

А.Н. Варава, А.В. Дедов, А.Т. Комов, В.В. Ягов, Е.М. Захаров

Московский энергетический институт (технический университет), Россия

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КИПЕНИИ В НЕДОГРЕТОМ ЗАКРУЧЕННОМ ПОТОКЕ ПРИ ОДНОСТОРОННЕМ НАГРЕВЕ

АННОТАЦИЯ

Представлены результаты экспериментального исследования теплообмена при кипении в недогретом закрученном потоке воды при одностороннем нагреве. Получено более 300 опытных значений локального коэффициента теплоотдачи при кипении в широком диапазоне параметров потока воды: давление $p = 1.0$ и 2.0 МПа, массовая скорость $w = 340 \div 11000$ кг/(м²·с), температура на входе $T_{ж} = 20 \div 60$ °С, степень закрутки потока $y = 1.75, 2.38, 4.0, 6.38, \infty$ (прямая лента). Проведен анализ влияния закрутки потока на теплоотдачу, определены границы перехода от однофазной конвекции к кипению. Показано, что при высоких массовых скоростях и недогревах кипение может начинаться при плотностях тепловых потоков свыше 15 МВт/м².

1. ВВЕДЕНИЕ

При развитии пузырькового кипения его внутренние механизмы определяют обычно закономерности теплообмена даже в условиях вынужденного течения жидкости. Из-за очень сильной зависимости плотности теплового потока от температурного напора при кипении область соизмеримого влияния на теплообмен механизмов пузырькового кипения и однофазной конвекции ограничена, как правило, достаточно узким диапазоном режимных параметров вблизи точки начала кипения. Для указанной области расчетные соотношения для теплоотдачи строятся путем интерполяции на основе наиболее надежных уравнений для турбулентной однофазной конвекции и пузырькового кипения [1].

Однако при высоких скоростях вынужденного течения и больших недогревах жидкости до температуры насыщения начало закипания наблюдается при весьма значительных тепловых нагрузках. При этом, как отмечалось в [2], возможны изменения в механизмах пузырькового кипения, поскольку толщина вязкого подслоя становится очень малой при высоких числах Рейнольдса основного течения. Очевидно, что влияние однофазной конвекции на механизмы парообразования усиливается, когда на основное течение накладывается действие массовых сил высокой интенсивности благодаря закрутке потока [3 – 5]. Есть основания полагать, что сочетание высоких скоростей потока, интенсивных массовых сил, больших недогревов и плотностей теплового потока предопределяет некоторые необычные закономерности теплообмена при кипении. Интерес к этим проблемам во многом обусловлен задачей надежного охлаждения односторонне нагреваемых элементов различных физических установок, преж-

де всего приемников пучков и диверторов термоядерных реакторов. Исследования в этой области проводились (и проводятся) в нескольких лабораториях разных стран, хотя главное внимание в них уделялось кризису кипения [5 – 9].

В настоящей работе представлены опытные данные о теплообмене при кипении в сильно недогретом потоке воды при различных степенях закрутки в условиях одностороннего нагрева. При проведении опытов в условиях одностороннего нагрева, осуществляемого с помощью высокоэнергетических электронных или ионных пучков, возникает нетривиальная задача определения температуры поверхности охлаждаемого канала и плотности теплового потока на этой поверхности. На основе численного решения краевой задачи теплопроводности, обеспечивающего совпадение расчетного поля температур с измерениями в нескольких точках в теле мишени, удастся получить внутренне согласованные результаты. Однако сильная зависимость теплоотдачи от температуры при пузырьковом кипении и отсутствие надежных априорных соотношений для этой зависимости в случае кипения в закрученном потоке делает эту проблему очень сложной. В исследованиях [6,7,9] для описания условий на охлаждаемой границе канала использовались различные эмпирические формулы для теплоотдачи при пузырьковом кипении, полученные совершенно в иных условиях. И хотя результаты исследований вполне взаимно согласуются, остается известное сомнение в адекватности усилий, затрачиваемых на решение сложной задачи, и достигаемого уровня их точности.

В настоящей работе предложена методика определения температуры стенки канала и плотности теплового потока на его внутренней и внешней границах непосредственно на базе измерений распределения температуры в теле обогреваемой мишени. Хотя методика косвенного измерения плотности теплового потока по градиенту температур является стандартной, применительно к условиям одностороннего корпускулярного нагрева она использована впервые.

2. ПРОВЕДЕНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ

2.1. Экспериментальная установка и рабочий участок

Экспериментальная установка позволяет моделировать условия штатной работы тепловоспринимающих элементов приемников мощных пучков в

системах инжекции термоядерных установок. Нагрев горизонтально расположенной мишени осуществлялся в вакуумной камере с рабочим давлением 1×10^{-3} Па сканирующим пучком электронов, генерируемым электронной пушкой с ускоряющим напряжением до 60 кВ и токами до 250 мА, а охлаждение – сильно недогретым потоком дистиллированной воды. Установка, подробно описанная в [10, 11], включает в себя следующие основные элементы: систему нагрева (электронная пушка), гидравлическую и вакуумную системы, автоматизированный измерительный комплекс, систему сбора и обработки информации.

Конструкция рабочего участка, использованного в опытах, представлена на рис. 1.

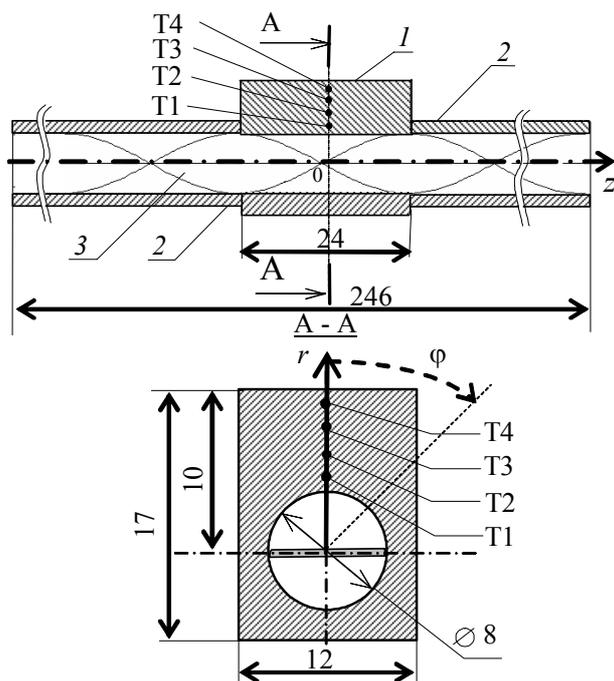


Рис. 1. Схема рабочего участка: 1 – медная мишень, 2 – трубки-держатели; 3 – скрученная лента; T1–T4 – хромель-алюмелевые микротермопары, расположенные в теле мишени на расстояниях r от оси канала T1 – 5.1 мм, T2 – 6.2 мм, T3 – 7.6 мм, T4 – 9.1 мм

Длина обогреваемой медной мишени составляла 24 мм. Участок включался в гидравлический контур посредством тонкостенных трубок-держателей из нержавеющей стали, обеспечивающих гидродинамическую стабилизацию потока и препятствующих осевым растечкам тепла от мишени. Внутри участка и трубок-держателей размещалась по свободной посадке скрученная лента из нержавеющей стали толщиной 0.5 мм. Ленты в центральном сечении ориентировались горизонтально (см. рис. 1). В соответствии с разработанной методикой проведения эксперимента, описанной ниже, в мишень рабочего участка впаяны высокотемпературным припоем четыре кабельные хромель-алюмелевые термопары с диаметром кабеля 0.3 мм. Корольки термопар располагались в центральном сечении мишени $\{r, z = 0, \varphi = 0\}$. Схема размещения термопар представлена на рис. 1.

2.2. Методика проведения опытов

При проведении опытов в стационарных условиях с помощью автоматизированного измерительного комплекса измерялись следующие параметры: температура стенки мишени в нескольких точках, температура и давление воды на входе и выходе из рабочего участка, массовый расход воды. Мощность, воспринятая теплоносителем, определялась калориметрическим методом. Мощность, непосредственно воспринятая рабочим участком, определялась как произведение фиксированного ускоряющего напряжения на анодный ток, проходящий через рабочий участок. Для измерения анодного тока рабочий участок, имеющий нулевой потенциал, электрически изолировался от гидравлического контура фторопластовыми втулками и заземлялся через образцовую катушку сопротивления, на которой измерялось падение напряжения. Плотность подводимого теплового потока q_n рассчитывалась как отношение мощности к площади тепловоспринимающей поверхности. Подробное описание методов и средств измерений, оценка погрешности измерений содержится в [11]. Погрешность измерения давления не превышает 1%, а массового расхода жидкости – 1,5%.

Для определения плотности теплового потока q_v в лобовой точке внутреннего периметра и температуры стенки на внутренней и внешней границах канала, авторами была разработана методика, основанная непосредственно на базе температурных измерений. Экспериментально подтвержденная однородность падающего на внешнюю поверхность мишени потока энергии означает, что изотермы температурного поля мишени симметричны относительно осевого продольного сечения. Следовательно, измеряя температуру в нескольких имеющих разную вертикальную координату точках этого сечения, можно определить градиент температуры и температуру в лобовой точке, как на внутренней стенке со стороны теплоносителя, так и на наружной поверхности мишени. Плотность теплового потока определялась по измеренному градиенту температур с учетом зависимости теплопроводности материала мишени от температуры. Коэффициент теплоотдачи вычислялся по разности температур стенки и среднemasсовой температуры воды в сечении расположения термопар. Согласно выполненным оценкам погрешность определения плотности теплового потока не превышает 8%, коэффициента теплоотдачи – 10%. Более подробное описание методики содержится в [12].

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ

При проведении опытов для каждого шага закрутки при фиксированных значениях температуры воды и давления на входе, массового расхода воды через рабочий участок, дискретно, с шагом $\sim 10\%$ увеличивалась подводимая к мишени тепловая нагрузка. Максимальная мощность, подводимая к мишени, ограничивалась достижением предельного анодного тока пучка электронов $I_a \approx 100 \div 120$ мА.

При больших значениях силы анодного тока не обеспечивалось условие равномерного распределения подводимой энергии по площади мишени нагрева. Это сказалось на диапазоне исследованных режимов теплообмена: при малых скоростях течения воды максимальной нагрузки хватало для перехода в закризисную область теплообмена, тогда как при высоких скоростях только осуществлялся переход от конвективного теплообмена к кипению. Массив опытных данных получен в следующем диапазоне параметров потока: давление $p = 1.0$ и 2.0 МПа, массовая скорость $\rho w = 340 - 11300$ кг/(м²·с), температура воды на входе $T_{ж} = 20 - 60$ °С, коэффициент закрутки потока $y = 1.75, 2.38, 4.0, 6.38, \infty$ (прямая лента). Для сравнительного анализа в качестве контрольных данных использовались результаты измерений на этой же трубе без вставки. На рис. 2 – 7 представлены некоторые экспериментальные данные по теплообмену. Все данные соответствуют лобовой точке внутреннего периметра.

Зависимости $\alpha(q)$ на рис. 3, 4, 5 и 7 представляются достаточно традиционными, если не принимать во внимание уровень тепловых потоков и температуры стенки. Изменение характера этих зависимостей при различном сочетании массовой скорости, степени закрутки и плотности теплового потока позволяют, по крайней мере, качественно оценивать доминирующий механизм теплообмена. При наибольшей степени закрутки $y = 1.75$ и $\rho w = 10900$ кг/(м²·с), как видно из рис. 3, даже при $q = 20$ МВт/м², коэффициент теплоотдачи практически не зависит от теплового потока, т.е. является гидродинамической характеристикой. При меньших значениях массовой скорости и интенсивности массовых сил на этих рисунках отчетливо различаются практически горизонтальные участки, отвечающие преобладанию однофазной конвекции, и наклонные, соответствующие преобладающему влиянию механизмов пузырькового кипения на интенсивность теплообмена.

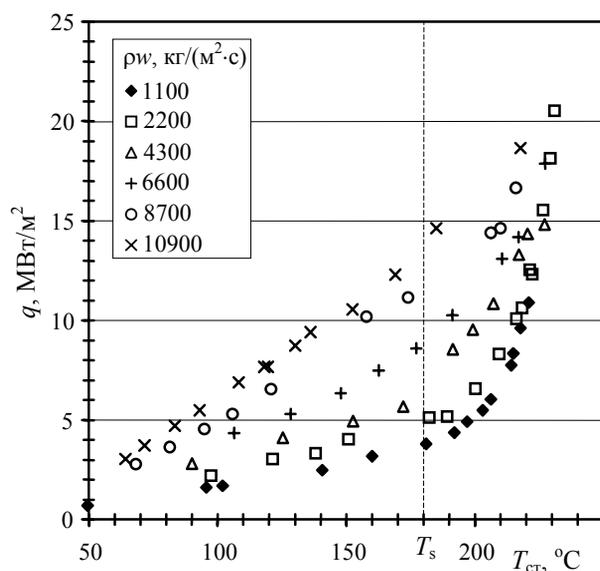


Рис. 2. Зависимость плотности теплового потока от температуры стенки: $p = 1.0$ МПа; $y = 1.75$; $x = -0.32$

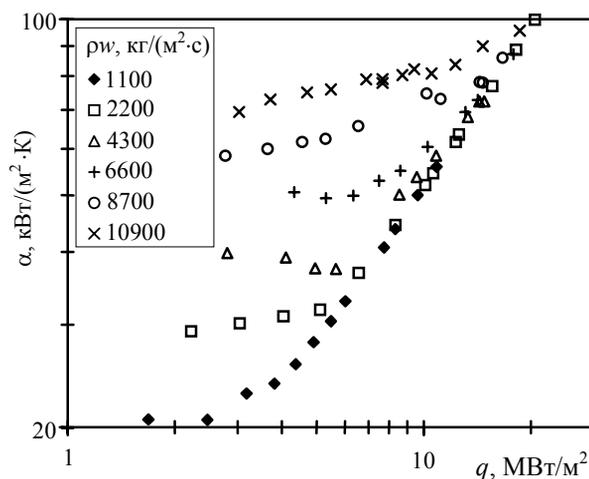


Рис. 3. Зависимость коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока: $p = 1.0$ МПа; $y = 1.75$; $x = -0.32$

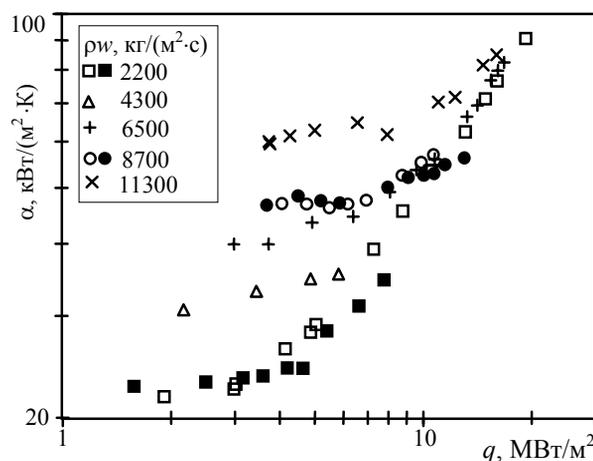


Рис. 4. Зависимость коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока: $y = 4.0$; \bullet – $p = 2.0$ МПа, $x = -0.43$; остальные маркеры – $p = 1.0$ МПа, $x = -0.32$

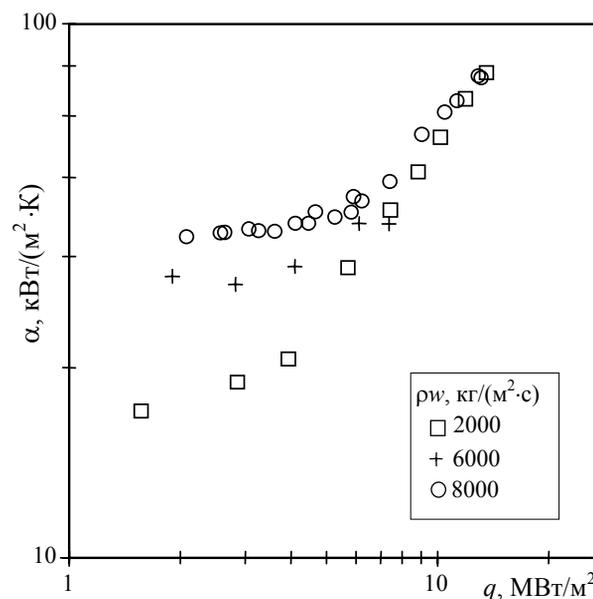


Рис. 5. Зависимость коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока: $p = 1.0$ МПа; $x = -0.32$, труба без вставки

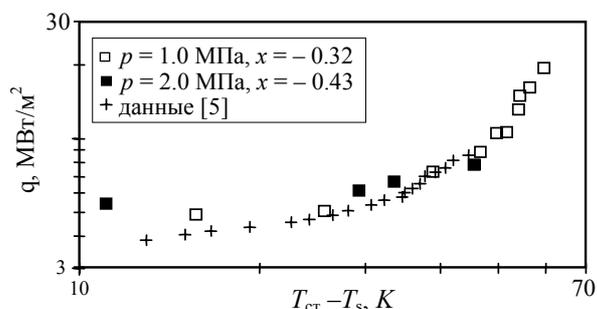


Рис. 6. Сравнение опытных данных: \square – собственные данные для $y = 4.0$, $\rho_w = 2200 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. Данные [5] для $y = 3.47$, $\rho_w = 3000 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, $p = 0.6 \text{ МПа}$, $x = -0.15$, вода, равномерный омический нагрев

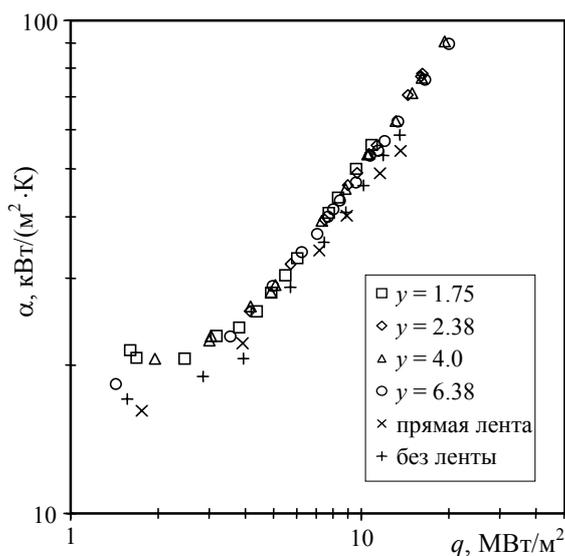


Рис. 7. Сравнение опытных данных: $p = 1.0 \text{ МПа}$, $x = -0.32$. Для трубы с лентой $\rho_w = 2200 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, без ленты $\rho_w = 2000 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Из анализа опытных данных, представленных на рис. 2 – 7, можно сделать следующие выводы:

- полученный массив опытных данных охватывает области конвективного теплообмена, неразвитого и развитого пузырькового кипения в условиях сильно недогретого потока;
- вынужденная конвекция оказывает сильное влияние на характеристики теплообмена при кипении недогретого теплоносителя. Это влияние становится определяющим при высоких массовых скоростях;
- условия теплообмена в прямом и закрученном потоке качественно одинаковы, интенсификация теплообмена при одинаковых параметрах воды на входе связана, главным образом, с увеличением действительной скорости потока, хотя дополнительное влияние массовых сил на теплоотдачу также наблюдается [12];
- наблюдается неплохое соответствие представленных в работе данных результатам [4] для условий равномерного нагрева;
- при относительно невысоких массовых скоростях (до $2200 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$) реализуются режимы тепло-

обмена с абсолютно преобладающим влиянием механизмов пузырькового кипения, когда коэффициент теплоотдачи практически не зависит ни от скорости течения, ни от степени закрутки потока.

Работа выполнена при поддержке: РФФИ грант № 04-02-16387-а; гранта Президента РФ поддержки ведущих научных школ РФ НШ-7763.2006.8.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

q – плотность теплового потока, $\text{Вт}/\text{м}^2$;

T – температура, К ;

y – степень закрутки потока.

Индексы:

ст – стенка

s – состояние насыщения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лабунцов Д.А., Ягов В.В. Механика двухфазных систем. М.: Издательство МЭИ, 2000. 374 с.
2. Ягов В.В. Пузин В.А. Сукомел Л.А. Теплообмен при развитии пузырькового кипения хладонов и высоких скоростях вынужденного движения // Теплоэнергетика. 1998. № 3. С. 11–19.
3. Gambill W.R., Bundy R.D., Wansbrough R.W. Heat transfer, burnout, and pressure drop for water in swirl through tubes with internal twisted tapes // ORNL-2911, Preprint of a paper at the Chemical Engineering Progress Symposium Series. 1961. Vol. 57. № 32. P. 127–137.
4. Лопина Р., Берглес А. Кипение недогретой воды в потоке, закрученном лентой // Труды амер. об-ва инж.-мех., серия С, Теплопередача. 1973. Т.95. № 2. С. 142–147.
5. Study on the Mechanism of Critical Heat Flux Enhancement for Subcooled Flow Boiling in a Tube with Internal Twisted Tape under Nonuniform Heating Conditions / Н. Kinoshita, Т. Yoshida, Н. Nariai, F. Inasaka, Heat Transfer – Japanese Research. 1996. № 25 (5). P. 293–307.
6. Experiments on heat transfer of smooth and swirl tubes under one-sided heating conditions / Araki M., Ogawa M., Kunugi T., Saton K., Suzuki S., Int. J. Heat Mass Transfer. 1996. Vol.39. № 14. P. 3045–3055.
7. Schlosser J., Boscary J. Thermal-hydraulic tests at NET ITER relevant conditions on divertor targets using swirl tubes // Proc. NURETH-6. 1993. P.815–824.
8. Исследование интенсификации теплоотдачи в парогенерирующем канале при неоднородном интенсивном нагреве / А.С. Комендантов, Ю.А. Кузма-Кичта, Л.Т. Васильева и др. // ТВТ. 1990. Т. 28. № 4. С. 754.
9. Naumov В.К., Semashko N.N., Komov А.Т. Model Heating of the Injection System Beam Receptacle Fragments in Fusion Facilities by the Scanning Electron Beam in the Studies of Critical Thermal Operating Conditions // Plasma Devices and Operations. 1995. Vol. 4. P. 91.
10. Автоматизированная система научных исследований критического теплообмена / А.Н. Варава, А.В. Дедов, А.Т. Комов и др. // Вестник МЭИ. 1998. № 5. С. 22.
11. Дедов А.В. Экспериментальное исследование теплообмена и критических тепловых нагрузок при кипении в закрученном потоке недогретой воды при одностороннем нагреве: Дис. ... канд. техн. наук. М.: МЭИ, 2000. 208 с.
12. Исследование гидравлического сопротивления и теплообмена в однофазном закрученном потоке при одностороннем нагреве / А.Н. Варава, А.В. Дедов, А.Т. Комов, В.В. Ягов // ТВТ. 2006. №3.