

А.Ф. Круг, Ю.А. Кузма-Кичта, А.С. Комендантов, В.В. Глазков

Московский энергетический институт (технический университет), Россия

ОБОБЩЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ ПО КРИТИЧЕСКИМ ТЕПЛОВЫМ НАГРУЗКАМ ПРИ ЗАКРУТКЕ ПОТОКА

АННОТАЦИЯ

В работе рассмотрены данные по критическим тепловым нагрузкам для закрученных с помощью ленты потоков теплоносителя в трубах для отрицательных и положительных паросодержаний [1-10]. Проведено обобщение рассмотренных опытных данных по критическим тепловым нагрузкам при закрутке потока.

1. ВВЕДЕНИЕ

Gambill и др. [1] исследовали кризис теплообмена в трубах, однородно нагреваемых путём непосредственного пропускания переменного тока. Опыты проведены в диапазоне параметров: $p = 0.1 \div 3.7$ МПа, $x = -0.34 \div 0$, $d = 3.5 \div 10$ мм, $\rho W = 4340 \div 39000$ кг/(м²·с), $L_H/d = 6.6 \div 88$ мм. Закрутка потока осуществлялась скрученной лентой, коэффициент закрутки менялся в диапазоне $y = 2.1 \div 12$. Рабочий участок - горизонтальная труба, на выходе и входе которой регистрировались давление и температура потока. Наступление кризиса теплообмена регистрировалось по показаниям термомпар, установленных по длине рабочего участка. Отмечено, что интенсивность теплоотдачи в трубе с закрученным потоком можно увеличить за счет шероховатости поверхности нагрева. Предложено уравнение для расчета критической тепловой нагрузки.

Viskanta R. [2] исследовал кризис теплообмена в трубах со вставками из спиральной ленты. Опыты для трубы со скрученной лентой с $y = 5$ проведены при $\rho W = 680 \div 2710$ кг/(м²·с), давлении $p = 13.8$ МПа, $x = -0.06 \div 0$, $d = 8$ мм, однородном нагреве на относительной длине $L_H/d = 57.6$ мм. Труба изготовлена из нержавеющей стали и расположена вертикально.

Koski J.A. и Groessman C.D. [3] исследовали кризис теплообмена при одностороннем нагреве трубы с $d = 7.6$ мм, $L_H/d = 5.2$. В трубе установлена закрученная лента с $y = 2$. Труба охлаждалась недогретым потоком воды. Опыты проведены в диапазоне $\rho W = 2870 \div 9490$ кг/(м²·с) при $x = -0.27$ и $p = 1.1$ МПа.

Оводков А.А. [4] исследовал кризис теплообмена при неоднородном нагреве горизонтальной трубы с закруткой потока воды и без закрутки в диапазонах $\rho W = 200 \div 3020$ кг/(м²·с), $p = 0.1 \div 0.8$ МПа, $x = -0.14 \div 0$, $L_H/d = 4.4$, $K_c = 2.5 \div 5.5$ - коэффициенте неоднородности подводимой тепловой нагрузки q_{\max}/\bar{q} . Рабочий участок - толстостенная медная труба длиной 50 мм с наружным диаметром 21 мм и внутренним диаметром 8 мм. Закрутка потока осуществлялась с помощью ленты с $y = 3.5$. В

опытах измерялись распределение температуры стенки и ее пульсаций по периметру трубы, пульсации давления. Данные измерений использованы для решения обратной задачи теплопроводности. В результате найдены распределения $T_c(\varphi)$, $\alpha(\varphi)$, $q_c(\varphi)$ по поверхности охлаждения. В работе показано, что в диапазоне $q_{\max}/\bar{q} = 2.5 \div 5.5$ критическая тепловая нагрузка не зависит от неоднородности распределения $q_c(\varphi)$. При $\rho W \sim 3000$ кг/(м²·с) и закрутке потока $q_{кр}$ повышается в 1,5 раза. На основании полученных данных предложено уравнение для расчета критической тепловой нагрузки.

Gaspari G.P и Cattadori G.[5] исследовали кризис теплообмена при течении недогретой воды в трубе с закрученной лентой в условиях неоднородного нагрева на относительной длине $L_H/d = 10 \div 20$ мм. Труба изготовлена из нержавеющей стали, расположена горизонтально и нагревается за счет пропускания тока. Внутренний диаметр трубы равен $d = 8; 10; 15$ мм, $y = 1$ и 2 , $\rho W = 5000 \div 14500$ кг/(м²·с), $p = 2.5 \div 3.6$ МПа, $x = -0.32 \div -0.22$. В случае закрученного потока критическая тепловая нагрузка повышается в 2,1 раза.

Kinoshita H. и др. [6] исследовали кризис теплообмена при течении недогретой воды в трубе с закрученной лентой в условиях неоднородного нагрева. Труба изготовлена из нержавеющей стали с переменной по периметру толщиной и нагревается за счет пропускания постоянного тока; $d = 6$ мм, $y = 3.47; 2.67$, $L_H/d = 17$, $\rho W = 5000 \div 9000$ кг/(м²·с), $p = 0.6 \div 1.5$ МПа, $x = -0.24 \div -0.12$. Повышение критической тепловой нагрузки в случае закрученного потока объясняется чередованием развития и разрушения пузырькового пограничного слоя.

Araji M. и др. [7] исследовали кризис теплообмена в трубах со вставками из спиральной ленты. Опыты для трубы со скрученной лентой проведены при $\rho W = 4000 \div 20000$ кг/(м²·с), $p = 1.0 \div 1.5$ МПа, $x = -0.33 \div -0.25$. Вертикальная труба с $L_H/d = 22.9$, $d = 7$ мм, $y = 3$ изготовлена из нержавеющей стали и нагревалась на половине периметра.

Raffray A.R., Schlosser J. и др. [8] исследовали кризис теплообмена и гидравлическое сопротивление в трубах со вставками из спиральной ленты, с винтовой нарезкой и пористым покрытием с $d = 10, 14, 18$ мм, $L_H/d = 5.5 \div 11.5$. Опыты для труб со вставками из скрученной ленты проведены при $\rho W = 3000 \div 16000$ кг/(м²·с) и давлении $p = 1 \div 3.7$ МПа, $x = -0.45 \div -0.13$, относительном шаге закрутки $y = 2$. Для расчета критической тепловой нагрузки предложено уравнение.

Дедов А. В. [9] исследовал кризис теплообмена при кипении закрученного потока недогретой воды в горизонтальном канале с односторонним нагревом на $L_H/d = 1.75$ в диапазоне параметров $p = 0.7 \div 1.5$ МПа, $\rho W = 540 \div 8800$ кг/(м²·с), $x = -0.4 \div -0.2$, $y = 3.5$. В работе показано, что так же, как это обнаружено ранее в работе А. А. Оводкова [4], односторонний нагрев приводит к существенно неравномерному распределению плотности теплового потока и температуры стенки по внутреннему периметру трубы. Согласно полученным данным увеличение давления отрицательно влияет на критическую тепловую нагрузку.

Кисина В.И., Леонтьев А.И. [10] исследовали кризис теплообмена и гидравлическое сопротивление в горизонтальных и вертикальных трубах с винтовыми вставками при течении пароводяной смеси в диапазоне $\rho W = 500 \div 2800$ кг/(м²·с), $p = 4.9 \div 20.11$ МПа, $x = 0.22 \div 0.945$. Внутренний диаметр исследованных труб составлял 8 ÷ 20 мм, относительный шаг закрутки $H/d = (10 \div 43.75)$. Винтовые вставки представляли собой скрученные по спирали стальные ленты, толщина которых составляла 0.4 мм. Пароводяная смесь, подаваемая на вход экспериментального участка, получалась дросселированием пара сверхкритических параметров. Обогрев трубы осуществлялся за счет непосредственного пропускания постоянного тока. Температура стенки участка измерялась хромель-алюмелевыми термопарами, установленными по длине трубы на наружной поверхности. Максимальное значение $q_{кр}$ при закрутке потока в исследованных условиях больше, чем $q_{кр}$ в гладкой трубе на 30 %. Закрутка потока приводит к «затягиванию» кризиса теплообмена до более высоких паросодержаний. Значение $x_{кр}$ увеличивается от 0.4 до 0.8. В работе предложена формула для расчета критической тепловой нагрузки для труб с винтовыми вставками.

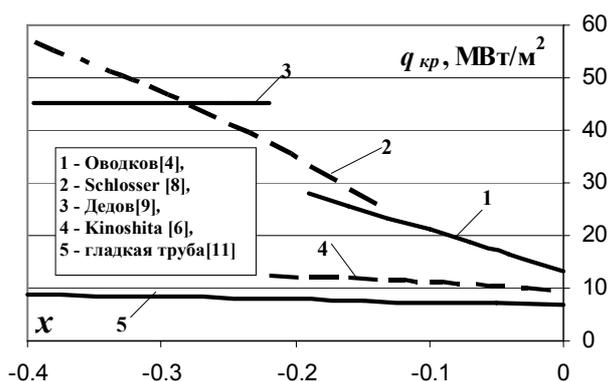


Рис. 1. Сравнение результатов расчета $q_{кр}$ по различным зависимостям при $p = 1$ МПа, $\rho W = 3000$ кг/(м²·с), $d = 8$ мм, $L_H = 100$ мм, $y = 2$

На рис. 1 показано сопоставление уравнений, предложенных разными авторами для расчета критической тепловой нагрузки при закрутке потока в области отрицательных паросодержаний. Как видно, наблюдаются сильное количественное и качественное различия, что обуславливает поиск методов обобщения опытных данных.

2. УРАВНЕНИЕ ДЛЯ КРИТИЧЕСКОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ ПРИ ЗАКРУТКЕ ПОТОКА НА ОСНОВЕ ОБОБЩЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

2. УРАВНЕНИЕ ДЛЯ КРИТИЧЕСКОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ ПРИ ЗАКРУТКЕ ПОТОКА НА ОСНОВЕ ОБОБЩЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

В работе обобщены данные по критическим тепловым нагрузкам при закрутке потока в области отрицательных паросодержаний в следующих диапазонах параметров: $0.1 < p < 13.8$ МПа, $1.75 < L_H/d < 88$, $1 < y < 12.3$, $200 < \rho W < 39000$ кг/м²·с, $-0.45 < x < 0.9$. При обобщении данных получено уравнение (1), результаты расчета по которому, представлены на рис. 2, 3:

$$q_{кр} = 0.034 \cdot (\rho W)^n \cdot k_x k_l k_y,$$

$$\text{где } n = \sqrt{0.026 \cdot (1-x)^{1/4} \cdot \lg(\rho W)};$$

$$k_l = 1 + \frac{0.4}{\sqrt{L_H/d}}; \quad k_y = \sqrt{1 + 3.6/y};$$

$$k_x = \left[1.4 + 1.7 \cdot (1-x)^2 \right]^{2.25};$$

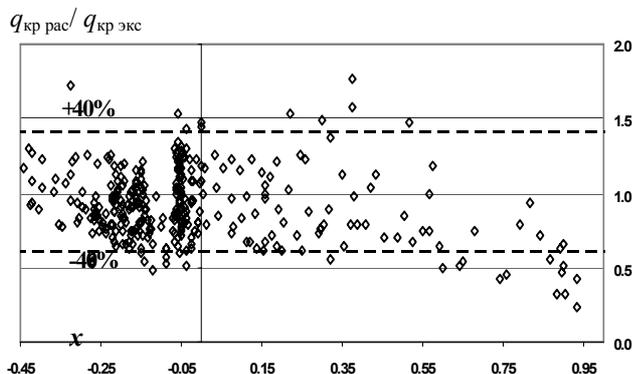


Рис. 2. Отношение критической тепловой нагрузки, рассчитанной по (1), к полученной в опытах в зависимости от x

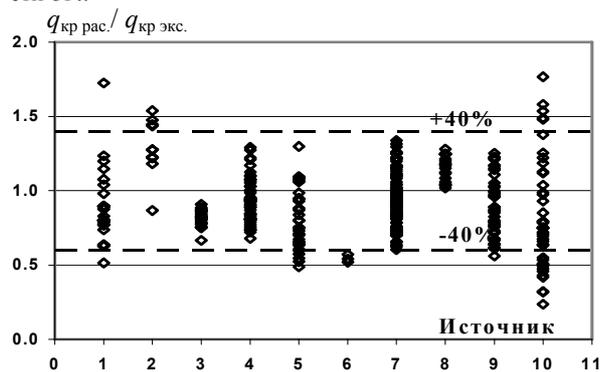


Рис. 3. Отношение критической тепловой нагрузки, рассчитанной по (1), к полученной в опытах, для рассмотренных исследований: 1 – Gambill [1]; 2 – Viskanta ($x < 0$) [3]; 3 – Araki [7]; 4 – Schlosser [8], 5 – Оводков [4]; 6 – Koski [2], 7 – Cattadori [5]; 8 – Kinoshita [6]; 9 – Viskanta ($x > 0$) [3]; 10 – Кисина [10]

Уравнение (1) описывает 90% точек массива рассмотренных данных по критическим тепловым нагрузкам с разбросом $\pm 40\%$.

3. ОБОБЩЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ ПО КРИТИЧЕСКИМ ТЕПЛОВЫМ НАГРУЗКАМ ПРИ ЗАКРУТКЕ ПОТОКА В ОБЛАСТИ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ И ПОЛОЖИТЕЛЬНЫХ ПАРСОДЕРЖАНИЙ

В данном разделе обработаны данные рассмотренных исследований по критическим тепловым нагрузкам для закрученных с помощью ленты потоков теплоносителя в диапазонах массового паросодержания $-0.45 < x < 0.9$; давления $0.101 < p < 18$ МПа; относительной длины нагрева $1.75 < L_H/d < 250$, коэффициента закрутки $1 < y < 12.3$, массовой скорости $200 < \rho W < 39000$ кг/(м²·с).

Исходя из [13], полагалось, что $q_{кр}$ в исследуемом диапазоне параметров зависит от величины среднеквадратичных турбулентных пульсаций массовой скорости по нормали к стенке $\langle \rho W'_n \rangle$, тем самым от массовой скорости вдоль поверхности, т.е. $\rho W(1 + \pi^2/4y^2)^{0.5}$. Можно предположить, что при $\rho W \rightarrow 0$, $\langle \rho W'_n \rangle \rightarrow \rho W_0 \neq 0$. Величина ρW_0 от текущего значения массовой скорости и других параметров зависит слабо и определяется флуктуациями скорости среды, которые порождают всплывающие пузыри вблизи поверхности. По порядку величина, $\rho W_0 = \rho W^*$, где W^* – скорость всплытия пузырей в приповерхностном слое, и является слабо падающей функцией давления. Как показывают экспериментальные данные, $W^* \sim 0.015$ м/с.

Во внимание принималось, что при кипении вблизи стенки образуется пузырьковый слой. Наличие пузырьков изменяет граничные условия для жидкости. В целом можно ожидать уменьшения коэффициента гидравлического сопротивления и определяемой им интенсивности турбулентных пульсаций массовой скорости.

Интенсивность турбулентных пульсаций там, где имеет место кризис кипения, будет зависеть от длины участка L_b , на котором возник пузырьковый слой. На интенсивность массопереноса основное влияние оказывают, по всей видимости, вихри из т.н. энергетической области, имеющие характерный масштаб $\lambda \sim d$ [15]. Для этих вихрей механизмом гибели является распад на вихри меньшего размера (т.н. гипотеза Колмогорова) без существенного вязкого затухания. Наличие пузырькового слоя у поверхности, экранирующего стенки, делает задачу подобной затуханию вихревых движений в турбулентном следе, которое происходит приблизительно как $\sim 1/L^{2/3}$. Экспериментально зафиксировано [14], что при начале кипения интенсивность пульсаций температуры стенки снижается в несколько раз. Авторы [16], рассматривая двухфазные потоки в гладких трубах, обнаружили, что гидравлические потери в двухфазном потоке падают по сравнению с однофазным течением при массовых скоростях $\rho W > 2400$ кг/(м²·с). Поэтому уравнение для критической тепловой нагрузки учитывает длину участка L_b , на котором возник пузырьковый слой. В результате, для критической тепловой нагрузки было получено выражение:

$$q_{кр} = \frac{\left(\rho W_0 + \rho W \cdot \sqrt{1 + \frac{\pi^2}{(2y)^2}} \right) \cdot r^*}{500 \cdot \sqrt{\frac{L_b}{d_0}}} \quad (2)$$

При отрицательных паросодержаниях $x < 0$ полагается, что $r^* = (1-x) \cdot r$, где r – теплота парообразования, МДж/кг. При $x > 0$: $r^* = r$, $\rho W = \rho W_{eff}$.

Длина L_b определялась по следующему алгоритму: Интенсивное парообразование при кипении с недогревом [18] начинается при паросодержании $x_b = -17(q/\rho W r)(\rho W d/\mu)^{0.2}$. Для малых отрицательных x это соответствует длине экранированного участка канала $L_s/d = 4.25(\rho W(1 + \pi^2/4y^2)^{0.5} d/\mu)^{0.2}$. В случае, если реальная длина канала $L_H > L_s$, принималось $L_b = L_s$. В противоположном случае полагалось $L_b = L_H$.

В случае $x > 0$ и $L_H > L_s$, полагалось $L_b = L_s + x d \rho W(1 + \pi^2/4y^2)^{0.5} r/4q$, где q определялся по ур. (2) при $L_b = L_s$. Для $x > 0$ вместо массовой скорости ρW всюду подставлялась ее эффективная величина: $\rho W_{eff} = \rho W(1-x)$. Масштаб длины участка экранировки в ур. (2) был выбран $d_0 = 8$ мм; значение константы $\rho W_0 = 8000$ кг/м²·с получено путем подбора. Безразмерный множитель 500 выбран из соображений удобства.

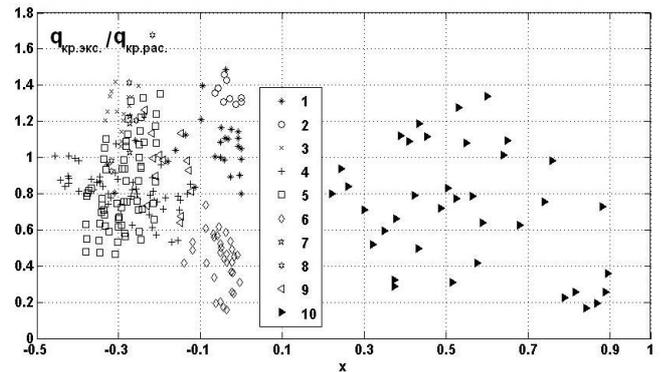


Рис. 4. Отношение критической тепловой нагрузки, полученной в опытах, к расчетной по (2), в зависимости от x : 1 – Gambill [1]; 2 – Viskanta [3]; 3 – Araki [7]; 4 – Schlosser [8]; 5 – Дедов [9]; 6 – Оводков [4]; 7 – Koski [2]; 8 – Cattadori [5]; 9 – Kinoshita [6]; 10 – Кисина [10]

Как обнаружено, 80 % экспериментальных точек при нормировке по выражению (2) укладывается в диапазон ± 40 %.

4. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ОБОБЩЕНИЯ

Обобщение опытных данных различных исследований затруднено тем, что эксперименты проводились на различных установках и “индивидуальные” особенности каждой установки зачастую учесть невозможно. Так, например, данные Gambill [1] для закрученного потока демонстрируют неоднозначную зависимость критической тепловой нагрузки от давления. Опытные данные А.В. Дедова [9] получены на коротком рабочем участке ($L_H/d = 1.9$) и свидетельствуют о сильной зависимости критической тепловой нагрузки от давления. Согласно

другим работам влияние давления на критическую тепловую нагрузку либо не проявляется, либо зависимость слабая, но противоположного знака Kinoshita [6]. Примерно тоже самое можно сказать о влиянии массовой скорости и недогрева жидкости. Кроме того, в ряде работ отмечено влияние неоднородности нагрева на критическую тепловую нагрузку. С уменьшением длины участка нагрева значение $q_{кр}$ возрастает. При низких массовых скоростях возрастает погрешность определения критической тепловой нагрузки, поэтому разброс данных различных исследований увеличивается.

Часть данных получена для горизонтальных труб. Как показывает обобщение экспериментальных данных [17], для горизонтальных труб, при массовых скоростях $\rho W < 1500$ кг/(м²·с), эффекты, связанные с естественной конвекцией могут приводить к двукратному снижению критических тепловых нагрузок.

Этими причинами на наш взгляд можно объяснить достаточно большое отклонение опытных данных от полученных зависимостей, составляющее для большей части точек $\pm 40\%$.

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Существующие опытные данные и расчетные рекомендации демонстрируют различные тенденции влияния основных параметров на критическую тепловую нагрузку при закрутке потока. Проведено обобщение существующих опытных данных по критическим тепловым нагрузкам при закрученных потоках и получены два уравнения. Уравнение (1) получено при обработке данных по критическим тепловым нагрузкам при отрицательных паросодержаниях, уравнение (2) получено при обработке опытных данных как в области отрицательных, так и положительных паросодержаний.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, грант № 05-08-01254.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

q – тепловая нагрузка, МВт/м² ;
 p – давление, Па;
 ρW – массовая скорость потока, кг/(м²·с);
 x – массовое паросодержание на выходе из трубы;
 d – диаметр трубы, мм;
 y – коэффициент закрутки потока (шаг закрутки ленты на $180/d$);
 W – скорость потока, м/с;
 L_H – длина участка нагрева трубы, мм;
 L_b – длина участка, на котором возник пузырьковый слой, мм.
 Индексы:
 $кр.$ – критический;
 $рас.$ – расчетный;
 $экс.$ – экспериментальный.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Gambill W.R., Bundy R.D., Wansbrough R.W.** Heat transfer, burnout and pressure drop for water in swirl flow through the tubes with internal twisted tapes // Chemical engineering progress symposium series. 1961. Vol. 57.N 32. P. 127-137.
2. **R. Viskanta**, Critical Heat Flux for water in swirling flow // Nuclear Science Engineering. 1961. 10. 202-203.
3. **Koski J.A., Groessman C.D.** Critical heat flux Investigations for fusion-relevant conditions with water the use of a rastered electron beam apparatus // ASME Paper 88-WA/NE-3. 1988.
4. **Оводков А.А.** Экспериментальное исследование влияния закрутки потока на кризис теплообмена при неоднородном нагреве и разработка расчетных рекомендаций: Автореф. дисс.... канд. техн. наук. М.: МЭИ, 1990.
5. **Gaspari G.P., Cattadori G.** Subcooled flow boiling in tubes with and without turbulence promoters. // 3World Conference on Experimental Heat Transfer, Honolulu, Oct.31–Nov.5, 1993.
6. **Kinoshita H., Nariai H., Inasaka F., Yoshida T.** Study on the Mechanism of Critical Heat Flux Enhancement for the Subcooled Flow Boiling in Tube with Internal Twisted Tape under Non-Uniform Heat Condition // Jap. Soc. Mec. Eng. B.- 1996.- V.- 62.- N. 596.- P. 1459-1466.
7. **Critical-heat-flux** experiment on the screw tube under one-sided-heating conditions / Araki M. et al. // Fusion Technology. 1996. 29. 519-528.
8. **Boscary J., Fabre J. and Schlosser J.** Critical heat flux of water subcooled flow in one-side heated swirl tubes. // Int. J.Heat Mass Transfer. 1999.42. 287.
9. **Дедов А. В.** Экспериментальное исследование теплообмена и критических тепловых нагрузок при кипении в закрученном потоке недогретой воды при одностороннем нагреве: Автореф. дисс.... канд. техн. наук. М.: МЭИ, 2000.
10. **Кисина В.И., Леонтьев А.И.** Кризис теплообмена с винтовыми вставками // Теплоэнергетика 2005. Сдана в печать.
11. **Петухов Б. С., Генин Л. Г., Ковалев С. А.** Теплообмен в ЯЭУ. М.: Энергоатомиздат, 1986.
12. **Кузма-Кичта Ю. А.** Методы интенсификации теплообмена: Учебное пособие. М.: МЭИ, 2001.
13. **Ягов В.В., Пузин В.А.** Кризис теплообмена при вынужденном течении недогретой жидкости // Теплоэнергетика. 1985. №10. С. 52-54.
14. **Савкин Н.Н., Комендантов А.С., Кузма-Кичта Ю.А., Бурдуини М.Н.** Исследование влияния пористого покрытия на характеристики начала кипения в трубе // ИФЖ. 1990. Т.58. № 5. С. 808-813.
15. **Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М.** Гидродинамика. М.: Наука. 1986. 736 с.
16. **A Research Program in Two-Phase Flow** (сб. отчетов CISE) Milano. January.1963.
17. **Интенсификация** тепло- и массообмена в энергетике / Б.Д. Дзюбенко, Ю.А. Кузма-Кичта, А.М. Кутепов и др. М.: ФГУП ЦНИИАТОМИНФОРМ, 2003. 232 с.
18. **Molochnikov Yu.S., Batashova G.N., Michailov V.N., Solodkii V.A.** Generalization of void fraction experimental data for subcooled water boiling // Thermal Engineering. 1982. №7. P. 47 (in rus.).