторе, температура воды на входе в радиатор, полное давление набегающего потока воздуха, потребный расход воды.

По результатам оптимизации опытный радиатор, смоделированный на базе 250У.13.010-2, должен быть более эффективным, чем серийный, т.е. иметь вес и объем меньше, чем у серийного, и аэродинамическое сопротивление не больше, чем аэродинамическое сопротивление серийного радиатора.

В результате оптимизации получена конструкция оптимального радиатора сердцевин: это трубчато-пластинчатый радиатор, 4-рядный, шаг охлаждающих пластин — 4,5 мм, шаг охлаждающих трубок по фронту — 10 мм, масса — 60,96 кг, размеры сердцевин — 705×750×131 мм<sup>3</sup>, размеры трубки охлаждения — 18×2,5×750 мм<sup>3</sup>, количество трубок охлаждения — 280. По техническому заданию при скорости охлаждающего воздуха 10 м/с теплоотдача — 114,1 кВт, аэродинамическое сопротивление — 143,2 Па.

В результате оптимизации сердцевин радиатора 250У.13.010-2 экономия латуни на одну сердцевину составляет 2,11 кг, экономия припоя 0,07 кг. Кроме того, уменьшается объем радиатора на 0,024 м<sup>3</sup>.

Расчет стоимости основных материалов радиатора 77У.13.016 (на 1980 год)

Наименование обрабатываемой детали	Номер или шифр	Марка и сечение, мм	ГОСТ	Количество на комплект, шт.	Газовая пропарка, шт., 1983	Вес детали, кг, норма расхода	Вес детали, кг, чистый	Вес детали, кг, отходов	Отходная цена за 1 кг, руб.	Стоимость одной детали, руб.	Стоимость заготовки на 1 изделие, руб.	Стоимость отходов на 1 изделие, руб.	Стоимость основных материалов на 1 изделие, руб.	Стоимость основных материалов на пропарку, тыс. руб.	
															До внедрения 77У.13.016
Охлаждающая трубка	77У.13.115/114	Лента Л90 ДПРНТ 0,15-42,5 НД	20707-75	160	91270	0,03240	0,03154	0,00095	1,65	0,0536	8,5760	0,425	0,0646	8,5114	776,84
		Припой ПОССу 30-2 в чушках	21930-76	160	91270	0,00739	0,00739	-	5,76	0,0426	6,8160	-	-	6,8160	622,10
Охлаждающая пластина	77У.13.113	Лента Л63 ДПРНТ 0,1-98,0 НД	20707-75	182	91270	0,04725	0,04611	0,00114	1,60	0,0756	13,7592	0,425	0,08818	13,671	1247,75
Итого														28,79	2646,69
После внедрения 77У.13.016															
Охлаждающая трубка	77У.13.115/114	Лента Л90 ДПРНТ 0,15-42,5 НД	20707-75	183	91270	0,03240	0,03154	0,00095	1,65	0,0536	9,8088	0,425	0,0739	9,7349	888,50
		Припой ПОССу 30-2 в чушках	21930-76	183	91270	0,00739	0,00739	-	5,76	0,0426	7,7958	-	-	7,7958	711,52
Охлаждающая пластина	77У.13.113	Лента Л63 ДПРНТ 0,1-75,0 НД	20707-75	150	91270	0,02932	0,028861	0,00071	1,60	0,0469	7,0350	0,425	0,452	6,9898	637,98
Итого														24,52	2238,00

$$K_{\text{нов}} = 50,0 \text{ тыс. руб.}, \quad \Delta_1 = (C_1 - C_2) = E_{\text{м}} K_{\text{нов}} \quad \Delta_2 = (2646,69 - 2237,98) - 0,15 \cdot 50,0 = 401,14 \text{ тыс. руб.}$$

Расчет стоимости основных материалов радиатора 250У.13.010-2 (на 1980 год)

Наименование обрабатываемой детали	Номер или шифр	Марка и решение, мм	ГОСТ или ТУ	Количество на комплект, шт	Годовая программа, шт, 1983	Вес детали, кг, норма расхода	Вес детали, кг, чистый	Вес детали, кг, отходов	Отходная цена за 1 кг, руб.	Стоимость одной детали, руб.	Стоимость заготовки на 1 изделие, руб	Стоимость отходов на 1 изделие, руб.	Стоимость основных материалов на 1 изделие, руб	Стоимость основных материалов на программу, тыс. руб.	
															До инвентаря 250У.13.010-2
Охлаждающая трубка	250У.13.256	Лента Л90 ДПРНТ 0,2-42,5 НД	20707-75	282	9220	0,05391	0,05232	0,00159	1,59	0,0857	24,1674	0,425	0,1905	23,9769	221,07
		Притой ПОССу 30-2 в чушках	21930-76	282	9220	0,00790	0,00790	-	5,76	0,0455	12,8310	-	-	12,8310	118,30
Охлаждающая пластина	250У.13.302	Лента Л63 ДПРНТ 0,1-145 НД	20707-75	146	9220	0,08000	0,07800	0,00200	1,60	0,1280	18,6880	0,425	0,12,41	18,5639	171,16
		Притой ПОССу 40-2 в чушках	21930-76	282	276	0,00344	0,00344	-	9,14	0,0314	8,8548	-	-	8,8548	81,64
Итого													64,23	592,17	
Охлаждающая трубка	250У.13.256	Лента Л90 ДПРНТ 0,2-42,5 НД	20707-75	276	9220	0,05391	0,05232	0,00159	1,59	0,0857	23,6532	0,425	0,1865	23,4667	216,36
		Притой ПОССу 30-2 в чушках	21930-76	276	9220	0,00790	0,00790	-	5,76	0,0455	12,5580	-	-	12,5580	115,78
Охлаждающая пластина	250У.13.302	Лента Л63 ДПРНТ 0,1-98 НД	20707-75	163	9220	0,06034	0,05884	0,00150	1,60	0,0965	15,7295	0,425	0,1039	15,6256	114,08
		Притой ПОССу 40-2 в чушках	21930-76	276	276	0,00344	0,00344	-	9,14	0,0314	8,6664	-	-	8,6664	79,80
Итого													60,31	556,11	

$$K_{\text{дв}} = 30,0 \text{ тыс. руб.} \quad \Sigma_3 = (C_1 - C_2) - E_n \cdot K_{\text{дв}} \quad \Sigma_1 = (592,17 - 556,11) - 0,15 \cdot 30,0 = 31,56 \text{ тыс. руб.}$$

Основные конструктивные параметры оптимизированных сердцевин водяных радиаторов

Параметры		Тип сердцевин радиатора				
Марка двигателя	70У 13.010	77У 13.016	77У 13.016Г	85У 13.016	150У 13.020	250У 13.020
Мощность двигателя, л.с	Д-240	СМД-14, А	СМД-14, А	А-41	СМД-60	СМД-31
Тип конструкции	80	75-130	75-130	90	150-170	250
		Трубно-пластинчатый				
Сердце- вина	Высота эффективная, мм	356	617	617	617	635
	Ширина эффективная, мм	440	615	615	615	645
	Глубина эффективная, мм	70	70	70	70	93
	Размер сечения, мм	18×3 <math>\phi</math>, 15				
Расположение		Коридорное				
Охлаждающая трубка	Шаг по фронту, мм	10	10	10	10	10
	Шаг по глубине, мм	23	23	23	23	23
	Длина эффективная, мм	536	617	617	617	635
	Число рядов	3	3	3	3	4
	Количество в сердцевине, шт	135	183	183	114	256
	Материал	Лента Л90 0,15×42,5				
Охлаждающая пластина	Размеры (ширина × длина), мм	93×440	93×615	93×615	70×600	139×645
	Шаг охлаждающих пластин, мм	3,5	3,3	3,3	4,0	5,0
	Количество в сердцевине, шт	151	184	184	151	126
	Материал	Лента М3	Лента Л63	Лента М3	Лента Л63	Лента Л63
		0,1×98	0,1×98	0,1×98	0,1×75	0,1×145
						Лента Л163 0,08×145

Опытные образцы исследовались в аэродинамической трубе на стенде.

Продувка сердцевин осуществлялась в диапазоне изменения скорости набегающего потока воздуха от 3 до 10 м/с.

Измерялась температура воздуха после прохождения его через радиатор, теплосъем и аэродинамическое сопротивление.

В результате расчета определялась зависимость подогрева воздуха, теплосъема и аэродинамического сопротивления от изменения скорости набегающего потока воздуха в исследуемом диапазоне.

Результаты испытаний представлены в табл. 8.9 для радиатора 250У13.010-2.

Аналогичные результаты получены и для других типов радиаторов.

Таблица 8.9

Результаты сравнительных испытаний серийного и опытных радиаторов

Объект испытаний	Скорость воздуха перед радиатором, м/с	Теплосъем, кВт	Аэродинамическое сопротивление, Па	Вес, кг	Объем, м <sup>3</sup>
Серийный радиатор 250У13.010-2 трубчатопластинчатый, 6-рядный, шаг охлаждающих пластин 5 мм, шаг трубок по фронту 15 мм (образец № 86, протокол № 598)	3	41,8	15,7	63,13	0,1495
	8	91,6	92,2		
	9	99,7	117,7		
	10	107,8	143,2		
	Оптимизированные конструкции				
Опытный радиатор: 4-рядный, шаг охлаждающих пластин 4,5 мм, шаг трубок по фронту 10 мм (образец № 80, протокол № 591)	3	48,5	23,5	61,02	0,1145
	8	94,3	127,5		
	9	101,7	158,8		
	10	109,1	190,2		
Опытный радиатор: 4-рядный, шаг охлаждающих пластин 4,5 мм, шаг охлаждающих трубок 10 мм (образец № 81, протокол № 592)	3	47,1	23,5	61,02	0,1145
	8	94,3	125,5		
	9	101,1	157,8		
	10	107,8	190,2		
Опытный радиатор: 4-рядный, шаг охлаждающих пластин 4,5 мм, шаг охлаждающих трубок 10 мм (образец № 82, протокол № 593)	3	47,1	23,5	61,02	0,1145
	8	94,3	129,4		
	9	101,1	160,8		
	10	107,8	192,2		



По результатам обработки экспериментального материала построены графики теплоотдачи и аэродинамического сопротивления (рис. 8.25).

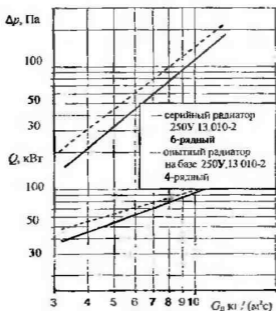


Рис. 8.25

При скорости воздуха перед радиатором 9 м/с и расходе воды через радиатор 3,217 кг/с, что соответствует скорости воздуха через радиатор при максимальной мощности и номинальных оборотах коленчатого вала двигателя СМД-72 в составе комбайнов КСКУ-6, КСК-100 и СК-9 по ТУ 23.1.95-78, теплоотдача серийного радиатора равна 98,6 кВт. При этих же условиях, как видно из табл. 8.9 и рис. 8.25, серийный и оптимизированный радиатор имеют одни и те же характеристики.

### 8.3.2. Исследование теплообменников из пластических масс

Согласно результатам, представленным в главе 7 и [98, 99], были созданы теплообменники из полимерных материалов трех типов:

- цилиндрической формы (диаметр 110 мм, длина цилиндра 430 мм);
- прямоугольной формы (120×104×55) (рис. 8.26);
- прямоугольной формы модульные (120×104×280).

Теплообменник цилиндрической формы изготовлен из полипропилена с  $\lambda = 0,5$  Вт/(м·К), диаметр трубок 7 мм, толщина трубок 0,5. Конструкция теплообменника изготовлена согласно [98].



Рис. 8.26

В лаборатории СКТБ ПО «Радиатор» были проведены тепловые испытания опытного пластмассового отопителя цилиндрической формы с целью определить его тепловую эффективность. Испытания проводились по методике, разработанной СКТБ. Результаты испытаний опытного образца представлены в табл. 8.10.

Таблица 8.10

Результаты испытаний пластмассового отопителя цилиндрической формы

Наименование параметра	Расход воды, кг/с	
	0,17	0,33
Температура воды на входе отопителя, °С	90	90
Температура воздуха на входе отопителя, °С	17	17
Температура воздуха на выходе отопителя, °С	55,5	57
Средняя скорость воздуха, м/с	6,6	6,6
Напряжение на клеммах электродвигателя, В	12	12
Сила тока, потребляемая электродвигателем, А	5	5
Теплоотдача отопителя по воздуху, Вт	1980	2180

Таким образом, теплоотдача опытного отопителя из пластмассы по воздуху при расходе воды 10 л/мин составила 1,98 кВт, при расходе воды 20 л/мин – 2,18 кВт.

Теплообменник прямоугольной формы (120×104×55) (см. рис. 8.26) изготовлен из полиэтилена с  $\lambda = 0,2 \text{ Вт/(м·К)}$  (диаметр трубок – 5 мм, толщина

стенки трубки – 0,5 мм, количество рядов – 12, количество трубок воздушного тракта – 120).

Конструкция теплообменника изготовлена в соответствии с [98]. В лаборатории СКТБ ПО «Радиатор» были проведены тепловые испытания опытного пластмассового отопителя прямоугольной формы 120×104×55 с целью определить тепловую эффективность опытного отопителя. Результаты испытаний опытного образца представлены в табл. 8.11.

Таблица 8.11

Результаты испытаний пластмассового отопителя  
прямоугольной формы

Наименование параметра	Блок отопителя	
	без турбул вставок	с турбул вставками
Температура воздуха на входе в отопитель, °С	16,7	16,7
Температура воздуха на выходе из отопителя, °С	29,0	33,1
Расход воды через отопитель, кг/с	0,33	0,33
Средняя скорость воздуха, м/с	6,77	5
Теплоотдача блока отопителя по воздуху, Вт	725	645

Теплоотдача опытного блока отопителя составила 0,72 кВт при скорости воздуха 6,77 м/с. Теплоотдача этого же блока с турбулизирующими вставками в воздушном тракте составила 0,64 кВт при скорости воздуха 5 м/с. Скорость воздуха понизилась в результате увеличения аэродинамического сопротивления, вызванного турбулизирующими вставками в воздушном тракте радиатора.

### 8.3.3. Экспериментальное исследование радиатора-отопителя автомобилей ВАЗ-2121, ВАЗ-2124 с микрозигованными поверхностями

По результатам теоретических исследований возможности повышения эффективности теплообменных аппаратов за счет увеличения площади теплообменной поверхности с применением микрозиговки были изготовлены опытные охлаждающие пластины с микрозигованной поверхностью для радиатора отопителя автомобилей ВАЗ-2121, ВАЗ-2124.

Изготовление пластин охлаждения с микрозиговкой осуществлено МНТП «Теплообмен» из материала АМцР. На рис. 8.27 представлены опытные пластины охлаждения с микрозиговкой, нанесение которой увеличивает жесткость пластины, что положительно влияет на надежность и прочность радиатора.

Площадь поверхности пластины серийного радиатора-отопителя:

$$S_{\text{сер}} = hb - N\pi D^2/4 - n\pi d^2/4, \quad (8.29)$$

где  $h$ ,  $b$  – ширина и длина пластины;  $D$ ,  $d$  – диаметр трубки охлаждения и технологических отверстий;  $N$ ,  $n$  – количество трубок охлаждения и технологических отверстий.

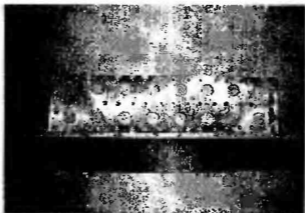


Рис. 8 27

Параметры микрозиговки следующие: период  $T_x = 0,80$  мм, амплитуда  $A = 0,125$  мм, тогда  $T_x/A = 6,4$ , т.е. процент вытяжки составляет 20,9%, что соответствует увеличению площади микрозигованной поверхности на 20,9%. При  $h = 42$  мм,  $b = 156$  мм,  $D = 8$  мм,  $d = 1,5$  мм,  $N = 16$ ,  $n = 50$   $S_{\text{сер}} = 5395$  мм<sup>2</sup>,  $S_{\text{мз}} = 6523$  мм<sup>2</sup>.

С использованием микрозигованных пластин охлаждения на Димитровградском автоагрегатном заводе на спецоборудовании автоВАЗ были изготовлены опытные образцы радиаторов отопителей автомобилей ВАЗ-2121, ВАЗ-2124 по лицензии фирмы «Софика», удовлетворяющие основным требованиям, а именно: назначение и условия эксплуатации, технические показатели, надежность и прочность конструкции, требования к габаритным и присоединительным размерам. В опытном радиаторе количество пластин охлаждения  $n' = 285$ . Суммарная площадь вторичной поверхности охлаждения радиатора составляет

$$S_{\text{р.сер}} = n'S_{\text{сер}}, \quad S_{\text{р.мз}} = n'S_{\text{мз}}. \quad (8.30)$$

Площадь первичной поверхности охлаждения радиатора составляет

$$S_{\text{р.сер1}} = N\pi DL, \quad S_{\text{р.сер1}} = S_{\text{р.мз1}}. \quad (8.31)$$

Площадь поверхности охлаждения радиатора с микрозигованными пластинами серийного радиатора составит соответственно:

$$S_{p,мз} = S_{p,мз2} + S_{p,мз1}, \quad S_{p,сер} = S_{p,сер2} + S_{p,сер1}. \quad (8.32)$$

Таким образом, при  $S_{p,сер2} = 1,583\text{ м}^2$ ,  $S_{p,мз2} = 1,859\text{ м}^2$ ,  $S_{p,сер1} = S_{p,мз1} = 0,1\text{ м}^2$ ,  $S_{p,мз} = 1,959\text{ м}^2$ ,  $S_{p,сер} = 1,683\text{ м}^2$  площадь поверхности охлаждения опытного радиатора отопителя с микрозигованными пластинами больше площади поверхности охлаждения серийного радиатора на 19,6%.

Опытный образец радиатора отопителя с микрозигованными поверхностями охлаждения см. на рис. 8.27.

Были проведены сравнительные испытания опытных образцов радиаторов отопителей автомобиля с микрозигованным оребрением и серийных радиаторов 2108-8101060. По приборам определялись значения температуры воды  $t'_{ж}$  и воздуха  $t'_в$  на входе и на выходе  $t''_{ж}$  из радиатора. Кроме того, проводились замеры расхода воды и воздуха. По результатам замеров рассчитывалась тепловая эффективность радиатора

$$Q_{р,эл} = c_{р,ж} \rho_{ж} L_{ж} (t'_{ж} - t''_{ж}) / (t'_{ж} - t'_в),$$

где  $c_{р}$  — удельная теплоемкость воды, ккал/кг·С;  $\rho_{ж}$  — плотность воды при средней температуре, кг/м<sup>3</sup>;  $L_{ж}$ ,  $L_{в}$  — расход воды, л/ч и воздуха, м<sup>3</sup>/ч, через отопитель.

В качестве объектов испытаний были взяты пять опытных радиаторов отопителя и два серийных радиатора. По результатам испытаний рассчитаны среднеарифметические значения показателей теплоэффективности опытных с микрозигованными поверхностями охлаждения и серийных радиаторов. Результаты расчета приведены в табл. 8.12.

Таблица 8.12

Результаты испытаний радиаторов

Расход воздуха $L_{в}$ , м <sup>3</sup> /с	Расход воды $L_{ж} \cdot 10^3$ , м <sup>3</sup> /с							
	Опытный образец				Серийный образец			
	0,0555	0,1111	0,1666	0,2222	0,0555	0,1111	0,1666	0,2222
0,0277	27,0	27,0	28,8	28,0	24,0	23,2	25,5	24,0
0,0555	47,9	52,7	55,5	55,8	40,2	47,3	46,8	50,3
0,0833	58,3	71,7	72,0	83,9	53,4	65,2	67,8	70,8
0,1111	67,5	85,9	90,9	94,2	62,7	78,6	82,4	86,6

Сравнительные испытания опытных и серийных радиаторов показывают, что удельная тепловая эффективность опытных радиаторов выше удельной тепловой эффективности серийных радиаторов при одинаковых расходах теплоносителей. Опытный образец радиатора отопителя с микрозигованными поверхностями охлаждения представлен на рис. 8.28.

Таким образом, на основании исследовательских и опытных конструкторских работ было создано высокоэффективное микрозигованное оребрение для радиаторов отопителя автомобиля ВАЗ-2121, ВАЗ-2124.

По сравнению с серийными радиаторами тепловая эффективность опытных образцов выше на 9 – 19% в зависимости от расхода воздуха (100 – 400 м<sup>3</sup>/ч) и жидкости (200 – 800 л/ч).

В среднем теплоэффективность опытных образцов радиаторов выше серийных на 13%. Аэродинамическое сопротивление не увеличилось.

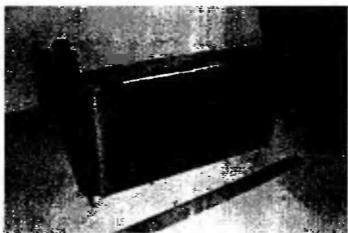


Рис 8.28

Параметры на входе и на выходе радиатора при их различных расходах приведены в табл. 8.13, 8.14. Среднеарифметические значения показателей теплоэффективности опытных и серийных радиаторов приведены в табл. 8.15.

Радиаторы отопителя с микрозигованным оребрением в сравнении с серийными радиаторами отопителя дают теплоотдачу на 8,2 – 29% больше (в зависимости от расхода воздуха). В среднем эффективность опытных радиаторов выше серийных на 16,5%. Радиаторы отопителя с микрозигованным оребрением по результатам экспериментов могут быть рекомендованы к серийному производству.

Таблица 8.13

Параметры на входе и выходе опытных радиаторов № 1 – 4 при различных расходах теплоносителей

$L_a, \text{м}^3/\text{с}$	$L_{ж}, \text{м}^3/\text{с}$	Радиатор опытный № 1				Радиатор опытный № 2			
		$t'_{ж}, \text{°C}$	$t''_{ж}, \text{°C}$	$t'_a, \text{°C}$	$Q_{г\text{от}}, \text{кВт}$	$t'_{ж}, \text{°C}$	$t''_{ж}, \text{°C}$	$t'_a, \text{°C}$	$Q_{г\text{от}}, \text{кВт}$
0,0277	0,0555	94,1	87,4	27	31,20	97,4	84,2	30,0	32
0,0555		94,6	77,8	27,5	48,99	94,9	78,9	30	48,24
0,0833		94,6	74	27,5	60,07	95	74	29,5	62,74
0,1111		94,5	71,2	27,5	68,04	94,7	70,4	29	72,37

$L_{\text{в}}, \text{м}^3/\text{с}$	$L_{\text{г}}, \text{м}^3/\text{с}$	Радиатор опытный № 1				Радиатор опытный № 2			
		$t'_{\text{ж}}, ^\circ\text{C}$	$t''_{\text{ж}}, ^\circ\text{C}$	$t'_n, ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{р,уп}}, \text{кВт}$	$t'_{\text{ж}}, ^\circ\text{C}$	$t''_{\text{ж}}, ^\circ\text{C}$	$t'_n, ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{р,уп}}, \text{кВт}$
0,0277	0,1111	96,2	91,3	28	28,11	96,8	91,6	29,5	28,49
0,0555		96,6	87,4	28	52,48	97,0	87,7	29,5	53,41
0,0833		96,6	84,1	28	71,30	96,9	84,6	29	70,89
0,1111		96,4	81,1	28	85,78	96,6	82,2	29	83,36
0,0277	0,1666	97,1	92,8	28,5	36,79	94,7	93,8	29,5	31,12
0,0555		97,4	91,1	28,5	53,67	97,6	91,2	29	54,76
0,0833		97,1	88,4	28,5	74,44	97,2	88,2	29	77,46
0,1111		96,8	86,2	28,5	91,10	89,1	86,5	29	77,46
0,0277	0,2222	97,4	94,6	29	32,04	97,2	94,7	29,5	28,90
0,0555		97,7	92,8	29	55,60	97,7	92,8	29	56,64
0,0833		97,5	90,7	28,5	77,13	97,6	90,7	29,5	79,30
0,1111		97	88,9	28,5	77,13	97,2	89,1	29,5	93,64
$L_{\text{в}}, \text{м}^3/\text{с}$	$L_{\text{г}}, \text{м}^3/\text{с}$	Радиатор опытный № 3				Радиатор опытный № 4			
		$t'_{\text{ж}}, ^\circ\text{C}$	$t''_{\text{ж}}, ^\circ\text{C}$	$t'_n, ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{р,уп}}, \text{кВт}$	$t'_{\text{ж}}, ^\circ\text{C}$	$t''_{\text{ж}}, ^\circ\text{C}$	$t'_n, ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{р,уп}}, \text{кВт}$
0,0277	0,0555	93,9	82,6	29,5	34,33	93,9	84,9	31,0	27,99
0,0555		94,5	77,5	29	50,78	94,7	78,4	30,5	49,68
0,0833		94,6	72,9	29	64,72	94,6	74	30	62,39
0,1111		94,7	70,4	28,5	71,82	94,5	70,8	30	71,89
0,0277	0,1111	96,4	91,4	29	29,57	96,8	91,6	31	30,92
0,0555		96,8	87,8	29	49,57	96,8	91,6	31	49,68
0,0833		96,7	84,2	29	72,25	96,7	84,6	30,5	71,52
0,1111		96,1	84,2	29	86,25	96,3	82	30,5	85,04
0,0277	0,1666	97,1	93,9	29,5	27,79	97,4	93,9	31,5	31,17
0,0555		97,4	91	29,5	55,33	97,6	91,2	31,5	59,83
0,0833		97,2	88,4	29	75,74	97,3	88,7	31,5	76,72
0,1111		96,7	86,2	29	91,04	96,7	86,6	31	78,38
0,0277	0,2222	97,9	94,9	29,5	29,29	97,6	95,4	32	26,25
0,0555		97,7	92,7	29,5	55,08	97,9	93,1	32	57,26
0,0833		97,4	90,5	29	78,95	97,6	91	31,5	87,26
0,1111		96,8	88,7	29	93,50	97	87,2	31,5	117,09

Таблица 8.14

Параметры на входе и выходе опытного радиатора № 5 и серийных радиаторов № 1 – 2 при различных расходах теплоносителей

$L_{\text{в}}, \text{м}^3/\text{с}$	$L_{\text{г}}, \text{м}^3/\text{с}$	Радиатор опытный № 5				Радиатор серийный № 1			
		$t'_{\text{ж}}, ^\circ\text{C}$	$t''_{\text{ж}}, ^\circ\text{C}$	$t'_n, ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{р,уп}}, \text{кВт}$	$t'_{\text{ж}}, ^\circ\text{C}$	$t''_{\text{ж}}, ^\circ\text{C}$	$t'_n, ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{р,уп}}, \text{кВт}$
0,0277	0,0555	94,5	84,8	30	29,42	93,6	85,6	29	24,49
0,0555		94,7	78,4	29,3	48,76	93,7	79,4	28,5	36,12
0,0833		94,6	73,9	29	61,74	93,6	79,4	28	52,47
0,1111		94,7	72,2	29	76,01	93,9	72,1	28	61,97

$L_{ж}, \text{м}^3/\text{с}$	$L_{ж}, \text{м}^3/\text{с}$	Радиатор опытный № 5				Радиатор серийный № 1			
		$t'_{ж}, ^\circ\text{C}$	$t''_{ж}, ^\circ\text{C}$	$t'_s, ^\circ\text{C}$	$Q_{р.уп}, \text{кВт}$	$t'_{ж}, ^\circ\text{C}$	$t''_{ж}, ^\circ\text{C}$	$t'_s, ^\circ\text{C}$	$Q_{р.уп}, \text{кВт}$
0,0277	0,1111	96,2	91,1	29,3	29,83	94,3	89,9	28,5	23,91
0,0555		96,7	87,6	30	53,39	94,8	86,5	28,5	47,29
0,0833		96,5	84,3	29,5	71,25	94,3	83,1	28,0	65,22
0,1111		96,1	81,7	29,5	84,74	93,9	80,5	28,0	78,62
0,0277	0,1666	97,2	93,8	30	29,70	95,2	92,2	28,5	22,54
0,0555		97,5	91,1	30	55,65	95,4	89,7	28,5	46,75
0,0833		97	88,4	30	75,34	95,1	87,2	28	64,74
0,1111		96,6	86,5	29,5	88,35	94,4	85	28	80,67
0,0277	0,2222	97,5	94,7	30,7	30,37	96,6	94,5	29,5	22,98
0,0555		97,8	92,9	30,7	56,98	96,5	92,2	29	48,13
0,0833		97,2	90,7	30	75,70	96	89,2	28,5	69,90
0,1111		96,4	88,6	29,5	91,24	95,4	88	28,5	86,06
$L_{ж}, \text{м}^3/\text{с}$	$L_{ж}, \text{м}^3/\text{с}$	Радиатор серийный № 2							
		$t'_{ж}, ^\circ\text{C}$	$t''_{ж}, ^\circ\text{C}$	$t'_s, ^\circ\text{C}$	$Q_{р.уп}, \text{кВт}$				
0,0277	0,0555	93,1	85,5	29,5	23,38				
0,0555		93,3	79,6	29	41,09				
0,0833		93,5	75,9	28,5	52,98				
0,1111		93,3	72,5	28,5	62,80				
0,0277	0,1111	94,7	91,3	29	20,25				
0,0555		96,7	95,1	29	45,58				
0,0833		95,3	84,4	29	64,33				
0,1111		95	81,8	28,5	77,67				
0,0277	0,1666	95,8	92,7	29,5	27,44				
0,0555		96	90,2	29	50,81				
0,0833		95,3	87,4	28,5	69,42				
0,1111		96,6	86,5	28,5	83,35				
0,0277	0,2222	96,7	94,6	30	24,64				
0,0555		96,2	91,7	29,5	52,80				
0,0833		96	89,9	29,5	71,79				
0,1111		95,5	88,1	29	87,09				

Таблица 8 15

## Теплоэффективность, кВт, опытных и серийных радиаторов

$L_{ж}, \text{м}^3/\text{с}$	Опытные образцы				Серийные образцы			
	Расход жидкости $L_{ж} \cdot 10^3, \text{м}^3/\text{с}$							
	0,0555	0,1111	0,1666	0,2222	0,0555	0,1111	0,1666	0,2222
0,0277	30,99	29,38	31,31	29,50	42,03	23,21	25,46	24,01
0,0555	49,29	53,02	55,85	56,32	40,24	47,29	46,75	50,26
0,0833	62,33	71,44	75,94	77,89	53,42	65,22	65,22	70,80
0,1111	70,23	85,03	89,98	97,60	62,69	78,62	82,37	86,57



## 8.4. Экспериментальное исследование оптимизированных многоконтурных систем охлаждения

### 8.4.1. Разработка и анализ некоторых реальных типов многоконтурных систем охлаждения

За основу конструкции при разработке радиаторного блока трактора Т-75.01 принята компоновочная схема с фронтальным расположением радиаторов. В радиаторах использована трубчато-пластинчатая сердцевина шахматного типа с трубкой  $17 \times 3,5 \times 0,25$ , шагом трубок по фронту 8,5 мм и по глубине 21 мм. Эта сердцевина имеет высокую удельную компактность и позволяет обеспечить высокую тепловую эффективность радиатора при использовании в качестве теплоносителей воды и масла. Шаг по пластинам принят 5 мм исходя из условий работы промышленного трактора при высокой концентрации загрязнений в охлаждающем воздухе.

На рис. 8.29 представлена фотография трактора Т-75.01, на котором установлен вентилятор, спроектированный на основе САПР многоконтурной системы охлаждения.

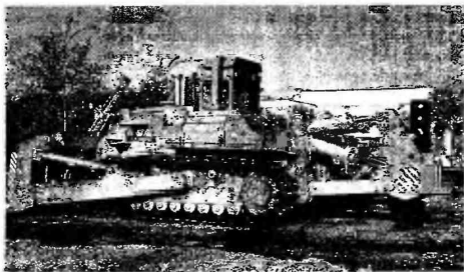


Рис. 3.29

Следует, однако, отметить, что при нагреве радиатора вследствие различных коэффициентов линейного расширения разнородных материалов (сталь и медь) возникают температурные напряжения, которые в совокупности с другими эксплуатационными нагрузками могут привести к нарушению работоспособности радиатора. Во избежание этого один из концов боковины жестко крепится к коллектору, а другой соединяется с противоположным коллектором через штифты, допускающие их взаимное перемещение в направлении возможных температурных деформаций и ограничивающие перемещение в других направлениях.

Все радиаторы укреплены в радиаторной раме, представляющей собой стальную сварную конструкцию коробчатого типа с крестообразным внутренним усилением. Каждый радиатор укреплен в соответствующей нише радиаторной рамы через боковины. Сама рама, в свою очередь, в трех точках с помощью демпфирующих узлов крепления соединена с рамой трактора. Такая конструкция позволяет снизить неизбежные динамические вибрационные нагрузки, воздействующие на радиаторы при работе трактора.

#### 8.4.2. Техничко-экономические показатели системы охлаждения трактора Т-75.01

Результаты исследований характеристик радиатора, проведенных по его математической модели, использованы для сравнительной оценки альтернативных вариантов блока трактора класса 75 тонн. При его проектировании рассмотрены два варианта структуры, которая включает помимо схемы с фронтальным размещением радиаторов двухслойную блочную компоновку восьми радиаторов — схемы А и С (см. рис. 8.3). Схема, обладающая минимальными габаритно-массовыми показателями с последовательным расположением радиаторов, а также модифицированная схема с фронтальным их размещением при вынесенном вперед радиаторе низкотемпературного контура практически не может быть реализована. Радиаторы глубиной 1–2 ряда (8,5 – 17 мм) при площади фронтальной поверхности 2,3 м<sup>2</sup> неработоспособны в условиях трактора. Поэтому эти схемы исключены из числа рассматриваемых вариантов. Характеристики вариантов схем охлаждения А и С сведены в табл. 8.16.

Таблица 8.16

Характеристики вариантов схем охлаждения А и С

Вариант	Схема исполнения	Конструктивные параметры			Уровень унификации		Тепловая нагрузка радиаторов, %					Эксплуатационные свойства	
		Количество радиаторов	Количество рядов по глубине	Глубине блока	Количество типоразмеров	Теплоемкое ребро	ДВС	МДВ	ОНВ	БЛП	ГТР	Стойкость против загрязнения	Остаток резерва потока
1		8	8+5	395	3	В радиаторах ГТР	80	86	82	100	96	Снижена	
2		5(4)	12	300	5	В радиаторах МДВ, КЛП, ГТР	75	100	93	100	100	Высокая	+

В соответствии с предлагаемыми принципами оценки совершенства компоновочных схем рассмотрены конструктивные параметры радиаторного блока, уровень унификации радиаторов по сердцевине, теплофизические параметры, эксплуатационные свойства, а также перспективы совершенствования радиаторного блока при модернизации силовой установки трактора. Для вариантов *A* и *C* неизменными оставались площадь фронта и шаг по охлаждающим пластинам.

В предлагаемой схеме *A* осевой габарит блока, определяемый его глубиной, снижается с 395 до 300 мм, или на 24%. Это объясняется не столько уменьшением глубины сердцевины (13 рядов для варианта *C* и 12 рядов для варианта *A*), сколько осевыми монтажными зазорами и отбортовкой трубных пластин. Уменьшение количества сборочных единиц с 8 до 5 уменьшает число соединительных трубопроводов, трудоемкость монтажа и изготовления блока.

Уровень унификации характеризуется количеством типов исследуемой сердцевины и количеством типоразмеров радиаторов каждого типа. По этому показателю схема *A*, имеющая 5 типоразмеров радиаторов, уступает схеме *C*. Однако практическое отличие радиаторов в блоке заключается в различии их ширины, что в серийном производстве не представляет технических трудностей при сборке этих сердцевины.

Теплофизические параметры радиаторного блока МСО характеризуются тепловой нагруженностью радиаторов. Этот показатель определяется отношением теплоотдачи в соответствующий контур системы охлаждения к потенциальной теплорассеивающей способности радиатора этого контура при допустимом значении температуры теплоносителей.

Из табл. 8.16 видно, что схема блока по варианту *C* обладает значительной неравномерностью тепловой нагруженности отдельных радиаторов. Работоспособность системы определяется радиаторами КПП и ГТР. Их нагруженность близка к 100%. У радиаторов других систем эти показатели меньше. Использовать имеющиеся резервы за счет перераспределения параметров сердцевины отдельных радиаторов в пределах варианта *C* невозможно без полной разунификации радиаторов и значительного усложнения рамы блоков. В схеме с фронтальным расположением радиаторов обеспечена высокая тепловая нагруженность всех радиаторов, а имеющийся резерв площади фронтальной поверхности может быть перераспределен между радиаторами отдельных контуров.

Эксплуатационные характеристики сравниваемых вариантов *A* и *C* определялись по засоряемости радиаторов, возможности их очистки без снятия с трактора, по надежности системы и возможности работы системы

при реверсе направления воздушного потока. Склонность к засорению оценивалась по наличию разрывов воздушных каналов в направлении движения воздуха.

В соответствии с этим засоряемость блока по варианту *C* наибольшая из-за зазоров между последовательно установленными радиаторами. На зазорах между радиаторами отдельных контуров происходит внезапное расширение воздушного потока и его торможение, вследствие чего частицы загрязнения откладываются в зазоре между радиаторами. В этом случае эффективность очистки радиаторов реверсом воздушного потока невысока. Работоспособность системы охлаждения по варианту *C* при реверсе воздушного потока снижается, так как радиаторы с меньшей температурой теплоносителей располагаются за более нагруженными радиаторами. Это приводит к снижению максимально допустимой температуры окружающего воздуха.

Указанных недостатков лишена схема варианта *A*, сохраняющая работоспособность независимо от направления воздушного потока и обеспечивающая самоочистку фронтальной поверхности при его реверсе. Это позволяет использовать реверсивный радиатор для сезонного изменения направления воздушного потока в соответствии с температурой окружающей среды и периодического реверса потока для снижения засоряемости радиаторного блока.

При модернизации трактора и повышении мощности его силовой установки теллорассеивающая способность радиаторного блока по варианту *A* может быть повышена путем увеличения его глубины. Это обеспечит пропорциональное увеличение теллорассеивающей способности каждого радиатора и всей системы охлаждения в целом. В блоке по варианту *C* увеличение теплоотдачи в систему охлаждения приведет к более значительному увеличению глубины и объема блока.

Система охлаждения с радиаторным блоком глубиной 12–13 рядов трубок обеспечивает работоспособность трактора при расходе воздуха 20–21 кг/с для прямого потока и 22–23 кг/с для обратного потока. Однако характеристики серийного вентилятора двигателя, устанавливаемого на трактор, снижаются в условиях моторного отсека. Поэтому расход воздуха через вентилятор не превышает 14–14,5 кг/с. При повышенной температуре, заданной техническими условиями на разработку трактора, расход воздуха через радиатор недостаточен для обеспечения номинальной нагрузки двигателя из-за его перегрева. Это приводит к снижению производительности трактора. Требуемый расход воздуха достигается при увеличении диаметра серийного вентилятора и при использовании нового, созданного на базе аэродинамической схемы, ОВ-205. Для разработанного вентилятора затраты

мощности на привод вентилятора составляют 60 кВт вместо 95 кВт для вентилятора серийной схемы. Снижение потребляемой мощности на 35 кВт увеличивает крюковую (полезную) мощность бульдозера, что повышает его производительность и снижает приведенные затраты на переработку 1 м<sup>3</sup> грунта. В результате применение разработанного вентилятора системы охлаждения обеспечивает более высокие экономические показатели трактора Т-75.01.

#### **8.4.3. Расчет и разработка макета конструкции сердцевинки блока теплообменников системы охлаждения комбайна «Полесье»**

При разработке макета сердцевинки блока теплообменников для комбайна «Полесье» все расчеты параметров, характеризующих сердцевинку блока, проводились с использованием программы, в основу которой положен алгоритм расчета оптимальной конструкции радиаторного блока с фронтальным расположением радиаторов, описанных в главе 7.

В качестве исходных данных для расчета по программе взяты часть параметров и характеристики материалов, идущих на изготовление трубок и пластин сердцевинки, характеристики теплоносителей и т.д.

На основании исходных данных с помощью подсистемы САПР рассчитана трехконтурная система охлаждения для комбайна «Полесье». Результаты расчета показали, что наиболее выгодна конструкция компоновки радиаторов с фронтальным расположением теплообменников, скомпонованных в едином блоке.

Характеристика сердцевинки следующая: шаг охлаждающих пластин – 5 мм, шаг охлаждающих трубок по фронту – 10 мм, количество рядов по глубине – 8, материал трубок – Л93, материал охлаждающих пластин – Л63, размеры трубки охлаждения – 18×3×760, толщина трубки – 0,25 мм, толщина охлаждающих пластин – 0,08 мм, размеры теплообменника водяного контура – 440×187×760 мм<sup>3</sup>, количество трубок – 352 шт., количество охлаждающих пластин – 152 шт., размеры теплообменника охлаждения наддувочного воздуха – 160×187×760 мм<sup>3</sup>, количество охлаждающих трубок – 128 шт., количество охлаждающих пластин – 152 шт., размеры теплообменника охлаждения масла ГТР – 160×187×760 мм<sup>3</sup>, количество охлаждающих трубок – 128 шт., количество охлаждающих пластин – 152 шт., верхняя и нижняя трубные доски – цельноштампованные для всех трех теплообменников.

#### **8.4.4. Экспериментальная проверка блока теплообменников в аэродинамической трубе**

Экспериментальное определение аэродинамического сопротивления опытных водомасловоздушных радиаторов проводилось на стенде. Испытывались опытные водомасловоздушные радиаторы трубчато-пластинчатого

типа, изготовленные на основании чертежей, разработанных по расчетам с помощью САПР: 1) 8-рядный, шаг трубок по фронту – 10 мм, шаг охлаждающих пластин – 5 мм, 2) 8-рядный, шаг трубок по фронту – 10 мм, шаг охлаждающих пластин – 7 мм.

Результаты испытаний опытных радиаторов представлены в табл. 8.17.

Таблица 8.17

Шаг охлаждающих пластин, мм	Скорость воздуха перед радиатором, м/с	Аэродинамическое сопротивление, Па
5	3	47,1
5	8	296,2
5	10	457,0
7	3	33,3
7	8	221,6
7	10	351,1

Из табл. 8.17 видно, что аэродинамическое сопротивление опытных образцов водомасловоздушных радиаторов соответствует требованиям нормальной работы энергоустановки:

1) аэродинамическое сопротивление опытного радиатора с шагом охлаждающих пластин 5 мм составило 457 Па;

2) аэродинамическое сопротивление опытного радиатора с шагом охлаждающих пластин 7 мм составило 351,1 Па.

Тепловые испытания этих же опытных образцов водомасловоздушных радиаторов проводились на стенде. Испытывались опытные водомасловоздушные радиаторы трубчато-пластинчатого типа, изготовленные на основании чертежей, разработанных по расчетам с помощью ПСАПР: 8-рядный, шаг трубок по фронту – 10 мм, шаг охлаждающих пластин – 5 мм; 8-рядный, шаг трубок по фронту – 10 мм, шаг охлаждающих пластин – 7 мм.

Результаты тепловых испытаний опытных радиаторов при расходе воды 5 кг/с и расходе масла 1 кг/с представлены в табл. 8.18.

Таблица 8.18

Шаг охлаждающих пластин, мм	Скорость воздуха перед радиатором, м/с	Теплоотдача, кВт	
		по воде	по маслу
5	3	44,4	12,8
5	8	99,7	19,7
5	10	114,5	20,9
7	3	39,1	10,9
7	8	86,1	17,9
7	10	102,4	18,8

Из табл. 8.18 видно, что теплоотдача опытного блока радиаторов трехконтурной системы охлаждения комбайна «Полесье» соответствует техническим требованиям:

1) теплоотдача по воде опытного радиатора с шагом охлаждающих пластин 5 мм составила 114,5 кВт;

2) теплоотдача по маслу опытного радиатора с шагом охлаждающих пластин 5 мм составила 20,9 кВт;

3) теплоотдача по воде опытного радиатора с шагом охлаждающих пластин 7 мм составила 102,4 кВт;

4) теплоотдача по маслу опытного радиатора с шагом охлаждающих пластин 7 мм составила 18,8 кВт.

#### 8.4.5. Эксплуатационные испытания макета блока радиаторов

В лаборатории испытаний и исследования ДВС ГСКБ ПО «Гомсельмаш» проведены испытания теплового режима дизеля СМД-31-01 с водомасло-воздушным радиатором в едином блоке, изготовленном по результатам оптимизации с помощью ПСАПР «Радиатор»

Методом снятия характеристик устойчивости испытывались следующие блоки с вентилятором  $D = 630$  мм:

- блок радиаторов, изготовленный в соответствии с разработанными и согласованными чертежами, с центральным расположением вентилятора при номинальной мощности;

- блок радиаторов, изготовленный в соответствии с разработанными и согласованными чертежами, с расположением вентилятора со смещением в сторону водяного радиатора на 200 мм при номинальной мощности;

- блок радиаторов комбайна «Полесье» КСК-Ф-250 с серийными сердцевинами водяного 250У.13.010-1 и воздушного 250У.27.020 радиаторов;

- блок радиаторов, изготовленный в соответствии с разработанными и согласованными чертежами, с центральным расположением вентилятора при различных мощностях дизеля при номинальных частотах вращения ( $N_e = 145,183$  и  $N_e = 202$  л.с.,  $n_{дв} = 2065$ ,  $n_{дв} = 2040$  и  $n_{дв} = 2025$  об/мин).

Передаточное отношение от дизеля к вентилятору  $K = 2000/2300$ .

Испытания проводились без капотирования и воздухозаборника при  $t_{окр} = 35^\circ\text{C}$  и без подключения масляной секции блока радиаторов. Все работы проводились без термостатов системы охлаждения.

При испытаниях проводились замеры:

1) температуры: воздуха перед радиатором; воды на выходе из дизеля; воды на выходе из нижнего бочка водяного радиатора; наддувочного воздуха после турбокомпрессора; охлаждение воздуха после воздушного радиатора; холодного сляка термомпар; масла в дизеле.

2) давления: после турбокомпрессора; после воздушного радиатора.

По результатам испытаний получены следующие данные:

1. При испытаниях блока радиаторов с центральным расположением вентилятора при мощности дизеля  $N_e = 235 + 240$  л.с. температура воды на выходе из дизеля достигает  $100^\circ\text{C}$  за 14 минут работы. Изменение температуры воды на выходе из дизеля представлено на рис. 8.30.

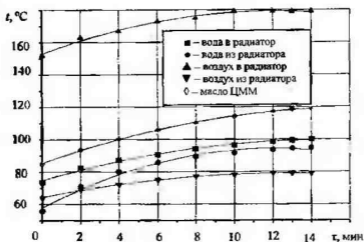


Рис. 8.30

2. При испытаниях с вентилятором, смещенным в сторону водяной секции блока радиаторов, температура воды на выходе из дизеля достигает  $100^\circ\text{C}$  за 25 минут работы. Изменение температуры воды на выходе из дизеля представлено на рис. 8.31.

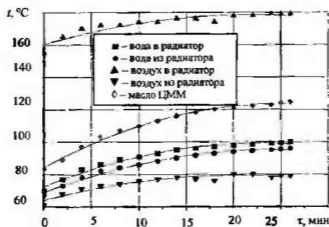


Рис. 8.31

3. Температурный режим, обеспечиваемый радиаторами комбайна «Полесье» КСК-Ф-250 с серийными сердцевинами водяного 250У.13.010-1 и воздушного 250У.27.020 радиаторов составляет  $98^\circ\text{C}$ . Тепловое равновесие в системе охлаждения наступает через 18 минут работы дизеля под нагрузкой



$N_e = 235 \div 240$  л.с. Температурный режим, обеспечиваемый радиаторами комбайна «Полесье» КСК-Ф-250 с серийными сердцевинами водяного 250У.13.010-1 и воздушного 250У.27.020 радиаторов, представлен на рис. 8.32.

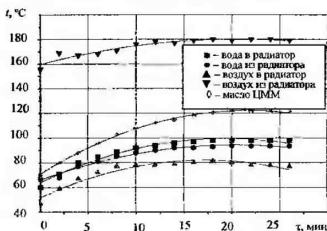


Рис. 8.32

4. Температурный режим при испытаниях блока спроектированных радиаторов при различных мощностях двигателя составил (рис. 8.33):

$N_e$ радиатора, л.с.	$t$ воды, $^{\circ}\text{C}$
145	83,5
183	93
202	100 (кипение)

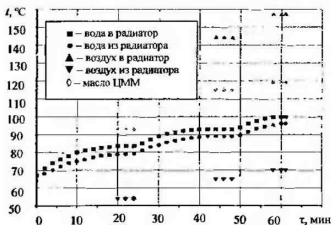


Рис. 8.33

5. Охладитель наддувочного воздуха (ОНВ) блока спроектированных радиаторов обеспечивает снижение температуры наддувочного воздуха со 179 до 79  $^{\circ}\text{C}$  при аэродинамическом сопротивлении  $\Delta p_k = 0,1 \text{ кгс/см}$ .

6. Охладитель наддувочного воздуха (ОНВ) комбайна «Полесье» КСК-Ф-250 с серийными сердцевинами водяного 250У.13.010-1 и воздушного 250У.27.020 радиаторов обеспечивает снижение температуры наддувочного воздуха со 179 до 79°C при аэродинамическом сопротивлении  $\Delta p_x = 0,18 + 0,20 \text{ кгс/см}^2$ .

Результаты моторных испытаний водомасловоздушных радиаторов, скомпонованных с комбайном «Полесье» в едином блоке, показали:

1) водяная секция блока радиаторов не обеспечивает тепловой режим дизеля на номинальном мощностном режиме;

2) воздушная секция блока радиаторов (ОНВ) обеспечивает снижение температуры наддувочного воздуха на 100°C (по техническому заданию на разработку комбайна «Полесье» температура наддувочного воздуха на выходе из ОНВ не более 85°C);

3) требуется доработать конструкцию сердцевин блока радиаторов с целью обеспечения стабильного теплового режима дизеля без капота и воздухозаборника при обеспечении необходимых параметров температурного режима систем охлаждения воздуха и масла.

#### **8.4.6. Корректировка конструкции радиаторного блока по результатам испытаний макетных образцов**

По результатам моторных испытаний было произведено изменение геометрии водомасловоздушных радиаторов для комбайна «Полесье», скомпонованного в едином блоке.

Скорректированная схема радиаторного блока имеет следующие характеристики: шаг охлаждающих пластин – 5 мм, шаг охлаждающих трубок по фронту – 10 мм, количество рядов по глубине – 8, материал трубок – Л93, материал охлаждающих пластин – Л63, размеры трубки охлаждения – 18х3, толщина трубки – 0,25 мм, толщина охлаждающих пластин – 0,08 мм, ширина лобовой части теплообменника водяного контура увеличена с 440 до 540 мм и размеры его составляют 540×187×760 мм<sup>3</sup>, количество охлаждающих пластин – 152 шт., ширина теплообменника для охлаждения наддувочного воздуха уменьшается с 160 до 140 мм и его размеры составляют 140×187×760 мм<sup>3</sup>, количество охлаждающих пластин – 152 шт., ширина теплообменника для охлаждения масла (ГТР) уменьшилась с 160 до 140 мм и его размеры составляют 160×187×760 мм<sup>3</sup>, количество охлаждающих пластин – 152 шт., верхняя и нижняя трубные доски цельноштампованные для всех трех теплообменников.

По результатам скорректированных расчетов был изготовлен опытный водомасловоздушный радиатор, скомпонованный в едином блоке 250У.13.000. Аэродинамические испытания данного радиатора проводились на стенде.

Результаты испытаний опытного водомасловоздушного радиатора, скомпонованного в едином блоке, представлены в табл. 8.19 (акт № 259 от 14.09.87).

Таблица 8.19

Объект испытаний	Скорость воздуха перед радиатором, м/с	Аэродинамическое сопротивление, Па
Блок радиатора 250У 13 000	3	39,2
	8	260,9
	10	417,8

Из табл. 8.19 видно, что аэродинамическое сопротивление при скорости воздуха 10 м/с составляет 417,8 Па, что соответствует требованиям технического задания.

Проведены тепловые испытания скорректированной конструкции опытных образцов системы охлаждения комбайна «Полесье». Результаты тепловых испытаний при расходе воды 200 л/мин и расходе масла 60 л/мин представлены в табл. 8.20.

Таблица 8.20

Объект испытаний 250У 13 000	Скорость воздуха перед радиатором, м/с	Теплоотдача, кВт	
		по воде	по маслу
Блок радиаторов 250У 13.000	3	44,4	10,1
	8	101,0	16,0
	10	118,5	16,9

Из табл. 8.20 видно, что при скорости воздуха 10 м/с теплоотдача скорректированного опытного образца водомасловоздушного радиатора, скомпонованного в едином блоке 250У.13.000 для комбайна «Полесье», по результатам лабораторных испытаний соответствует техническим требованиям.

Блок радиаторов, изготовленный по чертежам, разработанным по результатам скорректированных расчетов макетных образцов, испытывался на универсальном энергетическом средстве «Полесье» методом снятия характеристик устойчивости при центральном расположении вентилятора диаметром 630 мм, номинальной мощности 240 л.с., температуре окружающей среды 35°C.

При испытании проводились замеры температуры воды в радиаторе водяного контура и за радиатором, масла в радиаторе охлаждения ГТР и за ним, воздуха в радиаторе ОНВ и за ним, а также перед блоком, величины давлений перед блоком и за ним.

Получены следующие результаты испытаний:

1. При испытаниях блока радиаторов с центральным расположением вентилятора при мощности дизеля 240 л.с. температура воды на выходе из дизеля достигает  $95^{\circ}\text{C}$ , температура масла на выходе из дизеля достигает  $95^{\circ}\text{C}$ , температура воздуха на выходе из дизеля достигает  $164^{\circ}\text{C}$  за 30 минут работы дизеля, что соответствует техническому заданию на создание УЭС «Полесье».

2. Тепловое равновесие в системе охлаждения наступает через 30 минут работы дизеля.

3. Система охлаждения обеспечивает сниженные температуры воды на  $5^{\circ}\text{C}$ , снижение температуры масла на  $17^{\circ}\text{C}$ , снижение температуры воздуха на  $75^{\circ}\text{C}$ , что соответствует техническому заданию.

Результаты испытаний опытных образцов системы охлаждения универсального энергетического средства УЭС показали, что все секции блока радиаторов обеспечивают температурный режим работы УЭС согласно техническому заданию. Геометрические параметры блока следующие: шаг охлаждающих пластин – 5 мм, шаг охлаждающих трубок по фронту – 10 мм, количество рядов по глубине – 8 рядов, размеры трубки охлаждения –  $17 \times 3,5 \times 0,25$ , толщина пластин 0,08 мм, материал трубки – Л93, материал пластин – Л96, высота сердцевины – 760 мм, ширина – 920 мм, ширина водяной секции – 540 мм, ширина воздушной секции – 140 мм, ширина масляной секции – 140 мм.

#### **8.4.7. Корректировка конструкции радиаторного блока по результатам испытаний опытных образцов на УЭС «Полесье»**

Результаты полевых испытаний опытных образцов блока радиаторов на УЭС «Полесье» показали, что в связи с работой в транспортном варианте требуется увеличить мощность на привод гидростатической трансмиссии с 50 до 100 л.с. Масляная секция шириной 140 мм не обеспечивает заданный температурный режим. В связи с этим произведен перерасчет геометрических параметров масляной секции. Ширина масляной секции увеличилась с 140 до 240 мм, при этом теплоотдача увеличилась с 16,9 до 29,1 кВт.

Таким образом, окончательная конструкция сердцевины блока радиаторов для УЭС «Полесье» имеет следующие геометрические параметры: шаг охлаждающих трубок по фронту – 10 мм, шаг охлаждающих пластин – 5 мм, количество рядов по глубине – 8, размеры трубки охлаждения –  $17 \times 3,5 \times 0,25$  мм<sup>3</sup>, толщина пластин – 0,08 мм, материал трубки охлаждения – Л93, материал пластин охлаждения – Л96, высота сердцевины – 760 мм, ширина сердцевины – 940 мм, (ширина водяной секции – 540 мм, ширина воздушной секции – 140 мм, ширина масляной секции – 240 мм).

Разработанная система охлаждения в виде блока радиаторов, расположенных по фронту, с описанными геометрическими параметрами удовлетворяет всем требованиям технического задания и принята для серийного производства для охлаждения УЭС «Полесье».

При разработке МСО (3-контурной) комбайна «Полесье» за основу блока теплообменников принята схема с фронтальным расположением радиаторов, рассмотренная в подразд. 8.1. Расчеты всех параметров, характеризующих сердцевину блока, проводились с использованием программного комплекса САПР МСО, рассмотренного в подразд. 8.4.3.

В качестве исходных данных для расчета по программному комплексу взяты параметры и характеристики системы охлаждения комбайна «Полесье» (технические требования представлены в табл. 8.21), характеристики материалов, идущих на изготовление трубок и пластин сердцевины, характеристики теплоносителей и т.д.

Таблица 8.21

Технические требования к системе охлаждения комбайна «Полесье»

Параметры дизеля СМД-31-01	Единицы измерения	СМД-31-01 с механическим приводом	СМД-31-01 с гидравлическим приводом
Мощность дизеля эксплуатационная	кВт	184	184
	л.с.	250	250
Частота вращения коленчатого вала	с <sup>-1</sup>	33	33
	об/мин	2000 <sub>10</sub> <sup>+50</sup>	2000 <sub>10</sub> <sup>+50</sup>
Удельный расход топлива при эксплуатационной мощности	г/л с ч.	180	180
Количество тепла, вводимое топливом в дизель	ккал/ч	485000	485000
Количество тепла, отводимое секцией водяного радиатора	ккал/ч	115500	115500
Температура воды: на входе в радиатор на выходе из радиатора	°С	95	95
		90	90
Частота вращения вентилятора	с <sup>-1</sup>	38	38
Производительность вентилятора	м <sup>3</sup> /ч	17000	17000
Диаметр по лопастям вентилятора	мм	630	630
Число лопастей, угол атаки вентилятора		6	6
		32(на 150 мм)	32(на 150 мм)
Мощность, потребляемая вентилятором	кВт	5,8	5,8
	л.с.	8	8

Параметры дизеля СМД-31-01	Единицы измерения	СМД-31-01 с механическим приводом	СМД-31-01 с гидравлическим приводом
Напор, создаваемый вентилятором	мм вод. ст.	46	46
Производительность водяного насоса	л/мин	425	425
Напор, создаваемый водяным насосом	кг/см <sup>2</sup>	0,6	0,6
Количество наддувочного воздуха, проходящего через воздушный радиатор	кг/ч	1100	1100
Количество тепла, отводимое секцией воздушного радиатора	ккал/ч	15800	15800
Температура наддувочного воздуха: на входе в воздушную секцию на выходе из воздушной секции	°С	160 75	160 75
Избыточное давление наддувочного воздуха: в турбокомпрессоре на выходе из охладителя	МПа	0,125 0,115	0,125 0,115
Внутреннее аэродинамическое сопротивление сердцевины при прохождении наддувочного воздуха	МПа	0,01	0,01
Производительность масляных насосов гидропривода, включая слив через масляный радиатор	л/мин	35	120
Количество тепла, отводимое секцией масляного радиатора	ккал/ч	4747	15000
Температура масла: на входе на выходе	°С	80 75	80 75
Давление, создаваемое масляными насосами: на входе в секцию масляного радиатора на выходе из секции масляного радиатора	МПа	0,4 0,03	0,6 0,03
Шаг охлаждающих пластин одного ряда не менее	мм	5	5
Габариты (ориентировочные) сердцевинки одного водовоздушно-масляного радиатора: высота ширина	мм	760-860 740-840	760-860 740-840

Сердцевина блока радиаторов комбайна «Полесье» состоит из трех контуров. Характеристики сердцевин следующие: шаг охлаждающих пластин для теплообменников всех контуров – 5 мм; шаг охлаждающих трубок по фронту для теплообменников всех контуров – 10 мм; количество рядов по глубине для теплообменников всех контуров – 8.

Материал охлаждающих трубок – латунь Л193; материал охлаждающих пластин – латунь Л635; размеры трубки охлаждения –  $17 \times 3,5 \times 0,25$ ; толщина трубки охлаждения – 0,25 мм; толщина охлаждающих пластин – 0,08 мм; размеры теплообменника водяного контура (высота  $\times$  ширина  $\times$  глубина) –  $760 \times 540 \times 187$  мм<sup>3</sup>; количество охлаждающих трубок – 432 шт; количество охлаждающих пластин – 152 шт; размеры теплообменника охлаждения наддувочного воздуха –  $760 \times 140 \times 187$  мм<sup>3</sup>; количество охлаждающих трубок – 122 шт; количество охлаждающих пластин 152 шт; размеры теплообменника охлаждения масла –  $760 \times 240 \times 187$  мм<sup>3</sup>; количество охлаждающих трубок – 192 шт; количество охлаждающих пластин – 152 шт; верхняя и нижняя трубные доски цельноштампованные для всех трех теплообменников.

На рис. 8.34 представлена фотография созданного по материалам работы блока радиаторов МСО комбайна УЭС-250 «Полесье».



Рис. 8.34

Данный блок установлен на комбайн «Полесье», фотография которого представлена на рис. 8.35.

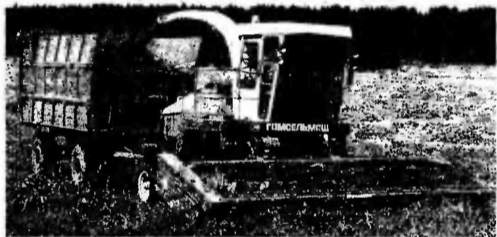


Рис 8.35

Таким образом, на основании проведенных расчетных, конструкторских и экспериментальных исследований создана многоконтурная система охлаждения комбайна УЭС-250 «Полесье».



## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, в книге представлены новые результаты опытного исследования интенсифицированных каналов, предложены математические модели и методы теплогидравлического расчета и оптимизации интенсифицированных каналов со спиральными и кольцевыми выступами или канавками, с полусферическими выемками и с пористыми вставками в каналах.

Кроме того, рассмотрено позитивное влияние интенсификации теплообмена на материалоемкость энергооборудования, эффективность и надежность его работы, экономию топлива и других ресурсов, охрану окружающей среды. Показано, что интенсификация теплообмена служит мощным средством улучшения показателей теплообменников и энергоустановок в целом.

Выполнен обстоятельный обзор и анализ промышленно целесообразных способов интенсификации теплообмена в каналах при турбулентном, переходном и ламинарном течении теплоносителей, обсуждены механизмы различных способов интенсификации, их эффективность, области технического использования. Рассмотрены также проблемы, сопутствующие интенсификации теплообмена.

Приведены результаты экспериментального исследования макро- и микроструктуры турбулентного потока газа, касательного напряжения трения (на стенке), коэффициента сопротивления и теплоотдачи в каналах с интенсификацией. В отличие от известных малочисленных опытных данных по тонкой структуре потока в каналах с выступами, полученных в основном в каналах с одиночными или относительно высокими выступами, представлены результаты исследования установившегося, повторяющегося между соседними выступами течения при реальных параметрах выступов в трубе.

Опытные данные по теплообмену и сопротивлению представлены в широком диапазоне изменения чисел подобия.

Предложены и обоснованы формулы для определения границ переходного режима в дискретно шероховатых трубах.

Изложены результаты экспериментального исследования теплообмена и гидродинамики в каналах с пористыми вставками и полусферическими выемками на станках.

Приведены разработанные модели и методы расчета теплоотдачи и трения турбулентного потока в каналах с дискретными выступами на основе интегральных методов теории пограничного слоя. Методы базируются на детальном анализе обтекания единичного препятствия.

Модель и метод расчета теплообмена и сопротивления развиты для каналов со спиральными выступами, со сферическими выемками и кольцевыми канавками.

В качестве технических приложений и проверки методов расчета выполнены систематические расчеты конкретных каналов. Рассмотрены также некоторые дополнительные вопросы расчета каналов с выступами: теплогидравлический расчет в переходном режиме, расчет теплоотдачи на поверхности выступов, приближенный расчет сопротивления и кавитационных явлений в ДШК.

Представлены оригинальные математические модели и методы расчета теплообмена и трения в каналах с пористыми вставками.

Представлены результаты исследования конкретного интенсифицированного теплообменного энергооборудования.

Рассмотрена возможность использования теплообменного оборудования из полимерных материалов и новых микрозигованных теплообменных поверхностей.

Представлены математические модели многоконтурных систем охлаждения транспортных энергетических установок, на основе которых разработана система автоматизированного проектирования.

По результатам оптимизации созданы конкретные многоконтурные системы охлаждения некоторых транспортных энергоустановок.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Мигай В.К.* Моделирование теплообменного энергетического оборудования. Л.: Энергоатомиздат, 1987. 284 с.
2. *Фраис А., Оффисик М.* Расчет и конструирование теплообменников. М.: Атомиздат, 1971. 356 с.
3. *Калафати Д.Д., Попалов В.В.* Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена. М.: Энергоатомиздат, 1986. 152 с.
4. *Антуфьев В.И.* Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.: Энергия. 1966. 183 с.
5. *Тихонов А.М.* Регенерация тепла в авиационных ГТД. М.: Машиностроение, 1977. 106 с.
6. *Воровин Г.И., Дубровский Е.В.* Эффективные теплообменники. М.: Машиностроение, 1973. 95 с.
7. *Андреев П.А., Григман М.И., Смоляк Ю.В.* Оптимизация теплоэнергетического оборудования АЭС. М.: Атомиздат, 1975. 221 с.
8. *Коваленко Л.М., Глушко А.Ф.* Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. М.: Энергоатомиздат, 1986. 240 с.
9. *Жукаускас А.А.* Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 471с.
10. *Калитин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А.* Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1990. 208 с.
11. *Лебедев П.Д.* Теплообменные, сушильные и холодильные установки. М.: Энергия, 1972. 319 с.
12. *Керн Д., Краус А.* Развитые поверхности теплообмена. М.: Энергия, 1977. 461 с.
13. *Юдин В.Ф.* Теплообмен поперечно-ребренных труб. Л.: Машиностроение, 1982. 187 с.
14. *Пермяков В.А., Левин В.С., Дивова Г.В.* Теплообменники вязких жидкостей, применяемых на электростанциях. Л.: Энергоатомиздат, 1983. 175 с.

15. Теплообменные аппараты холодильных установок / Под ред. Г.Н. Даниловой. Л.: Машиностроение, 1986. 303 с.
16. Бавев С.Ф. Судовые компактные теплообменные аппараты. Л.: Судостроение, 1965. 240 с.
17. Гоголин А.А. и др. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. 244 с.
18. Вопросы механики вращающихся потоков и интенсификация теплообмена и ЯЭУ / М.: Энергоатомиздат, 1984. 163 с.
19. Теплообмен и гидродинамика в каналах сложной формы / Под ред. В.М. Исалева. М.: Машиностроение, 1986. 200 с.
20. Бузник В.М. Интенсификация теплообмена в судовых установках. Л.: Судостроение, 1969. 363 с.
21. Накоряков В.Е., Бурдуков А.П. и др. Тепло- и массообмен в звуковом поле / Институт теплофизики СО АН СССР. Новосибирск, 1970. 253 с.
22. Хаузел Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе. М.: Энергоиздат, 1981. 384 с.
23. Поляев В.М., Майоров В.А., Васильев Л.Л. Гидродинамика и теплообмен в пористых элементах конструкций летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1988. 168 с.
24. Белов С.В. Пористые детали в машиностроении. М.: Машиностроение, 1981. 247с.
25. Гортышов Ю.Ф. Охлаждение и термостабилизация деформируемых элементов конструкций. М.: Машиностроение, 1992. 256 с.
26. Справочник по теплообменникам Т. 1 / Под ред. Б.С. Петухова и В.К. Шикова. М.: Энергоатомиздат, 1987. 560 с
27. Бурков В.В. Алюминиевые теплообменники сельскохозяйственных и транспортных машин. Л.: Машиностроение. 1985. 250 с.
28. Рейнольдс А.Дж Турбулентные течения в инженерных приложениях. М.: Энергия. 1979. 408 с.
29. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). М.: Энергоатомиздат, 1984. 296 с.
30. Будов В.М., Дмитриев С.М. Форсированные теплообменники ЯЭУ. М.: Энергоиздат, 1989. 176 с.
31. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989.365 с.
32. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. М.: Машиностроение, 1990. 367 с.
33. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975. 427 с.

34. Сукамел А.С., Величко В.И., Абросимов Ю.Г. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах. М.: Энергия, 1979. 215 с.
35. Федяевский К.К., Гиневский А.С., Колесников А.В. Расчет турбулентного пограничного слоя несжимаемой жидкости. Л.: Судостроение, 1973. 252 с.
36. Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое. М.: Энергоатомиздат, 1985. 318 с.
37. Мартыненко О.Г., Соколовский Ю.А. Свободноконвективный теплообмен: Справочник. Минск: Наука и техника, 1982. 400 с.
38. Зимин В.Д., Фрик П.Т. Турбулентная конвекция. М., 1988.
39. Гершуни Г.З., Жуховицкий Е.М., Непомнящий А.А. Устойчивость конвективных течений. М.: Наука, 1989.
40. Полежаев В.И., Белло М.С., Везуб Н.А. и др. Конвективные процессы в невесомости. М.: Наука, 1991.
41. Гебхард Б., Джисурия Й., Махиджан Р., Симакья Б. Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен // М.: Мир, 1991.
42. Гортышов Ю.Ф., Олишнев В.В. Теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 1999. 175 с.
43. Дыбан Е.П., Этик Э.Я. Тепломассообмен и гидродинамика турбулизированных потоков. Киев: Наукова думка, 1985.
44. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия. 1980. 143 с.
45. Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: Энергоатомиздат, 1996.
46. Дементьев Б.А. Ядерные энергетические реакторы. М.: Энергоатомиздат, 1984.
47. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1969.
48. Кэйс В.М. Конвективный тепло- и массообмен. М.: Энергия, 1972.
49. Лойцянский Л.И. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1979.
50. Турбулентность – принципы и применения / Под ред. У. Фроста, Т. Моулдена. М.: Мир, 1980.
51. Турбулентные сдвиговые течения. Ч.4. Когерентные структуры / Под ред. Дж.С. Бредбери и др. М.: Машиностроение, 1983.
52. Гиневский А.С. и др. Аэроакустические взаимодействия. М.: Машиностроение, 1978.
53. П. Чжен. Отрывные течения. М.: Мир, 1972–1973. Т. 1–3.
54. Гогин Л.В. и др. Турбулентные отрывные течения. М.: Наука, 1979. 222 с.
55. Алемасов В.Е., Глебов Г.А., Козлов А.П. Термоанемометрические методы исследования отрывных течений / КФ АН СССР. Казань, 1990. 177 с.

56. *Нагога Г.П.* Эффективные способы охлаждения лопаток высоко-температурных газовых турбин. М.: Изд-во Моск. авиац. ин-та, 1996. 100 с.
57. *Калинин Э.К., Дрейзер Г.А., Копп И.З., Мякошин А.С.* Эффективные поверхности теплообмена. М.: Энергоатомиздат, 1998. 407 с.
58. *Боголюбов Ю.Н., Лифшиц М.Н., Григорьев Г.В.* Результаты исследования и промышленного внедрения винтообразно профилированных труб // Теплоэнергетика, 1981. № 7. С. 48–50.
59. *Савельев П.А.* Исследование гидравлического сопротивления спирально профилированных труб при больших числах Рейнольдса // Энергетика, 1981. № 5. С. 43–46. (Изв. высш. учеб. заведений).
60. *Ляу, Макмиллин, Хан.* Характеристики теплообмена при турбулентном течении в канале квадратного сечения со скошенными дискретными ребрами // Современное машиностроение, 1991. Сер. А. № 10. С. 99–107.
61. *Berkoune A and Al-Shemmeri T.T.* Pressure drop and friction correlations of compact heat exchangers dimped flat tubes. 1993 ISHMT International conference on New Developments in Heat Exchangers. Lisbon, Portugal. 1993.
62. *Тейлор и др.* Измерение и расчет влияния неоднородной шероховатости поверхности на коэффициент трения при турбулентном течении // Современное машиностроение, 1989. Сер. А. № 7. С. 100–105.
63. *Анисин А.К.* Теплоотдача и сопротивление трубчатой поверхности с двусторонними сферондальными элементами шероховатости // Энергетика, 1983. № 3. С. 71–74. (Изв. высш. учеб. заведений).
64. *Шрадер И.Л. и др.* Интенсифицированные ТВП // Теплоэнергетика, 1999. № 9. С. 54–56.
65. *Беленький М.Я. и др.* Экспериментальное исследование тепловых и гидравлических характеристик теплообменных поверхностей, формованных сферическими лунками // Теплофизика высоких температур, 1991. Т.29. № 6. С. 1142–1147.
66. *Коулман, Ходжс, Тейлор.* Новая обработка эксперимента Шлихтинга по исследованию шероховатости поверхности // Теоретические основы инженерных расчетов, 1984. № 1. С. 95–100.
67. *Хосни, Коулман, Тейлор.* Измерения и расчет теплоотдачи в потоке с частичным проявлением шероховатости // Современное машиностроение, 1991. Сер. А. № 10. С. 107–116.
68. *Крюков И.И.* Аппараты воздушного охлаждения. М.: Химия, 1983. 185 с.
69. *Шукин В.К.* Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. М., 1980. 240 с.
70. *Рыжкин В.Я.* Тепловые электрические станции. М.: Энергия, 1979.

71. Энергетика и охрана окружающей среды / Под ред. Залогина Н.Г. М.: Энергия, 1979.
72. Патент № 2156360 РФ. Паротурбинная установка / Олимпиев В.В., Гортышов Ю.Ф., Попов И.А. 1998.
73. *Самойлов А.Г.* Тепловыделяющие элементы ядерных реакторов. М.: Энергоатомиздат, 1985. 224 с.
74. *Крамеров А.Я., Шевчев Я.В.* Инженерные расчеты ядерных реакторов. М.: Энергоатомиздат, 1988. 736 с.
75. *Пономарев-Стетной Н.Н., Глушков Е.С.* Профилирование ядерного реактора. М.: Энергоатомиздат, 1988. 240 с.
76. *Фрост Б.* Твэлы ядерных реакторов. М.: Энергоатомиздат, 1986. 360 с.
77. *Маргулова Т.Х.* Атомные электрические станции. М.: Высшая школа, 1978. 369с.
78. *Олимпиев В.В., Кольцов М.В.* Теплогидравлический расчет и оптимизация ядерных реакторов, охлаждаемых однофазным теплоносителем / Моск. энерг. ин-т. М., 1992. 56с.
79. *Байгалиев Б.Е., Васильев А.П., Деулин К.Н., Ахтарев Р.М.* Пластмассовый теплообменник // А.с. 1270533 СССР МКИ 4 28 21/06. 1985.
80. *Бурков В.В. и др.* Полимерные теплообменники // Технические проблемы повышения эффективности применения мощных колесных тракторов в нечерноземной зоне РСФСР Л., 1984. С. 49–58.
81. *Маслов В.А., Разгулов Б.А.* Системы охлаждения масла тракторных двигателей //Тракторы. самоходные шасси и двигатели / ЦНИИТЗИтракторсельхозман. М., 1978. 49 с.
82. *Маслов В.А.* Теплоотдача в масло в тракторных дизелях Д-50 жидкостного и Д-87М воздушного охлаждения // Вопросы моторостроения. Владимир, 1971. С. 76–80.
83. *Крюков А.Д.* Тепловой расчет трансмиссии транспортных машин. М.: Машгиз, 1961. 140 с.
84. *Бурков В.В., Индейкин А.И.* Автомобильные радиаторы. Л.: Машиностроение, 1978. 206 с.
85. *Взоров Б.А.* Тракторные дизели. М.: Машиностроение, 1981. 535 с.
86. *Кустарев Ю.С., Николаев Ю.А.* Сравнение двух систем охлаждения воздушного заряда в дизелях с турбонаддувом//Тракторы и сельхозмашины. 1978. № 8. С. 13–14.
87. *Симсон А.З. и др.* Турбонаддув в высокооборотных дизелях. М.: Машиностроение, 1976.
88. *Хмельницкий Э.И.* Критерий и метод оценки тепловой эффективности сердцевин автомобильных радиаторов // Автомобильная промышленность. 1962. № 10. С. 22–26.

89. *Полек М.С.* Расчет алюминиевых радиаторов для перспективных тракторов «Кировец» с учетом неравномерности поля скоростей воздушного потока // Технические проблемы повышения эффективности применения мощных колесных тракторов в нечерноземной зоне РСФСР. Л., 1984. С. 65–68.

90. *Зайченко Е.М. и др.* Об оценке эффективности различных схем системы охлаждения наддувочного воздуха // Автомобильная промышленность. 1976. № 10. С. 4–6.

91. *Попова Л.И.* Осевой вентилятор ЦАГИ К-156 // Промышленная аэродинамика. 1975. Вып.32. С. 151–164.

92. *Коломинец В.Г., Нгуменко В.Д.* Исследование работы осевого вентилятора в системе охлаждения тракторного двигателя // Автотракторостроение. Теория и конструирование мобильных машин. 1982. Вып.17. С. 117–121.

93. *Брусилловский И.В.* Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ. Справочное пособие. М., 1973. 193 с.

94. *Брусилловский И.В.* Аэродинамика осевых вентиляторов. М.: Машиностроение, 1934. 240 с.

95. *Колдербенк В.* Программирование на фортране / Пер. с англ.; Под ред. В.А. Ашкинази М.: Радио и связь, 1986. 176 с.

96. *Байгалиев Б.Е., Ермолин А.В., Шелухаев С.В.* Влияние конструктивных параметров вентиляторов на его характеристики // Тракторы и сельхозмашины. 1988. № 12. С. 18–20.

97. *Тунаков А.П.* Методы оптимизации при доводке и проектировании газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1979. 184 с.

98. А.с. 1122077 СССР МКИ 4 28 21/06, 28 7/00. Пакет пластмассового теплообменника. / Байгалиев Б.Е., Феркович В.А., Шмелев А.П., Фольц Л.А., Копылов А.А., Лосото А.П., Клемешев В.К., Самохвалов А.И., Чеботаревский А.Э. 1983.

99. А.с. 1211286 СССР МКИ 4 28 21/06, 28 7/00. Теплообменник. / Байгалиев Б.Е., Деулин К.Н., Ахтареев Р.М. 1986.



## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>Предисловие</b> .....	3
<b>Основные обозначения</b> .....	4
<b>Часть I. Эффективность ТА, расчет теплообмена и трения в каналах ТА</b> .....	6
<b>Глава 1. Эффективность теплообменников, методы ее оценки и способы повышения</b> .....	6
1.1. Эффективность теплообменников и значение интенсификации конвективного теплообмена.....	6
1.2. Оценка эффективности теплообменников.....	9
1.3. Механизмы интенсификации конвективного теплообмена.....	20
1.4. Оптимизация параметров ТА и критерии целесообразности интенсификации теплообмена.....	23
<b>Глава 2. Способы интенсификации теплопередачи в ТА</b> .....	28
2.1. Развитые (оребренные) поверхности теплообмена.....	28
2.2. Интенсификация теплопередачи в пучках оребренных труб.....	39
2.3. Закрутка потока и применение каналов переменного сечения.....	43
2.4. Дискретно шероховатые каналы (ДШК) при турбулентном потоке.....	47
2.5. Пористые вставки.....	65
2.6. Рациональные схема и скорости прокачивания теплоносителей.....	67
2.7. Выбор рациональных диаметра, формы каналов и компоновки пучков труб.....	71
2.8. Пульсации давления в потоке и вибрация теплообменной поверхности.....	73
2.9. Интенсификация теплообмена в конденсаторах.....	75
2.10. Особенности интенсификации теплообмена при ламинарном и переходном режимах течения теплоносителя.....	76
2.11. Комбинированные способы.....	81
	427

2.12. Проблемы расчета интенсифицированного теплообмена.....	84
<b>Глава 3. Экспериментальное исследование интенсифицированных теплоотдачи и сопротивления в каналах.....</b>	<b>87</b>
3.1. Структура турбулентного потока газа в ДШК.....	87
3.2. Теплоотдача, сопротивление и колебания потока в ДШК.....	93
3.3. Теплогидравлическое качество ДШК при течении газов и вязких жидкостей.....	103
3.4. Границы переходного режима течения в ДШК.....	108
3.5. Теплоотдача и сопротивление в каналах с высокопористыми вставками.....	110
3.6. Теплоотдача и сопротивление в щелевых каналах с лунками (сферическими выемками).....	116
3.7. Течение и интенсификация теплообмена в условиях свободной конвекции.....	120
3.7.1. Результаты исследований свободной конвекции в вертикальных каналах.....	120
3.7.2. Интенсификация на вертикальных поверхностях и в каналах при свободной конвекции.....	133
<b>Глава 4. Модели переноса, расчет теплоотдачи и сопротивления в интенсифицированных ТА.....</b>	<b>148</b>
4.1. Модель турбулентного течения в ДШК, релаксация внутреннего пограничного слоя, теплогидравлический расчет ДШК.....	148
4.2. Ламинарно-турбулентный переход в каналах теплообменников с выступами – интенсификаторами теплообмена.....	160
4.3. Модель течения для расчета теплоотдачи и сопротивления каналов с выступами при $Re < 10^4$ .....	167
4.4. Расчет теплообмена и трения в канавках, поперечных к турбулентному потоку.....	175
4.5. Существо механизма интенсификации теплообмена на поверхности со сферическими выемками, модели для расчета теплоотдачи и трения.....	183
4.6. Модифицированная аналогия Рейнольдса для отрывных течений, присоединившихся к стенке.....	207
4.7. Синтез поверхностей теплообмена с интенсифицированной теплоотдачей и пониженным сопротивлением.....	212
4.8. Сравнительный анализ теплогидравлических свойств некоторых интенсификаторов теплоотдачи.....	219
4.9. Влияние интенсификации теплообмена на эффективность теплообменников при их модернизации.....	229

4.10. Исследование проблемы автоколебательных возмущений потока в ДШК.....	232
<b>Часть II. Проектирование и расчет теплообменного оборудования с интенсифицированным теплообменом.....</b>	<b>237</b>
<b>Глава 5. Конструкторский расчет аппаратов воздушного охлаждения.....</b>	<b>237</b>
5.1. Преимущества и эффективность воздушного охлаждения промышленного оборудования.....	237
5.2. Конструкторский расчет и оптимизация АВО с интенсификацией теплообмена.....	239
5.2.1. Влияние интенсификации теплообмена на компактность АВО.....	239
5.2.2. Тепловой расчет АВО.....	242
5.2.3. Гидравлический расчет АВО.....	254
5.2.4. Оптимизация АВО.....	257
5.3. Воздушно-конденсационные установки.....	259
<b>Глава 6. Расчет газоохлаждаемых ядерных реакторов.....</b>	<b>265</b>
6.1. Проблема охлаждения активной зоны ЯР.....	265
6.2. Основы выбора рациональных параметров ЯР.....	271
6.3. Теплогидравлический расчет ГЯР.....	276
6.3.1. Тепловой расчет.....	277
6.3.2. Гидравлический расчет.....	286
6.4. Результаты расчета интенсифицированных ЯР.....	289
6.4.1. Охлаждение активной зоны ВВЭР-1000.....	289
6.4.2. Охлаждение активной зоны АGR АЭС «Хинкли-Пойнт-В».....	294
<b>Часть III. Исследование особенностей и проектирование эффективных многоконтурных систем охлаждения энергоустановок.....</b>	<b>296</b>
<b>Глава 7. Особенности многоконтурных систем охлаждения транспортных теплосиловых установок.....</b>	<b>296</b>
7.1. Тенденции развития систем охлаждения транспортных теплосиловых установок.....	296
7.2. Особенности расчета многоконтурных систем охлаждения.....	299
7.3. Особенности аэродинамики вентилятора в моторном отсеке.....	302
7.4. Влияние засорения воздушных каналов сердцевин радиаторов на эффективность системы охлаждения.....	304
7.5. Упрощенная математическая модель теплообменника трубчато-пластинчатого типа с плоскими пластинами.....	308

7.6. Математическая модель вентилятора многоконтурной системы охлаждения.....	319
7.6.1. Аэродинамические характеристики теплообменников трубчато-пластинчатого типа с плоскими пластинами.....	319
7.6.2. Методика оптимизации параметров осевого вентилятора на базе альтернативных аэродинамических схем.....	321
7.6.3. Экспериментальное исследование характеристик вентилятора.....	325
7.6.4. Сравнительный анализ результатов моделирования характеристик вентилятора на базе альтернативных аэродинамических схем в натурных условиях моторного отсека.....	331
<b>Глава 8. Проектирование эффективных многоконтурных систем охлаждения теплосиловых установок.....</b>	<b>338</b>
8.1. Синтез схемы размещения теплообменников в радиаторном блоке.....	338
8.2. Система автоматизированного проектирования многоконтурной системы охлаждения энергетической установки.....	358
8.2.1. Критерий эффективности многоконтурной системы охлаждения.....	358
8.2.2. Методики оптимизации многоконтурных систем охлаждения теплосиловых установок.....	362
8.2.3. Программа оптимизации расчетных многоконтурных систем охлаждения.....	371
8.2.4. Разработка и исследование некоторых оптимальных конструкций реальных теплообменников.....	379
8.3. Экспериментальное исследование систем охлаждения, созданных по результатам оптимизации.....	388
8.3.1. Разработка и анализ некоторых реальных типов отдельных теплообменников.....	388
8.3.2. Исследование теплообменников из пластических масс.....	395
8.3.3. Экспериментальное исследование радиатора отопителя автомобилей ВАЗ-2121, ВАЗ-2124 с микроризованными поверхностями.....	397
8.4. Экспериментальное исследование оптимизированных многоконтурных систем охлаждения.....	403
8.4.1. Разработка и анализ некоторых реальных типов многоконтурных систем охлаждения.....	403
8.4.2. Техничко-экономические показатели системы охлаждения трактора Т-75.01.....	404
8.4.3. Расчет и разработка макета конструкции сердцевины блока теплообменников системы охлаждения комбайна «Полесье».....	407

8.4.4. Экспериментальная проверка блока теплообменников в аэродинамической трубе.....	407
8.4.5. Эксплуатационные испытания макета блока радиаторов....	409
8.4.6. Корректировка конструкций радиаторного блока по результатам испытаний макетных образцов.....	412
8.4.7. Корректировка конструкции радиаторного блока по результатам испытаний опытных образцов на УЭС «Полесье».....	414
Заключение	419
Список литературы	421

ГОРТЫШОВ Юрий Федорович  
ОЛИМПИЕВ Вадим Владимирович  
БАЙГАЛИЕВ Борис Ергазович

**ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ  
И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ  
С ИНТЕНСИФИЦИРОВАННЫМ ТЕПЛООБМЕНОМ**

Редактор О.П. Хабибуллина  
Корректор Э.Р. Батыршина  
Технический редактор С.В. Фокеева  
Компьютерная верстка Э.Р. Батыршиной

ЛР № 020678 от 09.12.97

---

Подписано в печать 10.08.04.

Формат 70x108 1/16. Бумага офсетная. Печать офсетная.  
Печ.л. 27,0. Усл.печ.л.37,8. Усл.кр.-отт. 37,8. Уч.-изд.л. 28,2.  
Тираж 300. Заказ Г74/Д150.

---

Издательство Казанского государственного технического университета  
Типография Издательства Казанского государственного  
технического университета  
420111 Казань, К.Маркса,10