

Math-Net.Ru

Общероссийский математический портал

В. С. Полонский, А. П. Батало, Е. В. Павленко,
В. В. Дябло, М. В. Грачев, Особенности возникнове-
новения поверхностного кипения в винтовых па-
рогенерирующих каналах, *ТВТ*, 1989, том 27, вы-
пуск 6, 1153–1158

Использование Общероссийского математического портала Math-
Net.Ru подразумевает, что вы прочитали и согласны с пользовател-
ским соглашением

<http://www.mathnet.ru/rus/agreement>

Параметры загрузки:

IP: 3.239.97.34

10 ноября 2024 г., 14:42:18



УДК 536.24:621.039 © 1989

**ОСОБЕННОСТИ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО КИПЕНИЯ
В ВИНТОВЫХ ПАРОГЕНЕРИРУЮЩИХ КАНАЛАХ**

*Полонский В. С., Батало А. П., Павленко Е. В.,
Дябло В. В., Грачев М. В.*

Экспериментально исследовано положение границы начала поверхностного кипения (ГНК) в диапазоне изменения параметров: давление $P=7-18$ МПа, массовая скорость $\rho w=500-1500$ кг/(м²·с), плотность теплового потока $q=0,2-0,6$ МВт/м². Положение ГНК различно для разных образующих канала. Предложена методика расчета положения ГНК, которая удовлетворительно описывает экспериментальные результаты.

Разработка прямоточных парогенераторов с винтовыми каналами потребовала определения условий образования на поверхности нагрева отложений веществ, растворенных в теплоносителе, и методов борьбы с ними. Наличие отложений на стенках каналов при высоких плотностях теплового потока может повысить температуру поверхности нагрева сверх допустимых пределов. Примеси, содержащиеся в питательной воде, и продукты коррозии конструкционных материалов настолько слабо растворимы, что в ряде случаев даже современные методы очистки воды при экономически приемлемых условиях не могут предотвратить выпадение твердой фазы.

Концентрация примесей в жидкой фазе вблизи стенки зависит от интенсивности генерации пара и массообмена между ядром и пристенным слоем. Эти процессы определяются комплексом тепловых и гидродинамических параметров, таких, как тепловая нагрузка, недогрев жидкости до температуры насыщения, массовая скорость, давление, общее солесодержание потока, свойства поверхности и т. д. [1]. Из опыта эксплуатации прямолинейных каналов известно, что вблизи сечения начала поверхностного кипения наблюдается максимум интенсивности отложения примесей воды. Можно предположить, что и в винтовых каналах в этой зоне могут наблюдаться особенности в закономерностях массообмена. Таким образом, установление границы начала поверхностного кипения и предотвращение отложений на поверхности нагрева позволит более надежно конструировать парогенераторы с винтовыми каналами.

Экспериментальное изучение зависимости ГНК от режимных параметров проводилось на рабочем участке змеевикового парогенерирующего канала. Змеевик с диаметром между осями $2R=D=140$ мм, углом подъема $\gamma=7^\circ$, числом витков $n=6$ изготовлен путем холодной навивки на цилиндр заполненной песком трубы из нержавеющей стали 12X18Н10Т диаметром $d_n/d_b=10/8$ мм (рис. 1). Из-за деформации трубы при ее навивке толщина стенки на внутренней образующей оказалась равной $\delta_b=1,10$ мм, а наружной — $\delta_n=0,90$ мм. При этом сечение трубы приняло эллипсоидальную форму, а разность между длинами осей эллипса составила $\sim 0,2$ мм.

Тепловой поток создавался за счет тепловыделения при непосредственном пропускании переменного электрического тока промышленной частоты через 2, 3, 4 и 5 витки змеевика, 1 и 6 витки были необогреваемыми и использовались для гидродинамической стабилизации течения. Змеевик располагался вертикально, течение теплоносителя являлось подъемным.

Для контроля температурного режима стенки рабочий участок (РУ) был оснащен 28 термопарами типа ХК с диаметром проводников 0,2 мм. Термопары размещались равномерно по длине канала и прикреплялись

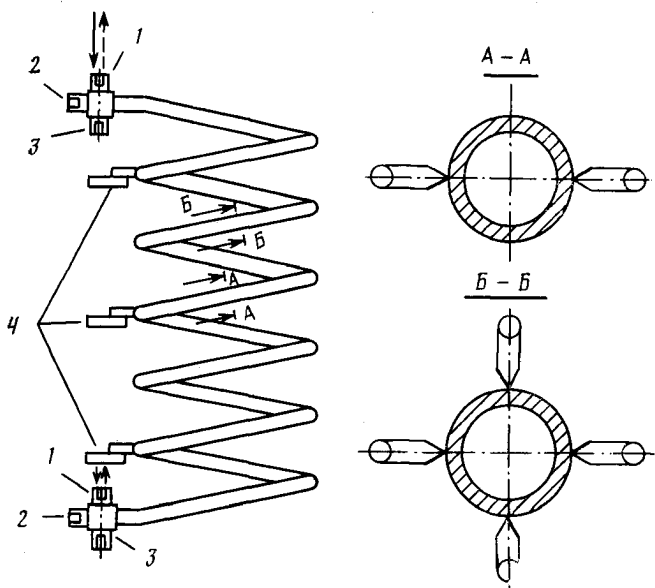


Рис. 1. Схема рабочего участка: 1 — узлы подсоединения рабочего участка к гидротрактору теплоносителя, 2 — узлы термомпар для измерения температуры теплоносителя, 3 — подключение импульсных линий, 4 — токоподводы

к внешней поверхности труб контактной сваркой. На трех первых по ходу движения теплоносителя обогреваемых витках змеевика были установлены попарно 16 термомпар для измерения температур наружной и внутренней образующих стенки, на последнем обогреваемом витке — по четыре термомпары в трех сечениях. На входе и выходе из РУ непосредственно в поток были установлены термомпары типа ХК для измерения температуры теплоносителя, а также импульсные линии для измерения давлений.

Эксперименты проводились на установке с замкнутым гидравлическим контуром, выполненным из нержавеющей стали 12Х18Н10Т. В качестве теплоносителя использовалась химически обессоленная вода. Конструкцией стенда предусматривалась подача в РУ из парогенератора теплоносителя с заданной энтальпией, давлением до 18 МПа и расходом до 0,5 кг/с.

После тарировки термомпар в установке создавались необходимые расход и давление теплоносителя. Затем на РУ устанавливалась требуемая тепловая нагрузка в диапазоне до 600 кВт/м² и повышением тепловой мощности парогенератора устанавливалась заданная энтальпия теплоносителя на входе в змеевиковый канал. После установления стационарного режима теплообмена регистрировались показания термомпар и других измерительных приборов.

Экспериментальное определение ГНПК проводилось в следующих диапазонах измерения параметров: давления $P=(7-18)$ МПа; массовой скорости $\rho\omega=(500-1500)$ кг/(м²·с); плотности теплового потока $q=(0,2-0,6)$ МВт/м².

Метод экспериментального определения ГНПК основан на анализе температурного режима парогенерирующей трубки [2]. ГНПК соответствовала сечению канала, в котором происходила стабилизация температуры стенки в условиях стационарности процесса теплообмена. Для экспериментально установленного сечения ГНПК определялись энтальпия $h_{нпк}$ и относительная энтальпия $x_{нпк}=(h_{нпк}-h')/r$, соответствующие началу поверхностного кипения.

При движении воды в змеевиковом канале в жидкости возникают центробежные силы, создающие в поперечном сечении вторичные циркуляционные токи, распространяющиеся на всю длину трубы. Экспериментально установлено [3], что турбулентный режим течения возникает при числах

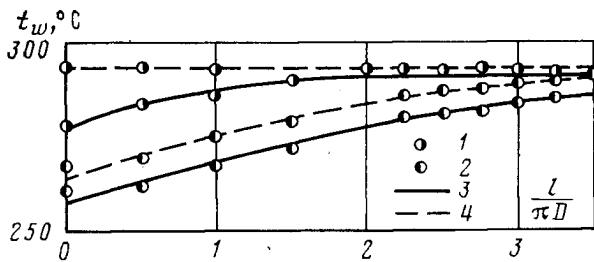


Рис. 2. Температурный режим змеевикового парогенерирующего канала в области начала поверхностного кипения при $\bar{q}=200$ кВт/м², $P=6,86$ МПа, $\rho\omega=1000$ кг/(м²·с): 1 – внутренняя образующая; 2 – наружная образующая; 3 – температура воды на входе в канал 243° С; 4 – 253

Рейнольдса, больших $Re_{кр}=2 \cdot 10^4 (d_n/R)^{0,32}$. При течении жидкости в обогреваемом канале с числами $Re > Re_{кр}$, что имело место во всем диапазоне исследованных параметров, поверхностное кипение возникает сначала на внутренней (по отношению к оси змеевика), а затем на наружной образующей канала по ходу движения потока. При этом положение ГНПК существенно зависит от таких режимных параметров, как тепловой поток, давление, массовая скорость и относительная энтальпия потока на входе в канал.

На рис. 2 в качестве примера показано изменение температуры внешней поверхности канала по его длине. При температуре воды на входе в канал $t_{f1}=243^\circ\text{C}$ поверхностное кипение на внутренней образующей наблюдалось при относительной длине $l/\pi D=2$, в то время как на наружной образующей оно еще не наступало. Повышение температуры воды на входе в канал до $t_{f1}=253^\circ\text{C}$ приводило к закипанию и на наружной образующей при $l/\pi D=3,4$.

На рис. 3 представлена зависимость $x_{нпк}$ от средней плотности теплового потока \bar{q} . С увеличением \bar{q} граница начала поверхностного кипения смещается в область меньших значений $x_{нпк}$. При этом рост \bar{q} приводит к увеличению разности между значениями относительных энтальпий на внутренней ($x_{нпк, в}$) и наружной ($x_{нпк, н}$) образующих.

Аналогичное влияние на $x_{нпк}$ оказывает давление воды (рис. 4), что хорошо согласуется с известными закономерностями возникновения кипения в прямолинейных каналах.

На рис. 5 показано влияние массовой скорости на $x_{нпк}$. Увеличение массовой скорости, как и в случае течения в прямолинейных каналах, приводит к подавлению кипения и смещению границы начала поверхностного кипения в область больших относительных энтальпий. С уменьшением массовой скорости влияние теплового потока на отклонение $x_{нпк, в}$ от $x_{нпк, н}$ ослабевает.

Температура внутренней стенки канала t_w может быть определена через среднерасходную температуру жидкости в рассматриваемом сечении \bar{t}_f и переменный по внутреннему периметру канала локальный коэффициент теплоотдачи α_n в виде

$$t_w = \bar{t}_f + q_n / \alpha_n. \quad (1)$$

Здесь локальная плотность теплового потока q_n должна выбираться исходя из принятой модели обогрева канала и геометрии стенки трубы.

Для ламинарной области режимов течения получены точные численные решения уравнения переноса теплоты и количества движения [4, 5], позволяющие определить локальные по периметру криволинейного канала значения числа Нуссельта Nu_n . В турбулентной области аналитическое решение задачи связано с трудностями, которые полностью не преодолены [6]. Существует ряд эмпирических зависимостей, позволяющих определить среднее значение числа Нуссельта для криволинейных каналов \bar{Nu} [7, 8].

Наиболее обоснованный расчет локального по периметру криволиней-

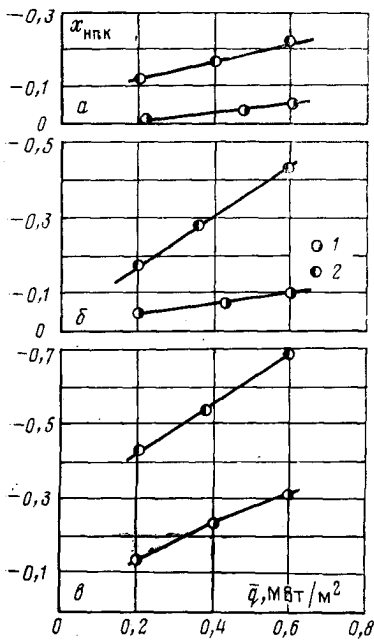


Рис. 3

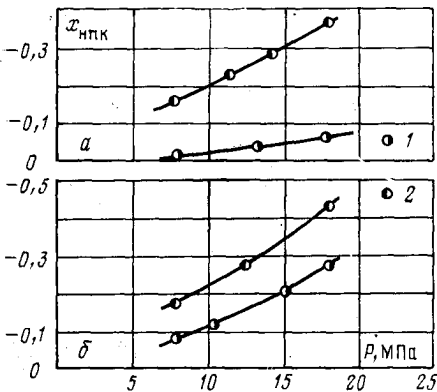


Рис. 4

Рис. 3. Зависимость $x_{нпк}$ от средней плотности теплового потока для змеевикового канала при $D=140$ мм, $d_B=8$ мм, $\gamma=7^\circ$: а - $P=6,86$ МПа, $\rho\omega=1000$ кг/(м²·с); б - 13,7; 1000; в - 17,6; 1000; 1 - внутренняя образующая, 2 - наружная

Рис. 4. Зависимость $x_{нпк}$ от давления для змеевикового канала при $D=140$ мм, $d_B=8$ мм, $\gamma=7^\circ$: а - $\rho\omega=1500$ кг/(м²·с); $\bar{q}=400$ кВт/м²; б - 500; 200; 1 - внутренняя образующая, 2 - наружная

Рис. 5. Зависимость $x_{нпк}$ от массового расхода для змеевикового канала при $D=140$ мм, $d_B=8$ мм, $\gamma=7^\circ$: а - $P=17,6$ МПа, $\bar{q}=200$ кВт/м²; б - 17,6; 400; 1 - внутренняя образующая, 2 - наружная

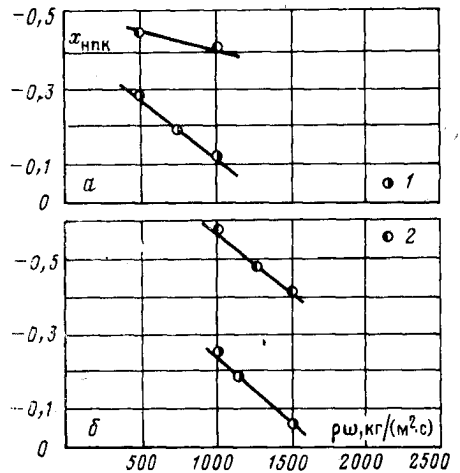


Рис. 5

ного канала коэффициента теплоотдачи для турбулентной области приведен в [9]. В этой работе существующее решение для прямолинейной трубы применено к криволинейному течению. Локальное значение числа Нуссельта при $Re > Re_{кр}$ представлено в виде

$$Nu_{л,зм} = \frac{\alpha_d d_B}{\lambda_f} = \frac{4q_w \overline{Nu}_{зм}}{RePr} \quad (2)$$

Среднее значение числа Нуссельта для змеевикового канала

$$\frac{\overline{Nu}_{зм}}{Nu_{пр,т}} = \frac{Pr^{1-k}}{2A'\beta(Pr^{1-k} - \Delta g_m)} \left[Re \left(\frac{d_B}{D} \right)^{m/2} \right]^{1/(m+1)} \left\{ 1 + \frac{\Delta Nu}{[Re(d_B/D)^{m/2}]^{1/(m+1)}} \right\} \quad (3)$$

Здесь число Нуссельта для прямой трубы

$$Nu_{пр,т} = \beta Re^{(m-1)/m} Pr^k \quad (4)$$

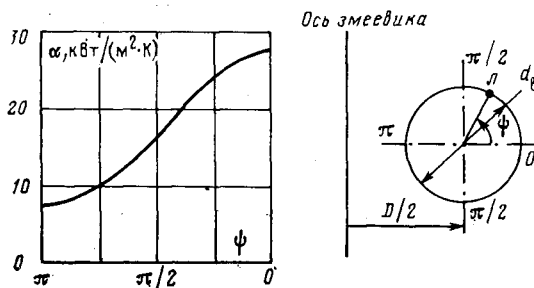


Рис. 6. Зависимость локального коэффициента теплоотдачи от азимутального угла для змеевического канала при $D=140$ мм, $d_w=8$ мм, $\gamma=7^\circ$, $\rho\omega=2000$ кг/(м²·с), $P=17,8$ МПа, $t_f=100^\circ\text{C}$

\hat{A}' , Δg_m , ΔNu — вспомогательные функции, зависящие от Re , Pr и отношения d_w/D .

Значения коэффициентов β , m и k принимаются равными: $m=5$, $\beta=0,023$, $k=0,40$ при $Re \geq 10^5$; $m=4$, $\beta=0,038$, $k=0,33$ при $Re < 10^5$.

Локальный безразмерный тепловой поток выражен через азимутальный угол ψ (в полярных координатах)

$$q_w = a + b \cos \psi + c \cos^2 \psi, \quad (5)$$

где a , b , c — вспомогательные функции, зависящие от Re , Pr и отношения d_w/D .

На рис. 6 представлен пример зависимости локального коэффициента теплоотдачи от азимутального угла. Видно, что коэффициент теплоотдачи минимален на внутренней и максимален на наружной образующей поверхности трубы.

Распределение теплового потока q_n по периметру внутренней поверхности трубы определялось с учетом изменения толщины стенки трубы δ и перетечек теплоты по стенке трубы из области с пониженной теплоотдачей и высокой температурой стенки (на внутренней образующей) в область с повышенной теплоотдачей и низкой температурой стенки (на наружной образующей). С этой целью численно решалось двумерное уравнение теплопроводности для трубы со следующими граничными условиями. Внутренняя стенка трубы соответствовала стоку теплоты, наружная стенка полагалась адиабатической, коэффициент теплоотдачи между внутренней стенкой и теплоносителем α_n рассчитывался по формуле (2).

На рис. 7 представлены результаты расчета. Здесь приведены угловые зависимости локальной плотности теплового потока $q_n' = q_n \delta$ и q_n , вычисленные соответственно без учета и с учетом перетечек теплоты по стенке трубы (значения q_n получены на основе решения задачи теплопроводности). Из сопоставления зависимостей для q_n и q_n' следует, что перетечки теплоты по стенке трубы приводят к немонотонному распределению теплового потока по внутреннему периметру трубы с локальным минимумом на внутренней образующей и максимумом, смещенным в сторону наружной образующей.

Сравнительная оценка расчетных и экспериментальных значений температур внутренней и наружной образующих канала для различных режимов движения неогретой воды приведена на рис. 8. Расчетные точки с индексом 1 соответствуют чистой внутренней поверхности трубы, точки с индексом 2 — наличию окисной пленки толщиной 30 мкм, обусловленной массообменом и электрокинетическими процессами на обогреваемых поверхностях из аустенитной стали X18H10T. Из сопоставления результатов расчетов и экспериментальных данных можно сделать вывод об их удовлетворительном согласии. Систематически более высокие значения расчетных температур на внутренней образующей по сравнению с экспериментальными могут быть связаны с тем, что при расчетном определении локальной плотности теплового потока q_n не учитывались зависимости теплопроводности и электропроводности материала трубы от температуры.

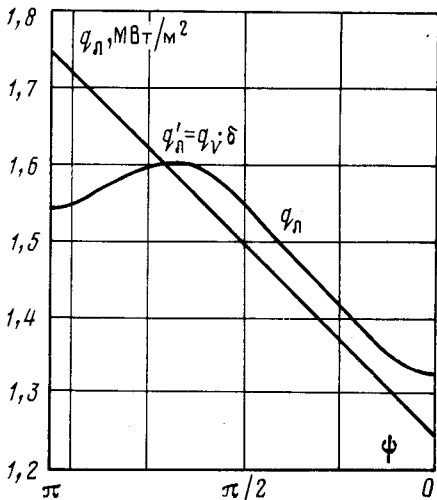


Рис. 7

Рис. 7. Зависимость локальной плотности теплового потока от азимутального угла (данные те же, что на рис. 6)

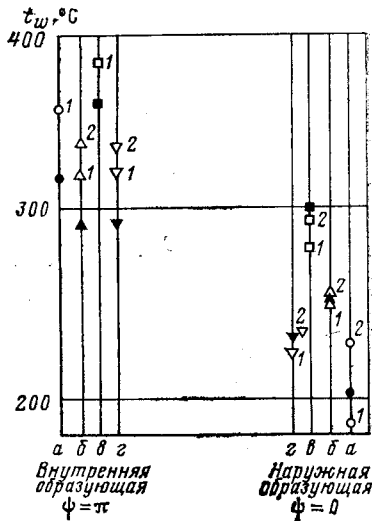


Рис. 8

Рис. 8. Сравнение экспериментальных и расчетных температур на внутренней и наружной образующих канала (темные точки — эксперимент, светлые — расчет): а — $\rho\omega=2000$ кг/(м²·с), $P=17,8$ МПа, $\bar{q}=1,5$ МВт/м², $\bar{t}_f=100^\circ\text{C}$; б — 1500, 6,8; 0,59; 228; в — 1000; 17,8; 0,6; 250; г — 500; 6,8; 0,4; 140

Методика расчетного определения температурного режима внутренней поверхности труб может быть применена для определения границы начала поверхностного кипения на внутренней образующей. Сечение, в котором температура стенки t_w достигает температуры насыщения t_s , рассматривается в качестве граничного. При этом должны быть заданы режимные параметры потока теплоносителя ($P, q, \rho\omega$).

Расчетные данные по $x_{\text{нк}}$ на внутренней образующей, полученные для различных режимных параметров теплоносителя, хорошо согласуются с соответствующими экспериментальными данными. Так, для режима 1 ($P=17,8$ МПа, $\rho\omega=1500$ кг/(м²·с), $\bar{q}=0,4$ МВт/м²) разность температур ($t_w^{\text{расч}} - t_s$) составила 5°C , для режима 2 ($P=13,7$ МПа, $\rho\omega=1000$ кг/(м²·с), $\bar{q}=0,4$ МВт/м²) — 4°C , для режима 3 ($P=6,8$ МПа, $\rho\omega=1500$ кг/(м²·с), $\bar{q}=0,2$ МВт/м²) — 6°C .

ЛИТЕРАТУРА

1. Styrikovich M. A., Polonskij V. S., Tsiklauri G. V. Two-Phase Cooling and Corrosion in Nuclear Power Plants. Hemisphere Publishing Co., 1987.
2. Рассолин И. Г., Мельников В. Н. // Тр. МЭИ. Теплообмен и гидродинамика одно- и двухфазных теплоносителей. Вып. 8. М., 1971.
3. Парогенераторы АЭС прямоточные с трубами в виде винтовых змеевиков. Расчет тепловой и гидродинамический. Руководящий технический материал, РТМ 108.300.01-81. М.: Мин-во энергетического машиностроения, 1983.
4. Patankar S. V., Pratar V. S., Spalding D. B. // J. Fluid Mech. 1974. V. 62. P. 539.
5. Prusa J., Yao L. S. // J. Fluid Mech. 1982. V. 123. P. 503.
6. Patankar S. V., Pratar V. S., Spalding D. B. // J. Fluid Mech. 1975. V. 67. P. 583.
7. Seban R. A., McLaughlin E. F. // Int. J. Heat Mass Transfer. V. 6. P. 387.
8. Rogers G. F. C., Mayhew Y. R. // Int. J. Heat Mass Transfer. 1964. V. 7. P. 1207.
9. Mori Y., Nakayama W. // Int. J. Heat Mass Transfer. 1967. V. 10. P. 37.

Институт высоких температур
Академии наук СССР

Поступила в редакцию
13.04.88