

International Journal of Heat and Mass Transfer.— 2002.— № 23.— P.22-28.

11. Kanokjaruvijit K. & Martinez-Botas R. Heat Transfer and Pressure Investigation of Dimple Impingement // ASME Paper № GT2005-68823. — 2005.

12. Шукин А.В., Буланов И.Ю., Ильинков А.В., Козлов А.П., Халатов А.А. Особенности тепловой завесы вдувом воздуха из сферической вы-

емки // Изв. высш. учеб. заведений. — Серия “Авиационная техника”. — 2004. — № 4. — С. 28–31.

13. Халатов А.А., Варганов И.С., Коваленко Г.В. Спосіб плівкового охолодження та пристрій для його здійснення // Патент України № 47749.—2004.

Получено 09.09.2008 г.

УДК 536.642

АРХИПОВ А.П.¹, АВРАМЕНКО А.А.¹, ВОЛОШИНА И.В.¹,
ХАВИН С.А.², АРХИПОВА Е.А.², СКИЦЬКО А.И.¹

¹Институт технической теплофизики НАН Украины

²Национальный технический университет Украины “Киевский политехнический институт”

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАЧАЛА КИПЕНИЯ В ПУЧКАХ СТЕРЖНЕЙ

Проведено комплексне дослідження початку кипіння в семистержневій збірці, що обігривається, з врахуванням розподілу масової швидкості та ентальпії по комірках пучка. На основі одержаних даних розроблено методику визначення початку кипіння в стержневих збірках з врахуванням нерівномірного розподілу теплофізичних параметрів по поперечному перерізу каналів.

Проведено комплексное исследование начала кипения в обогреваемой семистержневой сборке с учётом распределения массовой скорости и энтальпии по ячейкам пучка. На основании полученных данных разработана методика определения начала кипения в стержневых сборках с учётом неравномерности распределения теплофизических параметров по поперечному сечению каналов.

A complex investigation of the boiling beginning in a warmed seven-rod assemblage with regard for the distribution of mass speed and enthalpy between the bunch cells is carried out. On the basis of the data obtained, the technique of determination of the boiling beginning in rod assemblages with regard for the nonuniformity of distribution of thermophysical parameters over the cross section of channels is developed.

C — смачиваемый периметр канала;

d — диаметр;

F — площадь проходного сечения канала;

G — расход;

i — энтальпия;

l — длина;

P — давление;

Pr — число Прандтля;

q — плотность теплового потока;

Re — число Рейнольдса;

r — теплота парообразования;

W — скорость;

$x = \frac{i - i_j}{r}$ — относительная энтальпия;

ρ — плотность;

Δx — прирост относительной энтальпии на обогреваемой длине пучка;

ε — динамический коэффициент турбулентной вязкости;

β — коэффициент турбулентного перемешивания;

μ — динамический коэффициент вязкости;

Δ_n — среднеарифметическая погрешность;

σ_n — среднеквадратическая погрешность.

Индексы нижние:

$\left. \begin{matrix} i \\ j \\ k \end{matrix} \right\} - 1, 2, 3$ — центральная, боковая, угловая;

n – усреднённый по потоку;
 вх – входной;
 кр – критический;
 нк – начало кипения;
 нкц – начало кипения в центральной ячейке;
 Т – турбулентный;

Исследования начала кипения в пучке стержней и параметров потока по ячейкам до сих пор почти не проводились. Однако такие данные необходимы [1–3], поскольку в современных теплогидравлических программах, например в программе “Пучок 2”, учитывается возможность раздельного закипания жидкости в различных ячейках пучка. При этом, ввиду отсутствия расчётных соотношений для ячеек пучков стержней, используются произвольно взятые зависимости для труб без должного их обоснования. Целесообразность исследования начала кипения в ячейке стержневой сборки может быть обусловлена, кроме сказанного, следующими соображениями. Точка начала кипения является реперной при идентификации режимов течения и анализе закономерностей рассматриваемых процессов. В то же время совокупность экспериментальных данных по началу кипения и распределению скорости и энтальпии потока по сечению сборки представляет самостоятельный интерес и позволяет сопоставить условия начала кипения в ячейке пучка стержней и в наиболее исследованной форме канала – трубе, а также обосновать использование местных характеристик потока в соответствующих расчётных методиках.

Эксперименты проводились на обогреваемом семистержневом пучке с треугольной упаковкой в шестигранном канале. Диаметр стержней – 6 мм, шаг – 8 мм. Обогреваемая длина пучка – 1 м. Сечение канала условно разбивалось на ячейки, из которых выделялись три характерные: центральная – 1, боковая – 2 и угловая – 3.

Начало кипения в пучке фиксировалось акустическими измерениями с помощью гидрофона, чувствительный элемент которого был изготовлен из кристалла LiNbO_3 , и вторичной аппаратуры: усилителя, осциллографа, вольтметра-шумомера и спектроанализатора. Контроль начала кипения осуществлялся по температурным режимам стержней на выходе из пучка.

ТС – тепловая стабилизация.

Индексы верхние:

k – стенки всех ТВЭЛ, выходящих в i -ю ячейку;
 р – расчётный;
 э – опытный;
 я – ячейка.

Диапазон изменения основных режимных параметров: давление $P = 6,0...14,0$ МПа; массовая скорость $\rho W_n = 300...2500$ кг/м²с; плотность теплового потока $q = 0,3...2,0$ МВт/м²; массовое паросодержание на выходе – $0,9...(0,3...0,6)$. Параметры эксперимента варьировались в следующих пределах: массовая скорость $\rho W_n = 1500...2500$ кг/м²с, давление $P = 6,0...14$ МПа, плотность теплового потока $q = 1,5...2,0$ МВт/м², относительная энтальпия потока в ячейке-доноре $x^я = -1,0...+0,4$.

На рис. 1, а, б показаны типичные для исследованных режимов графики зависимостей приведенной массовой скорости и относительной энтальпии ($x_i - x_n$) в различных характерных ячейках от среднепучковой относительной энтальпии x_n . Из рис. 1, а видно, что распределение массовой скорости по ячейкам при однофазном неизотермическом режиме ($x_n < x_{нк}$) подобно распределению для течения без обогрева. Максимум скорости расположен в боковой или в центральной ячейках, значения скорости в которых примерно равны. Минимум – в угловой.

Распределение энтальпии теплоносителя в однофазном режиме течения (рис. 1, б) иное: максимум энтальпии расположен в центральной ячейке, минимум – в угловой, а энтальпия жидкости в боковой ячейке имеет промежуточные значения.

Расчёт распределения энтальпии в пучке без учёта перемешивания (по известному тепловыделению и расходу жидкости в каждой из ячеек) показал значительное расхождение (до 30%) опытных и расчётных величин. На основании этого была поставлена задача – разработать инженерную расчётную методику, позволяющую рассчитывать распределение энтальпии однофазного потока в стержневых сборках произвольной геометрии с учётом взаимного расположения элементарных ячеек и межканального перемешивания потока между ними.

Практическая польза методики расчёта распределения энтальпии жидкости по ячейкам пуч-

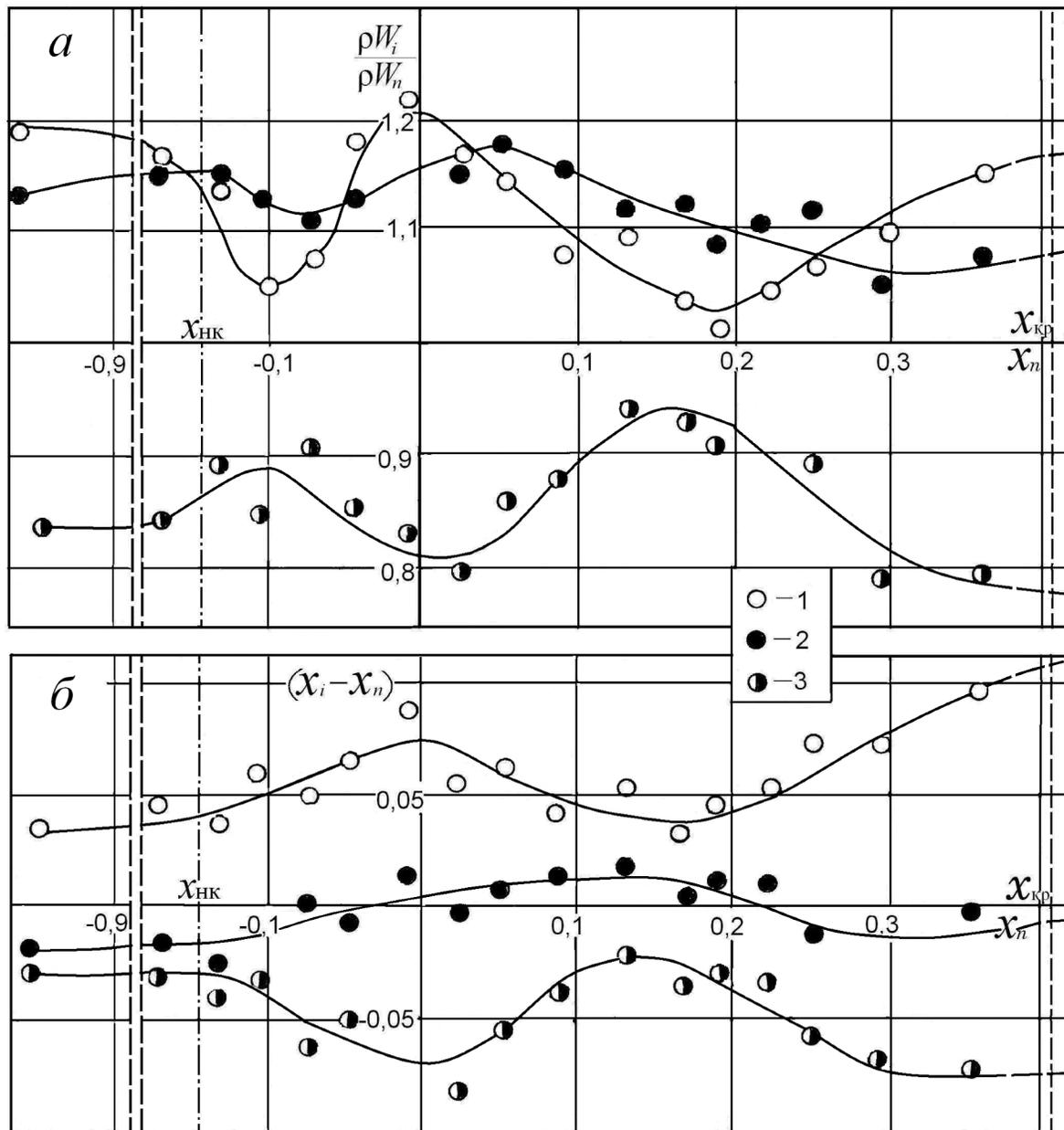


Рис. 1. Изменение относительной массовой скорости (а) и относительной энтальпии (б) теплоносителя в ячейках пучка. $\rho W_n = 300 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$; $P = 14,0 \text{ МПа}$; $q = 0,3 \text{ МВт/м}^2$.
Ячейки: 1 – центральная, 2 – боковая, 3 – угловая.

ков стержней, которая учитывает межканальное перемешивание потока, состоит в возможности использования её при определении условий начала кипения в пучке с учётом неравномерности распределения теплогидравлических параметров по сечению канала. Методика расчёта распределения энтальпии по сечению пучков стержней основана на решении системы дифференциальных уравнений энергии по ячейкам пучка.

Рассмотрим обогреваемую стержневую сборку в случае однофазного течения теплоносителя. Баланс энергии для i -ой ячейки в пренебрежении кинетической энергией потока можно записать в виде

$$G_i \frac{di_i}{dl} = \sum_k q^k C^k + \sum_j G_{ij} i_{ij} + \sum_j q_{ij} C_{ij}. \quad (1)$$

В первом слагаемом правой части суммирование идёт по стенкам всех ТВЭЛ, выходящих в i -ю ячейку. Второе и третье слагаемое учитывают соответственно конвективный обмен с соседними ячейками и турбулентный теплообмен на границах ячеек. Конвективный обмен с соседними ячейками учтём приближённо, удвоив третий член правой части.

Введём коэффициент турбулентной вязкости посредством соотношения

$$q_{ij} = \frac{\varepsilon_{ij}}{\text{Pr}_T} \left(\frac{di}{dl} \right)_{ij}. \quad (2)$$

Здесь производная берётся по нормали к границе раздела ячеек. Согласно аналогии Рейнольдса, примем (в случае развитого турбулентного течения) $\text{Pr}_T = 1$.

Тогда выражение (2) приближённо можно записать в виде

$$q_{ij} = \frac{\varepsilon_{ij}}{l_{ij}} (i_j - i_i). \quad (3)$$

Вводя коэффициент перемешивания β_{ij} , коэффициент турбулентной вязкости можно представить в виде

$$\varepsilon_{ij} = l_{ij} \frac{G_i - G_j}{F_i - F_j} \beta_{ij}. \quad (4)$$

Интегрируем уравнение (1) в пределах от $l = 0$ до $l = L$:

$$G_i \frac{i_i - i_{\text{вх}}}{l} = \sum_k (qC) + 2 \sum_j \left[\frac{G_i + G_j}{F_i + F_j} \beta_{ij} C_{ij} (i_j - i_i) \right]. \quad (5)$$

Разность энтальпий $(i_i - i_j)$ в выражении (5) приближённо запишем как

$$i_i - i_j = \Delta i_{\text{TC}} (d_n)^{0,5} \left[(d_j)^{-0,5} - (d_i)^{-0,5} \right], \quad (6)$$

где Δi_{TC} – прирост энтальпии на длине тепловой стабилизации, принимаемой равной 50-ти эквивалентных диаметров:

$$\Delta i_{\text{TC}} = \left(\sum_n^N qC \right) \frac{50d_n}{G_n}. \quad (7)$$

Здесь суммирование ведется по стенкам всех

стержней пучка. С учётом (5) и (6) уравнение (4) можно переписать в виде

$$G_i \frac{i_i - i_{\text{вх}}}{l} = \sum_k qC + 2 \Delta i_{\text{TC}} \sum_j \frac{G_i + G_j}{F_i + F_j} \beta_{ij} C_{ij} R_{ij}, \quad (8)$$

$$\text{где } R_{ij} = (d_n)^{0,5} \left[(d_j)^{-0,5} - (d_i)^{-0,5} \right]. \quad (9)$$

(N-1) уравнений типа (7) замыкаются уравнением сохранения энергии

$$\sum_{i=1}^N G_i i_i = G_n i_n. \quad (10)$$

Для определения коэффициентов перемешивания β_{ij} при отсутствии конкретных данных об интенсивности межканального перемешивания в рассматриваемой стержневой сборке можно использовать любые известные рекомендации, в частности формулу Каstellана Ф.С. [4]

$$\beta_{ij} = \frac{4}{C_{ij}} \frac{F_i + F_j}{C_i + C_j} 0,0071 \text{Re}_{ij}^{-0,1}. \quad (11)$$

При определении коэффициента перемешивания число Рейнольдса вычисляем приближённо по среднепучковым параметрам

$$\text{Re}_{ij} = \text{Re}_n = \frac{G d_n}{F_n \mu_n}.$$

Сравнение опытных данных по приросту относительной энтальпии на обогреваемой длине стержневой сборки в различных ячейках Δx_i^0 с результатами расчётов по предлагаемой методике показало удовлетворительное согласование опытных и расчётных величин (рис. 2). Таким образом, предлагаемая методика позволяет использовать её при анализе условий начала кипения в стержневых сборках и для учёта неравномерности распределения энтальпии по различным элементарным ячейкам.

Сравнительная оценка опытных данных по началу кипения в пучке на основании сопоставления с результатами расчётов по имеющим наибольшее распространение формулам для труб [5-9] показана на рис. 3 в координатах $\Delta i_{\text{нкц}} = f(q_{\text{нкц}})$, где $\Delta i_{\text{нкц}}$ – недогрев жидкости до состояния насыщения в самой “горячей” цент-

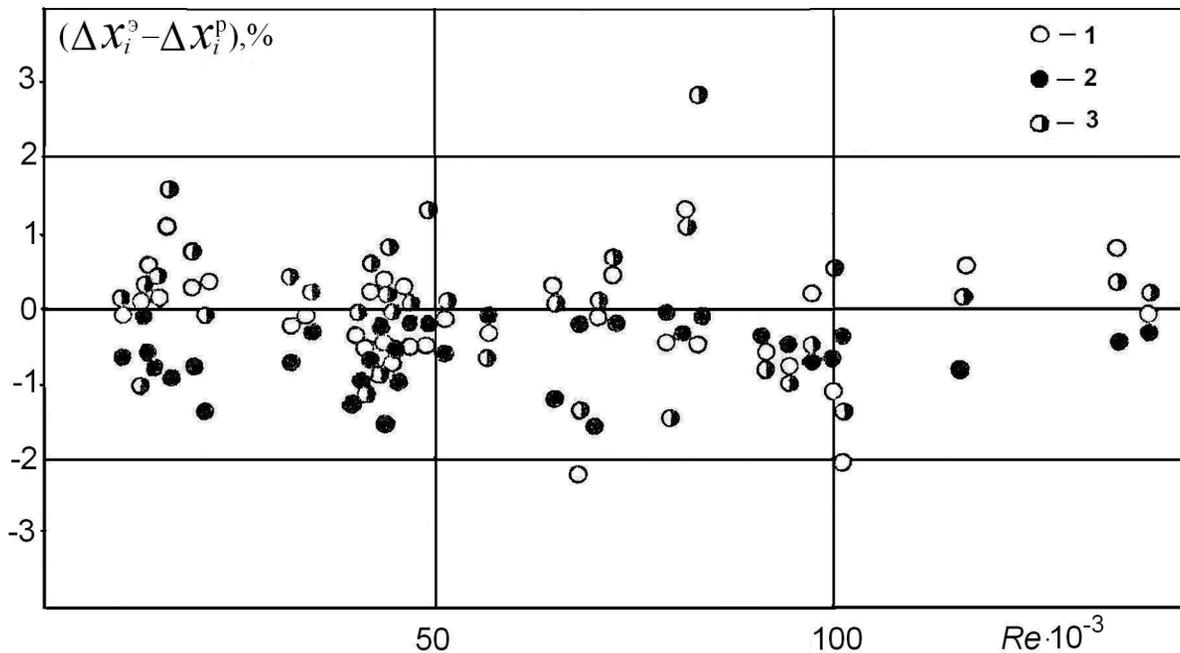


Рис. 2. Сравнение расчётных и опытных значений прироста энтальпии жидкости на обогреваемой длине в различных ячейках: 1 – центральная, 2 – боковая, 3 – угловая.

ральной ячейке, рассчитанный по предлагаемой методике. Здесь следует отметить, что методы фиксации начала кипения в перечисленных выше работах были различными. В частности, в работе [4] в качестве определяющего условия возникновения кипения принята стабилизация температурного режима обогреваемой поверхности, в работе [6] начало кипения фиксировалось визуально. В работах [7,9] методом γ – просвечивания определялся момент начала интенсивного парообразования по резкому увеличению истинного паросодержания.

Начало кипения в работе [8] определялось теоретически по условию достижения температуры стенки минимального уровня, достаточного для зарождения паровых пузырей.

Как видно из рис. 3, экспериментальные данные по началу кипения в “горячей” центральной ячейке удовлетворительно обобщаются формулами авторов [7,9] для начала интенсивного парообразования. Наилучшее согласование опытных и расчётных величин получено при использовании формулы Брантова В.Г. [9]:

$$x^3 - x_{\text{нк}} = \left[0,612 + 1,252 \frac{P}{P_{\text{кр}}} \right] \frac{33,75q}{(\rho W)^{0,812}}, \quad (12)$$

рекомендованной для течения в трубах в диапазоне параметров: давление $P = 2,94 \dots 14,7$ МПа; массовая скорость $\rho W = 400 \dots 3500$ кг/м²·с; плотность теплового потока $q = 0,4 \dots 4,5$ МВт/м². Сравнение всех опытных данных с результатами расчётов по последней формуле показано на рис. 4. Средние арифметическая и квадратичная ошибки при этом составили соответственно $\bar{\Delta}_n = +3,8\%$, $\sigma_n = 14,2\%$. Ниже будет показано, что кипение действительно начиналось прежде всего в центральных ячейках пучка. Это видно по характеру перераспределения параметров потока по ячейкам сразу после начала кипения воды в канале.

На первый взгляд представляется странным хорошее описание условий работы первых центров парообразования формулой для начала интенсивного парообразования. Сказанное можно объяснить тем, что течение жидкости в элементарной ячейке отличается от течения в трубе значительной турбулизацией потока, вызванной наличием в пучке стержней дистанционирующих решёток. То есть профиль температуры в ячейке пучка стержней ближе к профилю на участке стабилизации. Это означает, что при идентичной температуре стенки средняя температура потока

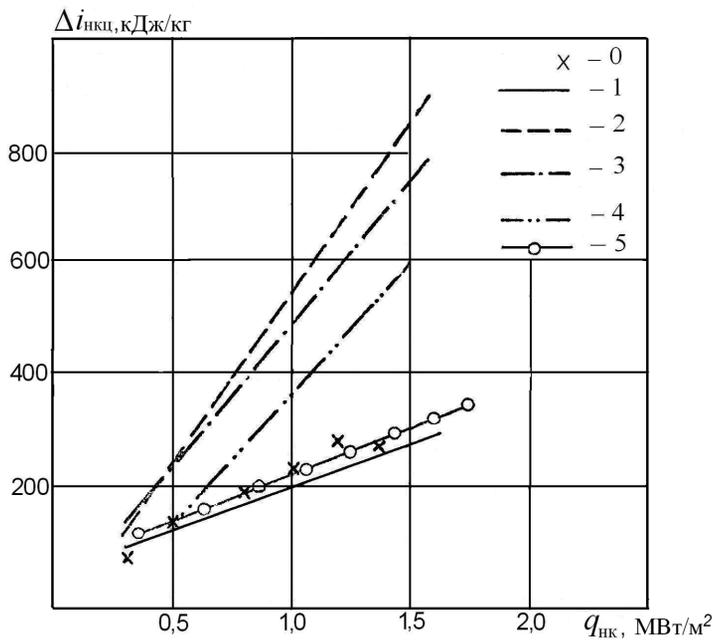


Рис. 3. Сопоставление опытных значений величины недогрева до начала кипения для режима $P = 6,0$ МПа, $\rho W_n = 750$ кг/м²·с с результатами расчётов: 0 – опытные значения, 1 – [7], 2 – [5], 3 – [8], 4 – [6], 5 – [9].

в ячейке выше, а недогрев меньше, чем у стабилизированного потока в трубе. К аналогичному выводу ранее пришли авторы работ [10,11], сопоставляя условия начала кипения в трубе и в пучке стержней.

На основании проведенного анализа экспериментальных данных можно предложить следующую методику расчёта условий начала кипения в пучках стержней, учитывающую неравномерность распределения теплогидравлических параметров по сечению каналов. Прежде всего по разработанной методике рассчитывается распределение массовой скорости и энтальпии потока по элементарным ячейкам пучка. Затем по полученным значениям массовой скорости и энтальпии в элементарных ячейках с учётом результатов расчётов по формуле (9) определяются условия начала кипения в сборке.

Определение по предлагаемой методике условий начала кипения в пучке стержней, исследованных авторами [10], показало удовлетворительное согласование опытных и расчётных величин. Угловая ячейка рассматриваемой сборки, судя по результатам расчётов, была самая “го-

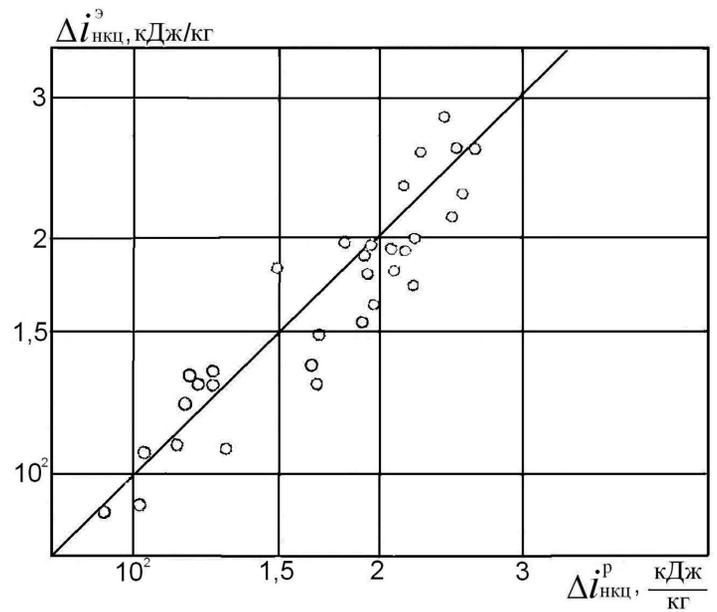


Рис. 4. Сопоставление массива опытных данных по величине недогрева до начала кипения с результатами расчётов по формуле (12).

рячая”. Закономерно, что кипение в экспериментах начиналось на периферийных стержнях. Средние арифметическая и квадратичная ошибки определения $\Delta i_{нк}^э$ для массива данных (исключая, согласно критерию Шовене [12], три экспериментальные точки) составили соответственно $\bar{\Delta}_n = + 5,6\%$, $\sigma_n = + 19,6\%$. Здесь следует отметить, что недогрев жидкости в “горячих” ячейках меньше чем в среднем по пучку. То есть при идентичных абсолютных погрешностях измерений относительные ошибки определения $\Delta i_{нк}^э$ оказываются выше, чем определения $\Delta i_{нк}^р$.

Вывод

Предлагаемая расчётная методика удовлетворительно описывает данные настоящего исследования и результаты других авторов. Полученные результаты могут служить обоснованием использования местных характеристик потока при определении начала кипения в стержневых сборках.

ЛИТЕРАТУРА

1. Захаров С.В., Павлов Ю.М. Методика расчёта критической плотности теплового потока

при пузырьковом кипении жидкостей в каналах // Теплоэнергетика. – 2004. – № 3. – С. 72 – 77.

2. *Нигматулин Б.И., Мелихов О.И., Соловьёв С.Л.* Состояние и развитие отечественных системных теплогидравлических кодов для моделирования аварийных и нестационарных процессов на АЭС с ВВЭР // Теплоэнергетика. – 2001. – № 3. – С. 17 – 20.

3. *Бобков В.П., Смогалева И.П.* О точности описания различными кодами критических тепловых потоков в пучках стержней // Теплоэнергетика. – 2001 – № 3. – С. 21 – 28.

4. *Castellana F.S., Adams W.T., Casterline J.E.* Single-phase subchannel mixing in a simulated nuclear fuel assembly // Nucl. eng. and des. – 1974. – V. 26, № 2. – P.242 – 249.

5. *Тарасова Н.В., Орлов В.М.* Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при поверхностном кипении воды в кольцевых каналах. – В кн.: Конвективная теплопередача в двухфазном и однофазном потоке. – М.: Энергия. 1964. – С.162 – 187.

6. *Трещев Г.Г.* Число центров парообразования при поверхностном кипении. – В кн.: Конвективная теплопередача в двухфазном и однофазном потоке. – М.: Энергия, 1964. – С.118 – 129.

7. *Истинные объёмные паросодержания при течении пароводяной смеси в каналах различной формы/ Отчёт инв. № Б029812. ЭНИН, науч. рук. Миропольский Э.Л., – М.: 1969. – 189 с.*

8. *Чернобай В.А.* О начале пузырькового кипения при вынужденном движении жидкости/ Рукопись деп. в ВИНТИ, №2998-71 Деп. – К.: 1971. – 8 с.

9. *Брантов И.Г.* Истинное объёмное паросодержание и кризис теплообмена в трубах. – Автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук – М.: МЭИ, 1975. – 23 с.

10. *Теплообмен и гидравлическое сопротивление в пучках ТВЕЛ кассет ВВЭР / Отчёт арх. № 8433. – М.: ВТИ, 1970. – 46 с.*

11. *Барулин Ю.Л., Коньков А.С., Леонтьев А.И., Тарасова Н.В.* Экспериментальное исследование теплообмена и гидравлического сопротивления на моделях тепловыделяющих сборок реактора ВВЭР. – В кн. Проблемы создания и эксплуатации электростанций. – Труды ВТИ. – 1977. – Т.11. – С.214 – 220.

12. *Шенк Х.* Теория инженерного эксперимента. – М.: Мир, 1972. – 381 с.

Получено 15.08.2008 г.

УДК 536.24

**ВАСИЛЬЕВ Л.Л.,
ЖУРАВЛЁВ А.С., ШАПОВАЛОВ А.В.**

Институт тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова НАН Беларуси

ТЕПЛООБМЕН ПРИ ПАРООБРАЗОВАНИИ В ПОРИСТОЙ ТЕПЛОВЫДЕЛЯЮЩЕЙ СТЕНКЕ КОЛЬЦЕВОГО МИНИ-КАНАЛА

Наведено результати експериментального дослідження теплообміну при випаровуванні пропану у простому покритті горизонтальної труби та при її обтіканні двофазним потоком за умов кільцевого міні-зазору шириною до 2 мм.

Представлены результаты экспериментального исследования теплообмена при испарении пропана в пористой покрытии горизонтальной трубы и при ее обтекании двухфазным потоком в условиях кольцевого мини-зазора шириной до 2 мм.

We present the results of experimental investigation of heat transfer at propane evaporation in the porous coating of a horizontal pipe and at its flow about with a two-phase mixture under conditions of annular mini-gap of width up to 2 mm.