
ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ФИЗИКА
ЯДЕРНЫХ РЕАКТОРОВ

УДК 541.11

ВЛИЯНИЕ ВНЕШНЕЙ НАВЕДЕННОЙ КОНВЕКЦИИ НА ТЕПЛООТДАЧУ ПРИ КИПЕНИИ ВОДЫ

© 2021 г. Суфиан Лауар^а, Нихат Йанар^а, Ю. Е. Литвинцова^а,
Д. М. Кузьменков^а, М. И. Делов^а, К. В. Куценко^{а, *}

^аНациональный исследовательский ядерный университет “НИЯУ МИФИ”,
Институт ядерной физики и технологий, Москва, 115409 Россия

*E-mail: KVKutsenko@mephi.ru

Поступила в редакцию 03.03.2021 г.

После доработки 11.05.2021 г.

Принята к публикации 12.05.2021 г.

Работа посвящена экспериментальному и теоретическому исследованию влияния внешней наведенной конвекции на теплоотдачу с горизонтальных нагревателей в условиях большого объема насыщенной воды под атмосферным давлением. Показано, что наведенная конвекция существенно влияет на теплоотдачу в режиме естественной конвекции и практически не влияет на теплоотдачу в режиме пузырькового кипения. Предложенная модель для расчета коэффициента теплоотдачи при интенсификации теплоотдачи за счет внешней наведенной конвекции хорошо согласуется с экспериментальными данными. Результаты работы могут быть использованы при проектировании теплообменного оборудования для нужд атомной энергетики.

Ключевые слова: теплообменное оборудование, естественная конвекция, коэффициент теплоотдачи, интенсификация теплоотдачи

DOI: 10.56304/S2079562920060378

ВВЕДЕНИЕ

Основной задачей при проектировании теплообменного оборудования, в том числе для нужд атомной энергетики, является оптимизация его массогабаритных размеров. Решение этой задачи может быть достигнуто за счет интенсификации теплообмена, что позволит обеспечить минимальную материалоемкость оборудования. Так, например, в пучках горячих горизонтальных каналов интенсификация теплообмена может быть достигнута за счет выбора оптимального расстояния между каналами. При этом на теплоотдачу в верхних рядах каналов будет влиять наведенная дополнительная конвекция, которая создается за счет тепловыделения в нижних рядах. Для нахождения оптимального расстояния между каналами необходимо проведение как расчетных, так и экспериментальных исследований. В последнее время для решения такого рода расчетных задач нашли широкое применение CFD (Computational Fluid Dynamics) вычислительных кодов. Однако верификацию результатов компьютерных расчетов можно проводить на упрощенных моделях, а также при сравнении с экспериментальными данными.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ И МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

Для проведения экспериментов по исследованию влияния наведенной конвекции на теплоотдачу к воде в условиях большого объема была изготовлена экспериментальная установка (рис. 1). Установка состоит из термостата LOIP LT-424B, автоматизированной системы управления экспериментами и рабочим участком.

В качестве рабочих участков использовались цилиндрические нагреватели длиной $l = 160$ мм и диаметром $d = 4$ мм с оболочкой из нержавеющей стали. Разогрев рабочих участков производился за счет джоулева тепловыделения при пропускании по ним переменного электрического тока. Нагреватели располагались горизонтально относительно поля силы тяжести один над другим (рис. 2) с возможностью изменения расстояния между тепловыделяющими элементами b . Температура поверхности нагревателей измерялась при помощи микротермопар К типа, приваренных к теплоотдающей поверхности нагревателей. Точность измерения температуры составляла ± 0.1 К.

При проведении экспериментов на нижнем нагревателе задавалась фиксированная плотность теплового потока q_2 . Затем на верхнем нагревателе

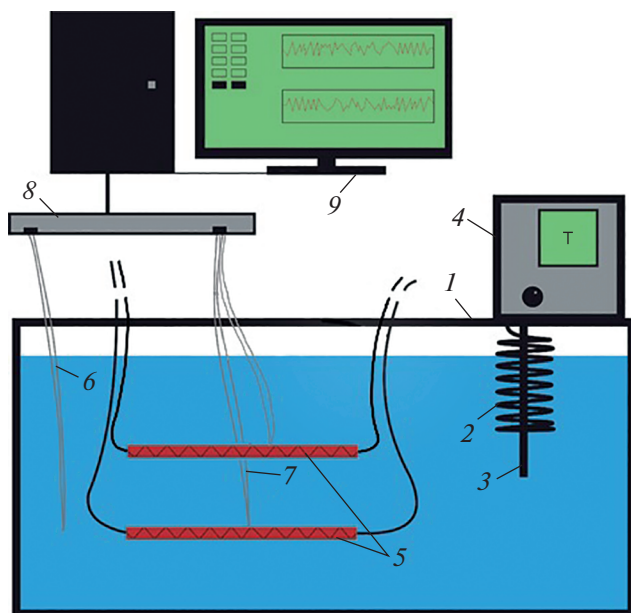


Рис. 1. Схема экспериментальной установки: 1 – термостат LOIP LT-424B, 2 – нагреватель, 3 – термодатчик, 4 – блок управления термостатом, 5 – твэл, 6, 7 – термопары, 8 – измерительный блок, 9 – компьютер.

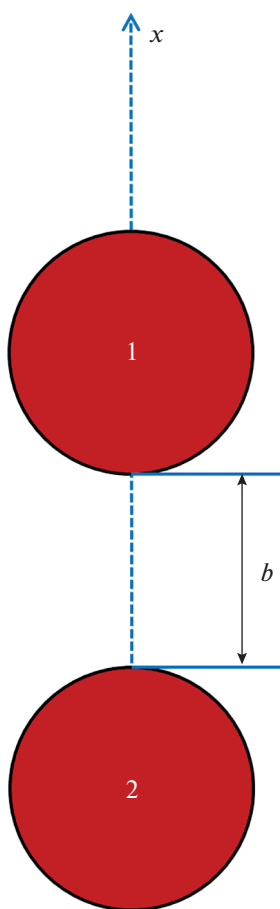


Рис. 2. Схема расположения нагревателей.

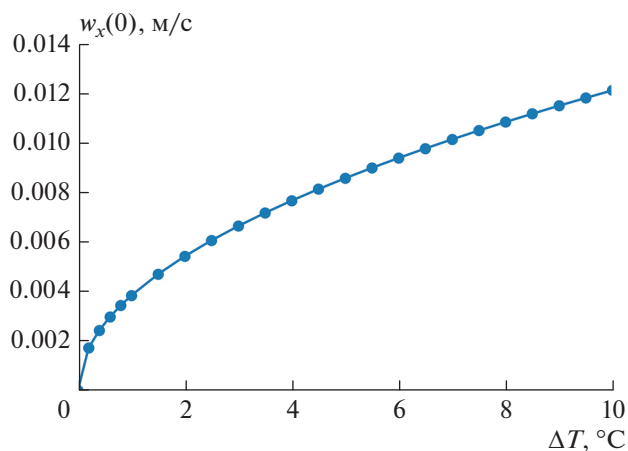


Рис. 3. Расчет $w_x(0)$ в зависимости от перегрева теплоотдающей поверхности ΔT_0 .

задавались значения транспортного тока и измерялось напряжение на нем. По полученным значениям рассчитывалась плотность теплового потока q_1 на верхнем нагревателе. Значение абсолютной погрешности в определении плотности теплового потока не превышала 5%. Перегрев теплоотдающей поверхности ΔT определялся по усредненным показаниям трех термопар. В экспериментах расстояние между тепловыделяющими элементами составляло $b = 6$ см. Все эксперименты проводились в условиях насыщенной дистиллированной воды при давлении близком к атмосферному в условиях насыщения.

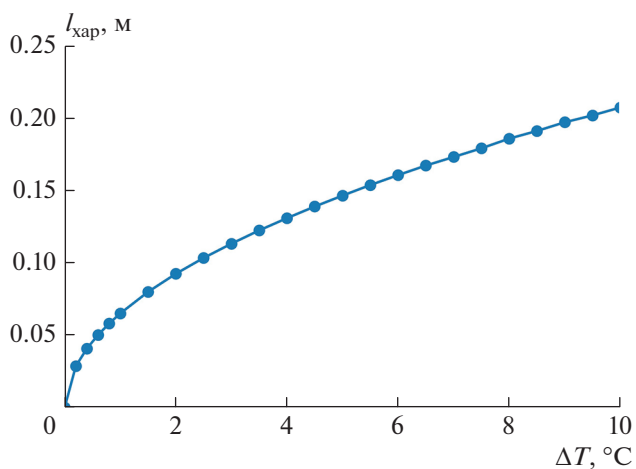


Рис. 4. Расчет характерной длины в зависимости от температурного напора ΔT_0 .

МОДЕЛЬ СМЕШАННОЙ КОНВЕКЦИИ И СРАВНЕНИЕ РАСЧЕТОВ ПО МОДЕЛИ С РЕЗУЛЬТАТАМИ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

Рассмотрим простую модель для расчета коэффициента теплоотдачи в режиме естественной циркуляции в системе, состоящей из двух цилиндрических нагревателей диаметрами d_1 и d_2 , расположенных горизонтально один под другим на расстоянии b .

Будем предполагать, что теплоотдача на верхнем нагревателе будет определяться как суперпозиция его собственной теплоотдачи в режиме естественной конвекции и теплоотдачи, которая определяется восходящими потоками жидкости за счет ее циркуляции со второго нагревателя. При этом конвективные токи жидкости со второго нагревателя со скоростью w , зависящей от расстояния от нагревателя b , поперечно омывают поверхность первого нагревателя с некоторым эффективным числом $Re = (w(b)d_2)/\nu$. Таким образом, коэффициент теплоотдачи на верхнем цилиндре можно представить в виде:

$$Nu_{1+2} = \left[(Nu_1(Ra))^{\gamma} + (Nu_2(Re_{эф}))^{\gamma} \right]^{\frac{1}{\gamma}}. \quad (1)$$

Показатель степени γ может быть найден из экспериментов или в результате численного моделирования. Согласно [1] значение γ близко к 2. В формуле (1) индексы 1 и 2 относятся к первому и второму нагревателю соответственно. Очевидно, что эффективная скорость $w(b)$ за счет наведенной конвекции зависит от расстояния b между нагревателями.

Для нахождения распределения скорости $w(x)$ конвективных токов запишем уравнение движения жидкости с пренебрежимо малой вязкостью в виде:

$$\frac{dw_x}{dt} = g\beta\Delta T(x), \quad (2)$$

где g – ускорение свободного падения, β – коэффициент термического расширения воды, а $\Delta T(x) = T(x) - T_0$ – стационарный профиль избыточной температуры по оси теплового факела x от нагревателя.

В стационарном режиме должна существовать характерная длина $l_{хар}$, представляющая собой эффективную длину затухания избыточной температуры $\Delta T(x)$. Эта длина должна зависеть от теплового потока, геометрических характеристик нагревателя и свойств жидкости. Для нахождения приближенного распределения избыточной температуры по оси температурного факела x зададим температурный профиль при $x \leq l_{хар}$ в виде:

$$\Delta T(x) = \Delta T_0 \left(1 - \frac{x}{l_{хар}} \right)^2 \quad \text{при } x \leq l_{хар}, \quad (3)$$

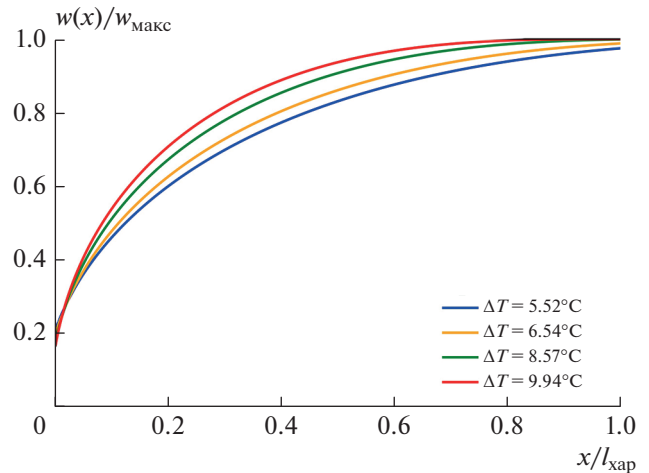


Рис. 5. Расчет $w(x)/w_{\max}$ в зависимости от $x/l_{хар}$.

Из (2) и (3) найдем распределение скорости вдоль оси теплового факела:

$$\frac{w_x^2(x) - w_x^2(0)}{2} = g\beta \frac{l_{хар}}{3} \left[1 - \left(1 - \frac{x}{l_{хар}} \right)^3 \right] \quad (4)$$

при $x \leq l_{хар}$.

Из (4) видно, что максимальная скорость $w_{x\max}$ достигается при $x = l_{хар}$. Для оценки скорости $w_x(0)$ можно приравнять коэффициент теплоотдачи при естественной конвекции к коэффициенту теплоотдачи при поперечном обтекании нагревателя при том же самом тепловом потоке q :

$$Nu(Re(w_x(0))) = Nu(Ra). \quad (5)$$

Хорошо известно [2], что теплоотдача при естественной конвекции определяется из критериального уравнения вида:

$$Nu = C Ra^n, \quad (6)$$

где показатель степени n и коэффициент C зависят от числа Рэлея Ra . Так для ламинарного режима ($5 \cdot 10^3 < Ra < 2 \cdot 10^7$) $n = 1/4$ и $C = 0.54$, для турбулентного режима ($2 \cdot 10^7 < Ra$) $n = 1/3$, а $C = 0.13$. Важно отметить, что в турбулентном режиме наблюдается автомодельность теплоотдачи от размера нагревателя (т.е., коэффициент теплоотдачи не зависит от характерного размера нагревателя).

Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании горизонтального цилиндрического нагревателя можно рассчитать по формуле [3]:

$$Nu = A Re^k Pr^m, \quad (7)$$

где $A = 0.56$; $k = 0.5$ и $m = 0.36$ при $10^2 < Re < 10^3$ и $A = 0.28$; $k = 0.65$ и $m = 0.36$ в случае, когда $10^3 < Re < 10^5$.

Используя (5)–(7), получим:

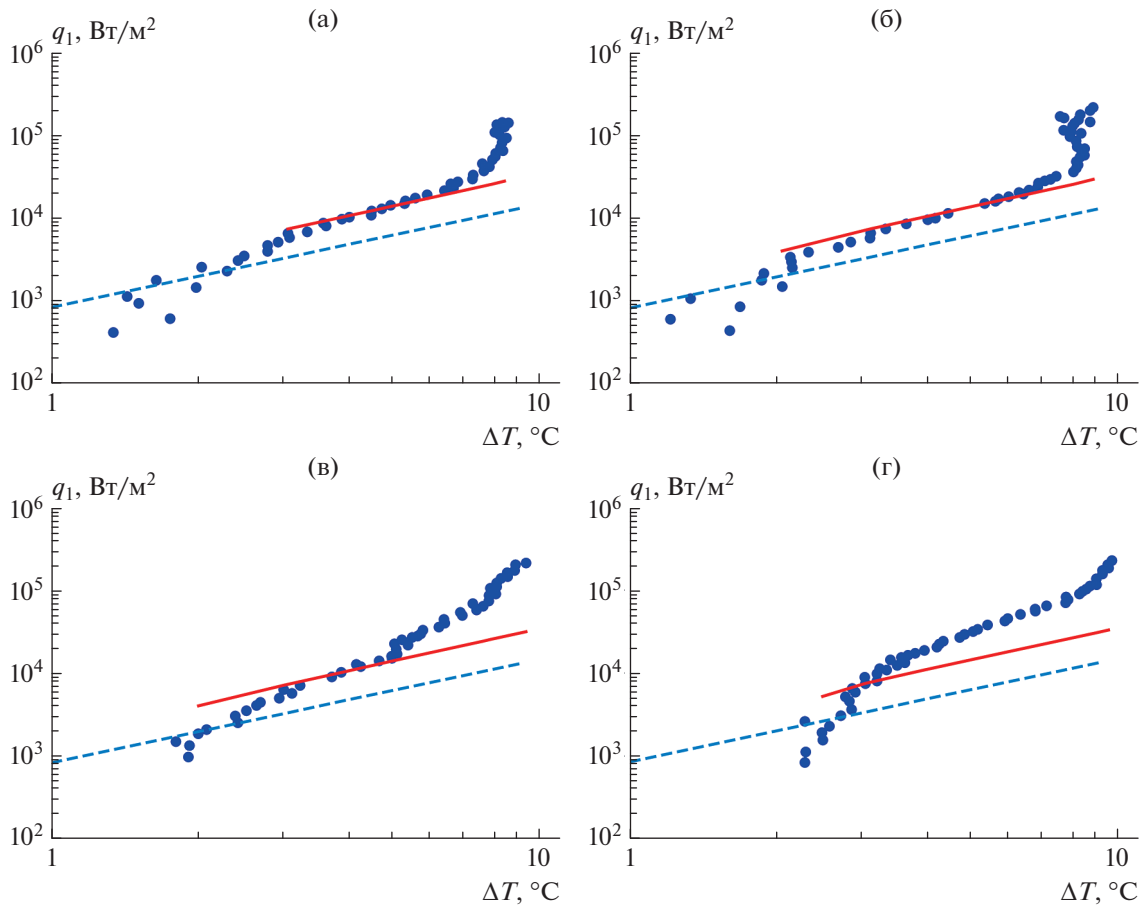


Рис. 6. Кривая кипения насыщенной воды под атмосферным давлением с наведенной конвекцией за счет нижнего нагревателя с плотностью теплового потока q_2 : (а) 498; (б) 852; (в) 1800; (г) 4815 Вт/м². Точки – экспериментальные данные, сплошная линия – расчет с наведенной конвекцией за счет нижнего нагревателя по формуле (1) с показателем степени $\gamma = 2$, пунктирная линия – расчет по формуле (8) для свободной конвекции.

$$Re(0) = \left[\frac{C Ra_2^n}{A Pr^m} \right]^{\frac{1}{k}} \text{ и } w_x(0) = \frac{Re(0)v}{d_2}. \quad (8)$$

На рис. 3 представлены результаты расчета $w_x(0)$ в зависимости от перегрева теплоотдающей поверхности ΔT_0 .

В стационарном режиме в условиях постоянства температуры в объеме движение жидкости в тепловом факеле должно быть близко к адиабатическому [4]. Тогда закон сохранения энергии можно записать в виде:

$$q_2 d_2 \pi \approx \frac{G w_{x\max}^2}{2} + G g l_{\text{хар}}, \quad (9)$$

где G – расход воды через конвективный тепловой факел. Считая, что ширина факела по координате x практически не меняется и близка к d_2 , получим следующее уравнение для нахождения характерной длины $l_{\text{хар}}$:

$$\frac{q_2 \pi}{\rho(T_0)} = \left(\frac{2}{3} g \beta \Delta T_0 l_{\text{хар}} + w_x^2(0) \right)^{\frac{1}{2}} \times \left(\frac{1}{3} g \beta \Delta T_0 l_{\text{хар}} + \frac{w_x^2(0)}{2} \right). \quad (10)$$

На рис. 4 представлены результаты расчета $l_{\text{хар}}$ в зависимости от температурного напора ΔT_0 . Как видно из графика, $l_{\text{хар}}$ растет с увеличением ΔT_0 и соответственно q_2 .

На рис. 5 представлены результаты расчета безразмерной скорости $W = w(x)/w_{\max}$ в зависимости от безразмерной координаты $X = x/l_{\text{хар}}$. Как видно из рисунка, W достаточно слабо зависит от x при различных значениях перегревах ΔT .

СРАВНЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ С РЕЗУЛЬТАТАМИ РАСЧЕТА

На рис. 6 представлены экспериментальные кривые кипения с учетом наведенной конвекции

от нижнего нагревателя при различных плотностях теплового потока q_2 при расстоянии между нагревателя $b = 6$ см. Пунктирной линией на этих рисунках показаны результаты расчета режима естественной конвекции в условиях большого объема без учета влияния наведенной конвекции. Сплошной линией представлен расчет по формуле (1) с показателем степени $\gamma = 2$.

$$(\text{Nu}_{1+2}) = \sqrt{(\text{Nu}_1(\text{Ra}))^2 + (\text{Nu}_2(\text{Ra}))^2}. \quad (11)$$

Показатель степени $\gamma = 2$ (1) выбирался из соображения наилучшего согласования экспериментальных данных с расчетом. На этих же графиках нанесены результаты расчета по теплоотдаче для режима развитого кипения.

Как видно из рисунков результаты расчета по предложенной выше модели вполне удовлетворительно согласуются с результатами экспериментальных данных.

Отличие экспериментальных данных от результатов расчета, представленного на рис. 6г, по-видимому, связано с тем, что при высоких тепловыделениях на нижнем нагревателе теплосъем с него осуществляется не только конвективными потоками жидкости, но и за счет образования паровых пузырей (образование паровой фазы). В этом случае, оторвавшиеся и всплывающие вверх паровые пузыри могут приводить к дополнительной интенсификации теплоотдачи на нижнем нагревателе.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Коэффициент теплоотдачи в режиме естественной конвекции за счет внешних источников тепла растет и становится максимальным на определенной характерной длине от внешних источников наведенной конвекции.

В режиме пузырькового кипения наведенная внешняя конвекция практически не влияет на коэффициент теплоотдачи, что связано с тем, что в пузырьковом режиме преобладающим механизмом переноса тепла является испарение в паровую фазу.

Упрощенная модель для расчета коэффициента теплоотдачи хорошо описывает экспериментальные данные, но требует дополнительной проверки с учетом новых экспериментальных данных и расчетов с использованием CFD кодов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ/REFERENCES

1. *Kyatmeladze C.C.*, Основы теории теплообмена. 1979. Москва: Атомиздат.
2. *Çengel Yunus A.* Heat and Mass Transfer. 5th ed. 2007. New York: McGraw-Hill.
3. *Zukauskas A.*, in Advances in Heat Transfer. Ed. by Hartnett J.P. and Irvine T.F., Jr. 1972. New York: Academic Press. V. 8. P. 93.
4. *Delov M.I., D.M. Kuzmenkov, Lavrukhin A.A., Kutsenko K.V.* // Int. J. Heat Mass Transfer. 2020. V. 157. P. 119941.

Effect of External Induced Convection on Heat Transfer during Boiling of Water

**Laouar Soufiane¹, Nihat Yanar¹, Yu. E. Litvintsova¹,
D. M. Kuzmenkov¹, M. I. Delov¹, and K. V. Kutsenko¹, ***

¹*National Research Nuclear University MEPhI (Moscow Engineering Physics Institute), Moscow, 115409 Russia*

**e-mail: KVKutsenko@mephi.ru*

Received March 3, 2021; revised May 11, 2021; accepted May 12, 2021

The work is devoted to the experimental and theoretical study of the effect of external induced convection on heat transfer from horizontal heaters under conditions of pool boiling of saturated water at atmospheric pressure. It is shown that induced convection significantly affects the heat transfer in the natural convection mode and practically does not affect the heat transfer in the nucleate boiling mode. The proposed model for calculating the heat transfer coefficient for the intensification of heat transfer due to external induced convection is in good agreement with experimental data.

Keywords: heat exchange equipment, natural convection, heat transfer coefficient, heat transfer intensification