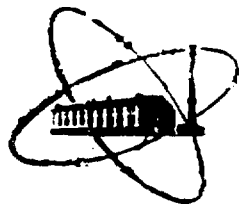


ФЭИ-1313



ФИЗИКО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Л. М. ГОРБАИЬ, Р. С. ПОМЕТЬКО, О. Л. ПЕСКОВ

**Интенсификация теплосъема
в парогенерирующих каналах с локальными
турбулизаторами потока**

Обнинск — 1982

УДК 536.242

Л. М. Горбань, Р. С. Пометько, О. Л. Песков.

Интенсификация теплосъема в парогенерирующих каналах с локальными турбулизаторами потока.

ФЭИ-1313. Обнинск: ФЭИ, 1982. — 20 с.

Предлагается способ расчета критической мощности парогенерирующих каналов с интенсификаторами теплосъема в виде локальных турбулизаторов потока, в основу которого положено описание вклада отдельного турбулизатора в увеличение критической тепловой нагрузки в канале, а общий эффект определяется статистическим суммированием вкладов отдельных турбулизаторов.

Приводится порядок расчета по предлагаемому способу. Представлены результаты расчетов критического теплового потока по полученным формулам для труб с поперечными гофрами, полномасштабной сборки РБМК-1500 с решетками-интенсификаторами, четырехстержневой и одностержневой моделей РБМК. Получено удовлетворительное согласие результатов расчета с экспериментальными данными.

ВВЕДЕНИЕ

Кризис теплоотдачи в парогенерирующих каналах при дисперсно-кольцевом режиме течения возникает вследствие недостатка охлаждающей жидкости на теплоотдающей поверхности, хотя жидкая фаза в ядре потока может составлять более 50% по весу. Задачей методов интенсификации теплосъёма является возвращение этой части жидкости на тепловыделяющую поверхность для обеспечения её надёжного охлаждения и достижения высоких параметров $q_{кр}$ и $x_{кр}$.

В экспериментальном и особенно расчётном плане наиболее исследованным способом интенсификации теплосъёма является закрутка потока. Однако и такой способ интенсификации во всём его многообразии изучен недостаточно. Ещё менее исследована искусственная турбулизация двухфазных потоков при помощи таких элементов, как поперечные рёбра, отгибы на дистанционирующих решётках и др. Анализ литературы показывает, что для расчёта критических параметров канала с турбулизаторами потока авторами предлагаются, как правило, эмпирические зависимости, имеющие ограниченный диапазон применимости [1,2,3].

Использование подобного рода зависимостей становится затруднительным при разработке новых конструкций турбулизаторов потока в каналах различного типа (трубы, кольцевая геометрия, пучки стержней). Между тем даже при весьма широком экспериментальном исследовании невозможно охватить многообразие интересующих параметров. По-видимому, преодоление всех этих трудностей связано с разработкой универсального как по режимным, так и геометрическим параметрам физически обоснованного подхода к анализу закономерностей воздействия интенсификаторов теплосъёма на двухфазный поток. Для построения такого метода необходимы эксперименты, раскрывающие физические закономерности явления. С этой целью авторами были проведены опыты при течения фреона-12 в трубе с одним и двумя турбулизаторами в виде поперечных гофр. Эти опыты привели к созданию физически обоснованного, достаточно универсального способа расчёта критической мощности парогенерирующего канала с локальными интенсификаторами теплосъёма, позволяющего анализировать многие ситуации, выбирать оптимальные варианты турбулизаторов.

1. РЕЗУЛЬТАТЫ ОПЫТОВ. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ СПОСОБА РАСЧЁТА КРИЗИСА ТЕПЛОТДАЧИ В ПАРОГЕНЕРИРУЮЩИХ КАНАЛАХ С ЛОКАЛЬНЫМИ ТУРБУЛИЗАТОРАМИ ПОТОКА

По своему подходу к рассматриваемым процессам предлагаемый способ отличается от существующих тем, что основное внимание уделяется описанию вклада отдельного турбулизатора в увеличение критического теплового потока в канале. При этом предполагается, что, несмотря на сложность реальных процессов, протекающих при интенсификации теплосъёма, при всех режимах течения и различных типах локальных турбулизаторов можно выделить общие закономерности, присущие данному явлению в целом.

Исходя из этого, в основу расчётного метода положены результаты экспериментального исследования влияния одиночной гофры на характеристики двухфазного потока. Опты проведены в трубе диаметром $d = 8$ мм при давлениях пара — 1,06; 1,55 и 2,25 МПа (эквивалентные давления воды 6,87; 9,81 и 13,74 МПа [4]), массовых скоростей: 1000, 2000, 3000 и 4000 кг/(м²с), высоте гофры 0; 0,25; 0,5; 1,0; 2,0 и 2,6 мм. Экспериментальная схема канала приведена на рис.1. Экспериментальный канал представлял собой трубу с двумя зонами независимого электрического обогрева длиной $l_1 = 3; 1,5$ и $0,75$ м и $l_2 = 0,25 + l$ м. Напряжение питания на участках l_1 , l_2 подавалось с помощью токоподводов 2. Одиночный турбулизатор или гофра 3 монтировалась шайбой, частично перекрывающей сечение канала. Диаметр отверстия шайбы мог измениться в процессе эксперимента. Высота гофры h определялась как $(d - d_{ш})/2$. Перепад давления на шайбе 3 измерялся дифференциальным манометром. Возрастание критического теплового потока на втором участке при $h > 0$ по сравнению со значением для "гладкого" канала ($h = 0$) являлось следствием дополнительного воздействия гофры на поток.

Приступая к работе, авторы считали, что для полного описания интенсификации теплосъёма с помощью локальных турбулизаторов, необходимо исследовать следующие моменты: характер затухания возмущений, вносимых турбулизатором вниз по потоку; влияние отдельных параметров на величину приращения критического теплового потока в канале; исходный уровень теплового потока, по отношению к которому рассчитывается эффект; закон сублимации отдельных возмущений в реальном канале. Указанные характеристики, определяющие закономерности кризиса теплотдачи в парогенерирующем канале с интенсифика-

торами теплосъёма, подтверждены экспериментальными результатами и являются исходными положениями предлагаемого способа расчёта.

По условиям на первом участке все исследованные случаи можно разделить на два вида: 1) на первом участке имеет место кризис теплоотдачи, или $q_1 = q_{кр}$ и 2) тепловой поток на первом участке меньше критического, или $q_1 < q_{кр}$.

Основной объём экспериментальных данных получен при условии $q_1 = q_{кр}$. Интерес к этому случаю объясняется тем, что в реальных каналах кризис теплоотдачи возникает практически одновременно перед несколькими турбулизаторами потока (гофрами, решётками), т.е. условия работы турбулизатора, за которым фиксируется кризис теплоотдачи, характеризуются практически кризисной ситуацией и непосредственно перед ним. В настоящей работе мы ограничимся только этим случаем. Более полные результаты приведены в [12].

На рис.2 представлены результаты измерений критического теплового потока q_2 (на участке l_2) на различных расстояниях от гофра при давлении 1,06 МПа и массовой скорости $1000 \text{ кг/м}^2\text{с}$. По оси ординат нанесены значения прироста критического теплового потока по сравнению с "гладким" каналом ($h = 0$), вызванного интенсифицирующим действием гофра $\Delta q = q_{2/h,0} - q_{2/h,0}$. Из полученных данных видно, что с увеличением расстояния от гофра величина прироста критического теплового потока монотонно уменьшается. Можно предположить, что возмущения, вносимые локальным турбулизатором, на достаточно больших расстояниях от турбулизатора полностью затухают. Это означает, что критические тепловые потоки, распределение жидкости между ядром потока и плёнкой, профили скоростей и другие характеристики на больших расстояниях за местным возмущением (турбулизатором) такие же, как и в "гладком" канале. Оценки показывают, что затухание возмущений по длине канала и, следовательно, уменьшение критического теплового потока с удовлетворительной точностью может быть описано экспоненциальной зависимостью (пунктирная кривая на рис.2)

$$\Delta q = \exp(-z/l_p) \quad (1)$$

где Δq - увеличение критического теплового потока, вызванное турбулизатором, кВт/м^2 ;

z - аксиальная координата, отсчитываемая от места расположения турбулизатора, м;

l_p - длина релаксации процесса, м.

Длина релаксации процесса ℓ_p определяется режимными характеристиками потока, обтекающего турбулизатор ($\chi, \rho w$), и, согласно опытным данным, практически не зависит от высоты гофры (кривые на рис.2 подобны). Выполненный анализ показал, что длина релаксации ℓ_p возрастает с увеличением паросодержания, слабо зависит от массовой скорости и может быть представлена формулой

$$\ell_p = 0,18 (1 + 2\rho w \chi^3)^{0,12} \quad , \quad \text{м} \quad (2)$$

где ρw - массовая скорость, $\text{кг/м}^2\text{с}$;
 χ - паросодержание.

При интенсификации теплосъёма важна не только скорость затухания воздействия по длине канала, но и абсолютные значения приращения теплового потока, вызванного турбулизаторами. При описании зависимостей вида рис.2 нами предполагалось, что приращения ΔQ пропорциональны миделеву сечению элемента или затенённости потока, то есть с учётом затухания воздействия по длине канала (1)

$$\Delta Q = c(\chi, \rho w, P) \frac{S_m}{S_{tm}} \exp(-z/\ell_p) \quad , \quad (3)$$

где $c(\chi, \rho w, P)$ - коэффициент пропорциональности, зависящий от режимных параметров;

S_m - миделево сечение турбулизатора;

S_{tm} - поперечное сечение канала по теплоносителю без турбулизатора.

Прямое подтверждением выдвинутого положения (3) являются результаты экспериментального исследования влияния высоты гофры ($S_m/S_{tm} = 1 - (d_w/d)^2$) на получаемое приращение теплового потока. Опыты показали, что с увеличением коэффициента затенённости величина прироста теплового потока пропорционально увеличивается, рис.3. Причём эта зависимость сохраняется во всей области исследованных параметров, и в первом приближении её можно считать линейной.

Получение окончательной расчётной формулы для приращения теплового потока от одиночного турбулизатора в парогенерирующих каналах в виде (3) потребовало два этапа. На первом из анализа настоящих опытных данных по кризису теплоотдачи при течении фреона-12 в трубе с одиночным турбулизатором потока определялся качествен-

ный характер искомой зависимости (3). С этой целью во внимание принимались опытные данные, полученные на расстояниях от гофры $x \leq 0,4$ м. Оправданием может служить то, что в реальных каналах шаг расположения турбулизаторов, как правило, не превышает 0,4 м. С другой стороны, абсолютные значения приращений тепловых потоков в области $x > 0,4$ м невелики, и как следствие этого, они имеют значительные относительные погрешности. В процессе экспериментов исследовалось влияние отдельных режимных параметров - массовой скорости, давления, паросодержания на величину приращения теплового потока для уточнения конкретного вида функции $C = C(x, p_w, p)$.

В итоге, в результате проведённого анализа опытных данных по кризису теплоотдачи при течении фреона-12 в трубе с одиночным турбулизатором получено качественное выражение

$$\Delta Q \sim \frac{p_w}{1000} (1-x)^{0,7} \left(\frac{p}{p_{кр}}\right)^{0,25} \frac{S_m}{S_{тн}} \exp(-x/l_p) \quad (4)$$

где p - давление, МПа;
 $p_{кр}$ - критическое давление, МПа.

Исходя из подобия процессов теплосъёма при течении воды и фреона [4] предполагалось, что характер зависимости (4) будет справедлив и для воды.

На втором этапе, на основании имеющихся в литературе экспериментальных данных по кризису теплоотдачи в парогенерирующих каналах с внутренними поперечными гофрами высотой 0,5 - 1,5 мм на обрабатываемой поверхности трубы диаметром 10,8 мм и длиной 2 м [5], обработанных с помощью зависимостей (2,4), а также приведённых ниже зависимостей (6,7), качественное выражение (4) уточнялось введением коэффициента пропорциональности, соответствующего данным на воде. Результатом явилась расчётная формула для приращения теплового потока, вызванного локальным турбулизатором в парогенерирующем канале

$$\Delta Q = 4,5 \frac{p_w}{1000} (1-x)^{0,7} \left(\frac{p}{p_{кр}}\right)^{0,25} \frac{S_m}{S_{тн}} \exp(-x/l_p) \quad , \text{ кВт/м}^2 \quad (5)$$

При переходе к реальным каналам, содержащим большое количество турбулизаторов, необходимо рассчитывать их суммарный эффект при известном вкладе каждого в отдельности, т.е. определить вид зави-

силности $\Delta q^{\text{общ}} = \int (\Delta q_i)$. Для изучения закона суммирования воздействий проведены опыты с двумя гофрами, расположенными друг за другом на расстоянии $S = 25; 50$ и 100 мм. Результаты одного из опытов при $S = 25$ мм приведены на рис.4. Для сравнения на график нанесены также значения приращения теплового потока при действии каждой из гофр в отдельности.

Простейшим подходом к определению общего действия нескольких следующих друг за другом гофр является арифметическое суммирование их эффектов: $\Delta q^{\text{общ}} = \sum \Delta q_i$. Однако проверка такого закона сложения показала, рис.4, что расчётная кривая располагается значительно выше опытных данных. По-видимому, возмущения, создаваемые предшествующей гофрой, частично разрушаются последующей. Предлагается рассматривать воздействие отдельного турбулизатора на поток как источник независимых статистических возмущений и суммарный эффект определять статистической суммой

$$\Delta q^{\text{общ}} = \sqrt{\sum \Delta q_i^2} \quad (6)$$

Выполненные расчёты показали (рис.4), что такой закон суммирования даёт наилучшее согласие с экспериментом и, следовательно, может быть использован для расчёта критических тепловых потоков в реальных каналах, содержащих большое количество турбулизаторов потока.

Для определения длины релаксации (2), приращения теплового потока (5), закона суммирования воздействий турбулизаторов (6) в качестве исходного уровня теплового потока нами использовалось его значение в гладком канале в условиях орошения. Поэтому критический тепловой поток в канале с турбулизаторами $q_{кр}^T$ рассчитывается по формуле

$$q_{кр}^T = q_{кр}^{\text{ор}} + \Delta q^{\text{общ}} \quad (7)$$

где $q_{кр}^{\text{ор}}$ - величина критического теплового потока, отводимого за счёт орошения в гладком канале;
 $\Delta q^{\text{общ}}$ - суммарный от действия всех турбулизаторов прирост теплового потока.

Данные по критическим тепловым потокам, контролируемым орошением, не всегда известны, и это создаёт определённые трудности. Однако эти трудности, по нашему мнению, преодолены.

Это обусловлено несколькими моментами. В каналах с турбулизаторами потока критические паросодержания могут быть достаточно высокими, и основной вклад в величину $q_{кр}^T$ вносит составляющая $\Delta q^{общ}$. Поэтому большая погрешность определения потока орошения не играет особой роли.

Известно, что кризис теплоотдачи, возникающий в каналах вверх по потоку, контролируется орошением. Поэтому, если имеются данные для таких каналов (например, каналов с косинусоидальным тепловыделением по длине), то значения $q_{кр}^{ор}$ известны.

Во многих случаях зависимость критического теплового потока от паросодержания для каналов без турбулизаторов носит плавный характер во всей области дисперсно-кольцевого режима течения (для труб при $P > 15$ МПа, $\rho w > 3000 - 4000$ кг/м²с). Достаточно плавные зависимости наблюдаются для пучков стержней. Есть определённые основания считать, что в данных случаях кризис теплоотдачи, в основном, контролируется орошением. Поэтому в случаях, когда зависимость $q_{кр}(x)$ для канала без турбулизаторов плавная, можно рекомендовать

$$q_{кр}^T = q_{кр}^{гл} + \Delta q^{общ} \quad (3)$$

2. ПОРЯДОК РАСЧЁТА ПО ПРЕДЛАГАЕМОМУ СПОСОБУ

Полученные выше зависимости (2,5,6,7) позволяют рассчитать критические мощности каналов с интенсификаторами теплообмена. Расчёт критического теплового потока и паросодержания осуществляется методом последовательных приближений.

При требуемых режимных параметрах, геометрии канала задаётся некоторый исходный уровень теплового потока $q_{исх}$ (например, равный критическому тепловому потоку для канала без турбулизаторов). Рассчитываются паросодержания в местах расположения турбулизаторов, длины релаксации, приращения теплового потока с учётом суммирования воздействий. При этом учитываются турбулизаторы, действующие только в области относительных энталпий выше нуля ($X > 0$). Сравняется минимальное значение $q_{кр}^T$, полученное по формуле (7 или 8), с ис-

ходным значением $Q_{исх}$. Если $Q_{кр}^T > Q_{исх}$, расчёты проводятся с новым, более высоким тепловым потоком $Q_{исх}$ до совпадения значений $Q_{кр}^T = Q_{исх}$.

3. ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБУЛИЗАТОРОВ

Искусственная турбулизация потока приводит не только к увеличению критического теплового потока, но и значительно увеличивает гидравлическое сопротивление канала. Вследствие этого возрастают затраты энергии на прокачку теплоносителя. Поэтому определение выигрыша, получаемого за счёт интенсификации теплосъёма, выбор оптимальных размеров турбулизаторов и шага их расположения в канале необходимо проводить с учётом этих двух факторов.

Оценка указанных эффектов возможна путём совместного анализа зависимостей для приращения теплового потока ΔQ и потерь напора ΔP . Результаты таких опытов для случая $P = 1,06$ МПа, $\rho W = 1000$ кг/м²с представлены на рис.3. Анализ полученных зависимостей позволяет сказать, что увеличение степени перекрытия сечения выше 0,4 - 0,5 вряд ли целесообразно. Действительно, изменение $S_m/S_{тн}$ на 0,1 в районе $S_m/S_{тн} \approx 0,5$ приводит к изменению сопротивления одиночной гофры на $\sim 0,015$ МПа, а в районе $S_m/S_{тн} \approx 0,25$ на \sim

0,003 МПа, между тем как получаемый выигрыш в тепловом потоке ΔQ в обоих случаях одинаков. В такой ситуации может оказаться более целесообразным получить требуемое значение приращения ΔQ при более низких значениях $S_m/S_{тн}$ за счёт уменьшения шага турбулизаторов (увеличения их количества). Причём количество турбулизаторов можно подобрать такое, чтобы при том же значении приращения теплового потока ΔQ , гидравлическое сопротивление канала ΔP оказалось ниже. Таким образом, возможна оптимизация канала: достижение заданного значения критического теплового потока при ограниченном значении гидравлического сопротивления всего канала.

Предлагаемый способ расчёта позволяет определить соответственные пары значений высоты турбулизатора h_R и шага их расположения $\ell_{шт}$, которые создают необходимый уровень теплосъёма в парогенерирующем канале. Для окончательного выбора из этого набора оптимальных значений $\ell_{шт}^{опт}$ и $h_{шт}^{опт}$ необходимо использовать соответствующие рекомендации по гидравлическому сопротивлению канала с локальными турбулизаторами потока.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТОВ КРИТИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ ПАРОГЕНЕРИРУЮЩИХ КАНАЛОВ С ЛОКАЛЬНЫМИ ТУРБУЛИЗАТОРАМИ ПОТОКА. СРАВНЕНИЕ С ЭКСПЕРИМЕНТОМ

Полученные соотношения (2,5,6,7) позволяют по заданным режимным и геометрическим параметрам рассчитать значения критического теплового потока в канале с локальными турбулизаторами. Поскольку в основе этих зависимостей лежат достаточно общие физические предпосылки, можно ожидать, что метод будет в определённой степени пригоден для каналов различной геометрии. В связи с этим по предложенным зависимостям выполнены расчёты для нескольких типов геометрий каналов: трубы, пучки стержней, кольцевые каналы.

4.1. Расчёт критической мощности в трубе с локальными турбулизаторами потока

Предлагаемые зависимости (2,5,6,7) предназначены, в первую очередь, для расчёта критических параметров трубы с локальными турбулизаторами, охлаждаемой парожидкостным потоком. Для оценки работоспособности метода было проведено сравнение результатов расчёта критического теплового потока по полученным формулам с опытными данными работы [5] для трубы с внутренними поперечными гофрами высотой 1 и 1,5 мм при давлении 13,75 МПа и массовой скорости 1500 кг/м²с. В подобных случаях для расчёта критического теплового потока канала с турбулизаторами следует пользоваться формулой (7), содержащей в качестве исходного уровня отсчёта $Q_{кр}^{ор}$. Данные по кризису теплоотдачи, контролируемому орошением, брались из результатов на трубах с косинусоидальным тепловыделением по длине [6], рис.5, и по расчётной зависимости [7], пунктирная линия при $X \geq 0,3$, рис.5. Результаты расчётов критических тепловых потоков для трубы с турбулизаторами при $h = 1$ мм представлены на рис.5. Как видно из приведённого графика, расчётные значения удовлетворительно согласуются с экспериментом, отражая общие тенденции изменения критического теплового потока в зависимости от шага расположения $l_{ш}$ и высоты h турбулизатора. С уменьшением шага расположения элементов и увеличением суммарного прироста $\Delta Q_{общ}$ точность расчёта несколько снижается. Одно из возможных объяснений этого факта состоит в том что в этом случае реализуется механизм кризиса теплоот-

дачи, отличный от традиционного в данной области (истощение плёнки жидкости) и заключающийся в переходе пузырькового кипения в плёночное. Основанием такого объяснения служит тот факт, что при указанных значениях шагов расположения турбулизаторов критические тепловые потоки практически не зависят от паросодержания, а по абсолютной величине приблизительно соответствуют значениям для гладких каналов при $X_{кр} \approx 0$ (рис.5).

С другой стороны, отклонение расчёта от эксперимента в данной области может быть связано с увеличением разброса самих экспериментальных данных, поскольку при сильной турбулизации потока теряется ярко выраженный характер возникновения кризиса теплоотдачи. В целом, во всех рассмотренных случаях среднеквадратичная погрешность предсказания критического теплового потока по полученным формулам (2,5, 6,7) составила $\sim 15\%$. При этом, как следует из опыта, погрешность расчёта критической мощности $N_{кр}$ приблизительно в два раза меньше.

4.2. Расчёт критической мощности полномасштабной сборки РБЖ-1500 с дистанционирующими решётками-интенсификаторами теплосъёма

Следующим типом канала, для которого проведены расчёты критических параметров по предлагаемому способу, является полномасштабная сборка РБЖ-1500. Этот канал представляет сборку из 18 круглых стержней диаметром 13,5 мм, заключённых в корпус с внутренним диаметром 80 мм. В верхней половине сборки с шагом 360 мм расположен дистанционирующие решётки - интенсификаторы (решётка полного набора), а между ними, с шагом 120 мм, размещены решётки - интенсификаторы другой конструкции (решётка неполного набора), рис.6. В качестве исходных данных, относительно которых рассчитывался эффект интенсификации, взяты значения критических тепловых потоков для канала РБЖ-1000 [8]. Дистанционирование стержней в этом канале осуществляется штатными решётками, расположенными с шагом 360 мм, рис.6.

Данные работы [8] ограничены паросодержаниями $X \leq 0,4$, в то время как для РБЖ-1500 практический интерес представляет область более высоких паросодержаний. Поэтому в расчётах для области $X > 0,4$ в качестве данных по $q_{кр}$ использовались значения, полученные экстраполяцией опытных данных для РБЖ-1000 с использованием структуры уравнения Осмаччина [8] $q_{кр} \sim (1 - X)^{1,3}$.

Расчёт интенсификации теплосъёма по предлагаемому способу для данной геометрии связан с необходимостью определения коэффициента затенённости для решёток - интенсификаторов обоих типов, рис.6, на основании их геометрических характеристик. Что касается решёток-интенсификаторов неполного набора, то миделево сечение и коэффициент затенённости для них находились обычным способом, а в отношении дистанционирующих решёток-интенсификаторов полного набора принималось, что их миделево сечение равно дополнительному загромождённому сечению по сравнению со штатными дистанционирующими решётками

$$\Delta S_{\text{н}} = S_{\text{н}} - S_{\text{н шт}} \quad (9)$$

Далее, с использованием формул (2,3,6) был рассчитан суммарный вклад в увеличение теплового потока, вносимый турбулизаторными устройствами пучка РБЖ-1500. Результаты расчётов приведены на рис.7. На этом же графике нанесены соответствующие экспериментальные данные для пучка РБЖ-1500 [9]. Видно, что полученные по предлагаемому способу значения критических тепловых потоков достаточно хорошо (погрешность $\delta < 5\%$) согласуются с экспериментом. Более того, на основании полученных выражений были выполнены оценки вклада отдельных решёток-интенсификаторов и шага их расположения в увеличение критического теплового потока. Эти расчёты показали, что изъятие (разрушение в процессе эксплуатации) ближайшей к выходу из канала решётки-интенсификатора приводит к снижению общего эффекта интенсификации теплосъёма на 25-30%, рис.7. При отсутствии двух рядом расположенных решёток-интенсификаторов общий эффект уменьшается на ~ 50%. Увеличение шага расположения решёток в верхней половине сборки от 120 до 180 мм приводит к снижению критических тепловых потоков на 20-25%, рис.7.

4.3. Расчёт критической мощности 4-х стержневой модели канала РБЖ с решётками-турбулизаторами потока

Расчёты критических тепловых потоков по предлагаемому способу проведены также для 4-х стержневого пучка с решётками-турбулизаторами, расположенными с шагом 175 мм (решётки сотового типа с отгибами лепестков под углом 30° к поверхности стержней), [10]. В качестве исходных данных, относительно которых определялось увеличение теплового потока $\Delta Q_{\text{обц}}$, взяты значения критического теплового

потока для того же пучка со штатными дистанционирующими решётками (решётки сотового типа без турбулизаторов), расположенными с шагом 300 мм [10]. Коэффициенты затенённости решёток-турбулизаторов рассчитывались как и для полномагистрального канала РЕЖ и равны соответственно 0,198 и 0,067. Расчёты эффекта интенсификации теплообмена для такого канала выполнены в следующем диапазоне режимных параметров: давления от 6,87 до 12,76 МПа, массовые скорости $\rho w = 1000 + 2500$ кг/м²с. В качестве иллюстрации на рис.8 приведено сравнение расчётных и экспериментальных значений критического теплового потока для давления $P = 9,61$ МПа. В целом, по всем давлениям средняя квадратичная погрешность предсказания критического теплового потока для 4-х стержневого пучка с решётками-турбулизаторами составила $\delta \sim 15\%$.

4.4. Расчёт критической мощности кольцевого канала с поперечными рёбрами-турбулизаторами потока на тепловыделяющем стержне

Для исследования возможности распространения данного подхода к случаю кольцевой геометрии были использованы результаты работы [11]. Экспериментальный канал [11] представлял собой нагреваемый стержень диаметром 13,5 мм, длиной 3,5 и 7 м, расположенный в корпусе-обечайке из труби с внутренним диаметром 17,8 мм. Турбулизация потока осуществлялась поперечными рёбрами прямоугольного сечения высотой 0,75 мм. Рёбра располагались с выбранным шагом $l_{ш}$ (0,094; 0,1875; 0,375 м) на нагреваемом стержне и обеспечивали коэффициент затенённости, равный 0,32.

Переход к кольцевому каналу потребовал уточнения расчёта, вызванного особенностями данной геометрии. Действительно, в трубе траектории всех капель после рассеивания на гофре направлены к обогреваемой поверхности, рис.9а. В кольцевом же канале с центральным обогреваемым стержнем только капли, рассеиваемые в пределах некоторого угла α , имеют направление движения к обогреваемой поверхности, рис.9б. Можно предположить, что доля таких капель от общего количества рассеянных $\varphi \sim \frac{\pi \cos \alpha}{\pi \sin \alpha}$. За счёт этих капель обеспечивается увеличение теплового потока $\Delta q_I = \varphi \Delta q$, где Δq - увеличение теплового потока в трубах, определяемое по формуле (3). Вторая составляющая теплового воздействия $(1 - \varphi) \Delta q$ приходится в сторону необогреваемой поверхности. Однако она не является безвозвратно по-

терянной для теплосъёма. Например, капли жидкости, выпавшие на необогреваемую поверхность, в результате гидродинамического уноса снова попадут в ядро потока и на обогреваемую поверхность. Используя понятие длины релаксации, можно сказать, что эта составляющая реализуется по простейшему участку l_p , рис.9б. К этому времени она, согласно экспоненциальному характеру затухания возмущений за турбулизатором, будет ослаблена в e раз, т.е. $\Delta q_2 = (1-\psi) \Delta q e^{-1}$. Таким образом, от потенциально возможного эффекта в трубе Δq в кольцевом канале реализуется часть

$$\Delta q_k = \Delta q_1 + \Delta q_2 = \left(\psi + \frac{1-\psi}{e} \right) \Delta q \quad (10)$$

Для рассматриваемого кольцевого канала $\Delta q_k = 0,6 \Delta q$. В случае, когда турбулизаторы расположены на необогреваемой поверхности или на обеих поверхностях, выражение (10), по-видимому, будет иным.

Уточнение, аналогичное (10), может оказаться необходимым в некоторых случаях и для пучков стержней. Однако выполненные выше расчёты не выявили существенных различий расчёта и эксперимента. По-видимому, объяснением может служить тот факт, что в пучке стержней величина отношения $\Pi_{об}/\Pi_{гидр}$ выше, чем для кольцевых каналов. Кроме того, обечайка дистанционирующих решёток может являться своего рода сбрасывателем плёнки жидкости с необогреваемой поверхности. Оба эти факта приближают величину Δq в пучках стержней к её значению для труб.

Расчёты кризиса теплоотдачи для кольцевой геометрии с учётом поправочного коэффициента для Δq_k , равного 0,6, выполнены для давления 6,87 МПа и массовых скоростей 1000, 1500 и 2000 кг/м²с. На рис.10 представлен случай, когда $\rho w = 1000$ кг/м²с. Видно, что расчётные зависимости достаточно хорошо согласуются с экспериментальными данными ($\delta < \pm 15\%$) и отражают влияние паросодержания и шага расположения турбулизаторов на величину критического теплового потока. Эта тенденция сохраняется и при других массовых скоростях, обеспечивая среднеквадратичную погрешность расчёта для всего исследованного диапазона параметров $\delta < 10\%$.

ВЫВОДЫ

1. Проведено экспериментальное исследование закономерностей воздействия отдельных локальных турбулизаторов на величину крити-

- ческого теплового потока при дисперсно-кольцевом режиме течения фреона-12 в трубе. Показано, что
- величина критического теплового потока монотонно убывает с увеличением расстояния от гофры. Закон изменения приращения теплового потока по отношению к "гладкому" каналу с удовлетворительной точностью описывается экспоненциальной зависимостью;
 - скорость затухания величины ΔQ определяется режимными параметрами и практически не зависит от высоты гофры;
 - абсолютные значения приращения теплового потока возрастают пропорционально степени перекрытия сечения;
 - общий эффект от действия нескольких турбулизаторов может быть рассчитан на основании статистического закона суммирования воздействий отдельных турбулизаторов.
2. Получены расчётные зависимости для определения длины релаксации затухания воздействий и приращения теплового потока, вызванного одиночным турбулизатором.
 3. На основании закона затухания воздействий, суммирования вкладов отдельных турбулизаторов, расчётных зависимостей для приращения теплового потока предлагается физически обоснованный способ расчёта кризиса теплоотдачи в парогенерирующих каналах с интенсификаторами теплообмена.
 4. Установлено, что предлагаемый способ позволяет с удовлетворительной точностью предсказать критическую мощность труб с турбулизаторами потока в виде поперечных гофр, полномасштабной сборки РЕМК-1500 с решётками-интенсификаторами, четырёхстержневой и одностержневой моделями РЕМК.

ЛИТЕРАТУРА

1. Барулин Ю.Д., Коньков А.С., Леонтьев А.И. и др. Исследование кризиса теплообмена и гидравлического сопротивления в пучке теплообделывающих стержней с интенсифицирующими устройствами. В сб.: "Тезисы докладов и сообщений У1 Всесоюзной конференции по теплообмену и гидравлическому сопротивлению. Секция I." Ленинград, 1978.
2. Голубинский В.И., Домашев Е.Д., Годунов В.Ф. Кризис теплообмена в кольцевых каналах с дроссельными турбулизаторами. В сб.: "Теплофизические исследования - 77", ч. II. Обнинск, 1980.

3. Миропольский З.Л., Хасанов-Агеев Л.Р. Влияние закрутки двухфазного потока в трубах на критические тепловые потоки и гидравлические сопротивления. В сб.: "Тезисы докладов и сообщений VI Всесоюзной конференции по теплообмену и гидравлическому сопротивлению. Секция I." Ленинград, 1978.
4. Горбань Л.М., Пашичев В.В., Пометько Р.С. Закономерности пересчёта критических тепловых мощностей с одной жидкости на другую в каналах простой геометрии. Теплоэнергетика, № I, 1978.
5. Субботин В.И., Казновский С.П., Саланкевич А.П. Экспериментальное исследование способов повышения критической мощности парогенерирующих труб. В сб.: "Исследования критических тепловых потоков в пучках стержней. Семинар ТЭ-74," Москва, 1974.
6. Зенкевич Б.А., Песков О.Л., Петрищева Г.А. и др. Анализ и обобщение опытных данных по кризису теплоотдачи при вынужденном течении кипящей воды в трубах. Атомиздат, Москва, 1969.
7. Смолин В.Н. Модель механизма кризиса теплоотдачи при движении пароводяной смеси и методика расчёта кризисных условий в трубчатых ТВЭЛх. В сб.: "Исследования критических тепловых потоков в пучках стержней. Семинар ТЭ-74," Москва, 1974.
8. Осмачкин В.С. Исследование теплогидравлических характеристик моделей топливных сборок реакторов в ИАЭ им.И.В.Курчатова. В сб.: "Исследования критических тепловых потоков в пучках стержней. Семинар ТЭ-74," Москва, 1974.
9. Aden V.G., Amolov V.G., Blagovestova T.I. The study of heat exchange enhancement in models of fuel elements bundles at the coolant boiling. VI Int.Heat Transfer Conf. Toronto, Canada, August, 1978.
10. Аден В.Г., Болтенко Э.А., Благовестова Т.И. и др. Исследование кризиса теплоотдачи и интенсификации теплосъёма в четырёхстержневом пучке на воде и фреоне-12 применительно к РБМК. Теплофизические исследования. 3., Москва, 1974.
11. Благовестова Т.И., Казновский С.П., Михан В.И. и др. Исследование критической мощности стержневых ТВЭЛ с интенсификаторами применительно к реакторам типа РБМК. В сб.: "Исследования критических тепловых потоков в пучках стержней. Семинар ТЭ-74." Москва, 1974.
12. Болтенко Э.А., Горбань Л.М., Песков О.Л., Пометько Р.С. Особенности влияния отдельных интенсификаторов теплосъёма на величины критических тепловых потоков за ними. Препринт ФЭИ-1108. Обнинск, 1980.

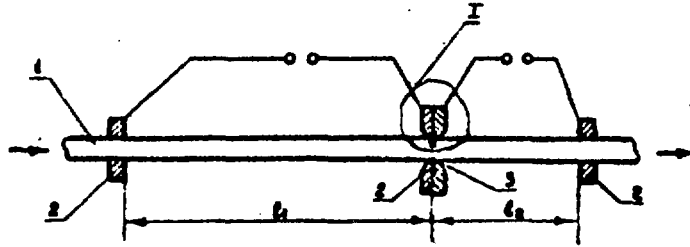


Рис.1. Схема экспериментального канала:
 I - экспериментальный участок (труба);
 2 - теплоподводы; 3 - шайба (гофра)

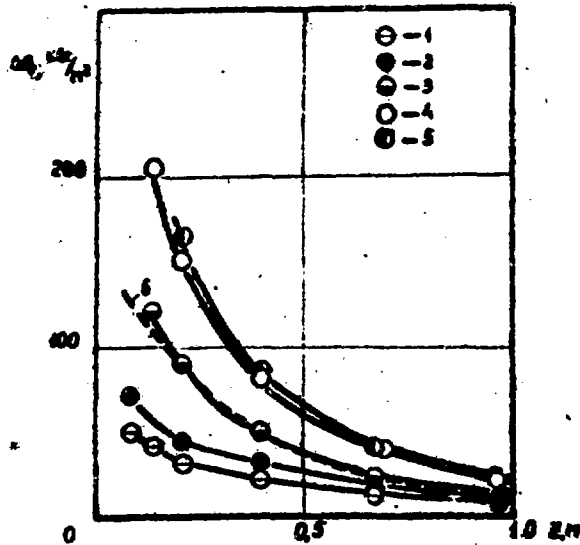


Рис.2. Зависимость величины прироста критического
 теплового потока от расстояния до гофры
 $P = 1,06 \text{ МПа}$, $\rho_w = 1000 \text{ кг/(м}^3\text{с)}$, $\kappa = 0,3$
 1 - $h = 0,25 \text{ мм}$; 2 - $0,5 \text{ мм}$; 3 - $1,0 \text{ мм}$; 4 - 2 мм ;
 5 - $2,8 \text{ мм}$; 6 - по уравнению $\Delta q_c = q_{cr} \exp(-z/l_p)$.

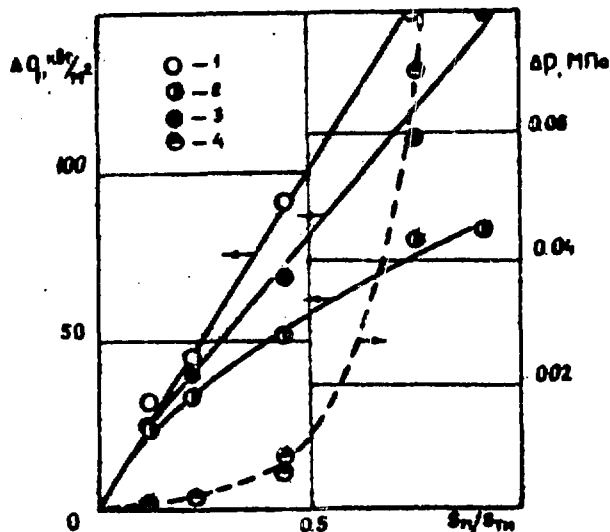


Рис.3. Зависимость величины прироста критического теплового потока и гидравлического сопротивления от коэффициента затейённости. $P=1,06$ МПа, $\rho_w=1000$ кг/(м³с). 1 - $\alpha=0,3$, $z=0,207$ м; 2 - $\alpha=0,3$; $z=0,4$ м; 3 - $\alpha=0,5$; $z=0,207$ м; 4 - $\alpha=0,3$.

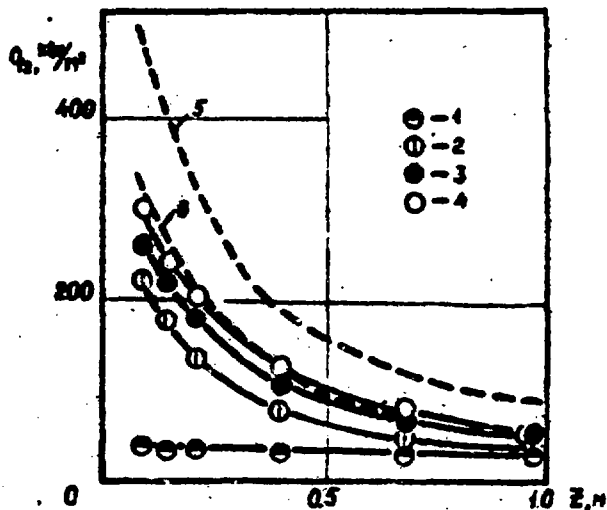


Рис.4. Сравнение расчётных и экспериментальных данных по суммарному действию двух гофр, расположенных друг за другом на расстоянии 25 мм. $P=1,06$ МПа, $\rho_w=2000$ кг/(м³с). Действует только первая гофра: 1- $h=0$; 2- $h=1$ мм, Только вторая: 3- $h=1$ мм. Обе одновременно: 4- $h_1=1$ мм; $h_2=1$ мм. Расчёт, арифметическая сумма - 5; расчёт, статистическая сумма - 6.

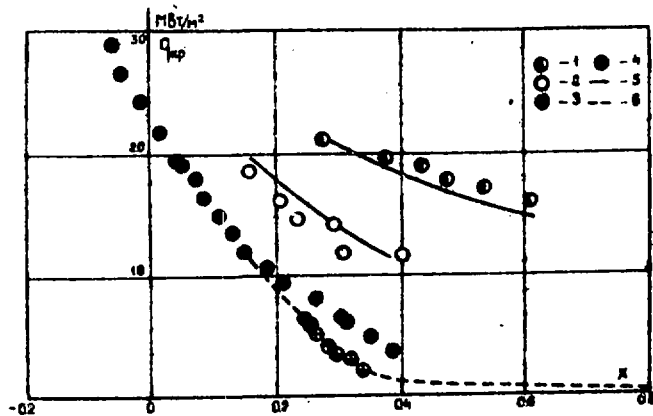


Рис.5. Сравнение расчётных и экспериментальных значений критических тепловых потоков для труб с турбулизаторами высотой $h = 1$ мм [5], $P = 13,75$ МПа, $\rho w = 1500$ кг/(м²с), $d = 10,8$ мм, $l = 2$ м: 1 - $l_{III} = 0,1$ м; 2 - $l_{III} = 0,2$ м; 3 - гладкая равномерно-обогреваемая труба [6]; 4 - гладкая труба с косинусоидальным тепловыделением [6]; 5 - расчёт по формулам (2, 5-7); 6 - кривая орошения по данным работ [6,7].

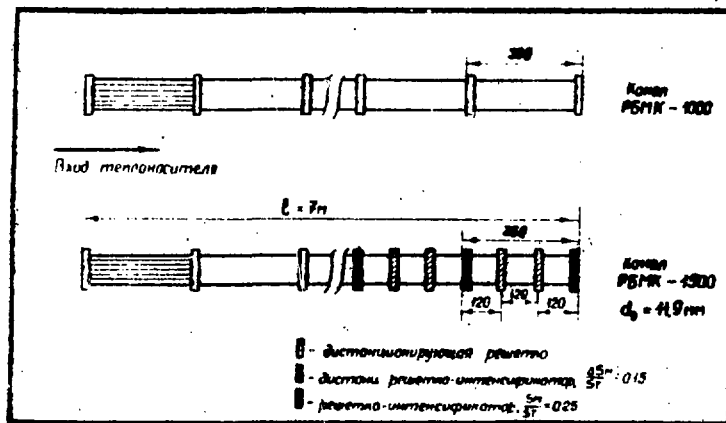


Рис.6. Схема расположения дистанционирующих решёток и решёток-интенсификаторов теплосъёма в канале реактора РБМК-1000 и РБМК-1500.

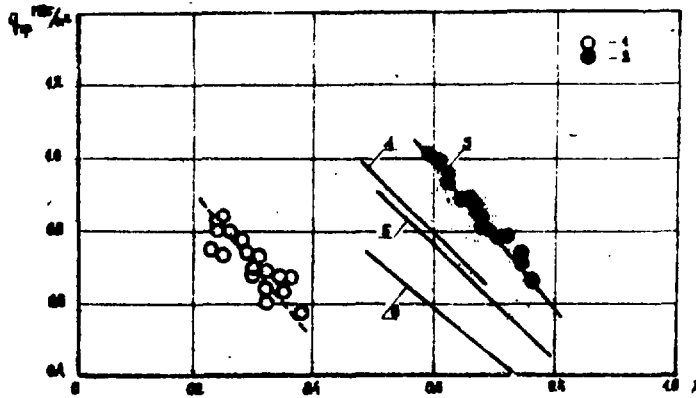


Рис. 7. Сравнение расчётных и экспериментальных значений критических тепловых потоков для пучка РБМК-1500. 1 - опытные данные для канала РБМК-1000 [8]; 2 - для канала РБМК-1500 [9]. Расчёт РБМК-1500: 3- $l_{III}=0,12$ м; 4 - $l_{III}=0,18$ м; 5 - изъята одна (верхняя) решётка РИ, $l_{III}=0,12$ м; 6 - изъяты две решётки РИ, $l_{III}=0,12$ м.

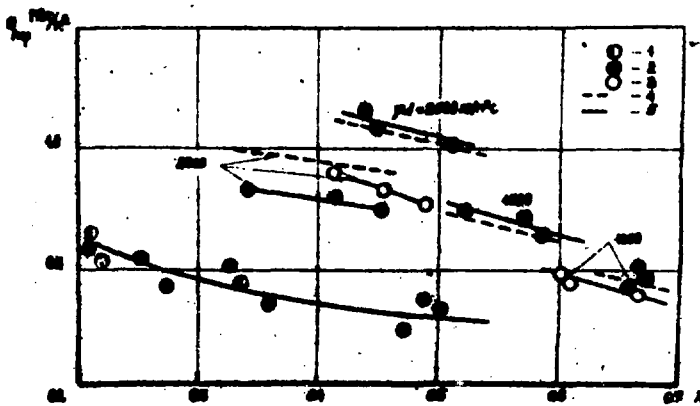


Рис. 8. Сравнение расчётных и экспериментальных данных критических тепловых потоков для 4-хстержневого пучка с решётками-турбулизаторами, $P = 9,81$ МПа, данные работы [10]:

1 - штатные решётки (без отгибов), $l_{III}=0,35$ м; 2 - решётки-турбулизаторы по всей длине ($\alpha=30^\circ$), $l_{III}=0,175$ м; 3 - решётки-турбулизаторы только в верхней половине стержней ($\alpha=30^\circ$), $l_{III}=0,175$ м; 4-расчёт; 5-средняя по опытным данным кривая.

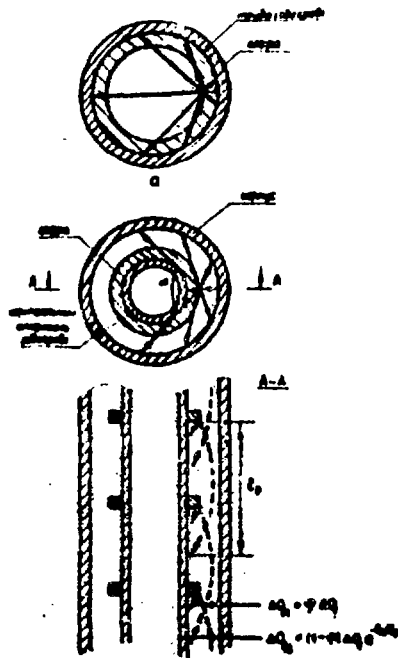


Рис.9. Качественный характер процессов массопереноса: а) трубы; б) кольцевого канала.

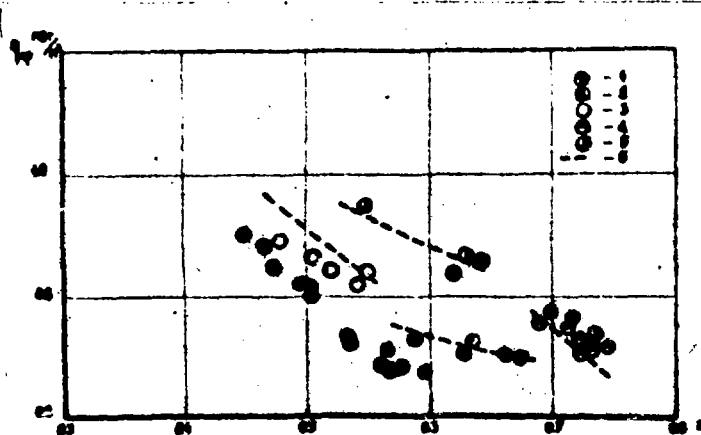


Рис.10. Сравнение данных по интенсификации теплосъёма в кольцевом канале [II] с расчётом по формулам (2,5,6,7). $P = 6,87$ МПа, $\rho_M = 1000$ кг/(м³с). I-гладкий канал, $l = 3,5$ и 7 м. Канал с турбулизаторами высотой $0,75$ мм: 2- $l_{II} = 0,375$ м, $l = 7$ м; 3- $l_{II} = 0,1875$ м, $l = 3,5$ м; 4- $l_{II} = 0,1875$ м, $l = 7$ м; 5- $l_{II} = 0,094$ м, $l = 3,5$ м; 6- расчёт по формулам (2,5,6,7).

Технический редактор **Н. П. Герасимова**

Подписано в печать 6/V-1982 г Т-10151 Формат 60×90 1/16

Офсетная печать Усл. п. л. 1,4 Уч.-изд. л. 0,8 Тираж 90 экз.

Цена 12 коп. Индекс 3624 ФЭИ-1313

Отпечатано на ротатристе ФЭИ, г. Обнинск

12 коп.

Индекс 3624

**Интенсификация теплосъема в парогенерирующих каналах
с локальными турбулизаторами потока.
ФЭИ-1313, 1982, 20.**