

Проблемы валидации исходного аварийного события Чернобыльской катастрофы

С позиций анализа влияния режима начала кипения теплоносителя в начальный момент возникновения Чернобыльской аварии на дальнейший характер ее развития выполнена валидация известных расчетных зависимостей, которые используются в RELAP-5 и других современных компьютерных кодах для прогнозирования теплогидравлических аномалий такого типа. Показано, что в настоящее время эффективность применения современных компьютерных кодов для определения режима начала кипения в водоохлаждаемых ядерных реакторах неудовлетворительна. Рассмотрена расчетная методика для повышения точности прогнозирования этой опасной теплогидравлической аномалии в реакторных каналах.

Ключевые слова: Чернобыльская катастрофа, исходное аварийное событие, теплофизические проблемы.

Г. І. Шараєвський

Проблеми валидації вихідної аварійної події Чернобыльської катастрофи

З позицій аналізу фізичного впливу режиму початку кипіння теплоносія в початковий момент виникнення Чернобыльської аварії на подальший характер її розвитку виконано валидацію відомих розрахункових залежностей, що використовуються в RELAP-5 та інших сучасних комп'ютерних кодах для прогнозування теплогидравлічних аномалій такого типу. Показано, що у теперішній час ефективність застосування сучасних комп'ютерних кодів для визначення режиму початку кипіння у водоохолоджувальних ядерних реакторах не є задовільною. Розглянуто розрахункову методику для підвищення точності прогнозування цієї небезпечної теплогидравлічної аномалії в реакторних каналах.

Ключові слова: Чернобыльська катастрофа, вихідна аварійна подія, теплофізичні проблеми.

© Г. И. Шараевский, 2016

В настоящее время можно считать окончательно установленным [1–3], что исходным аварийным событием, которое инициировало последовавший за ним разгон на мгновенных нейтронах канального водоохлаждаемого графитового ядерного реактора (ЯР) типа РБМК-1000 на Чернобыльской АЭС, стало неконтролируемое штатными техническими средствами систем внутриреакторного контроля (СВРК), не предусмотренное на этапе проектирования исполнительных органов системы управления и защиты (СУЗ), надежно не определяемое расчетным путем и, кроме того, неизвестное оперативному персоналу энергоблока начало кипения (НК) в нижней части активной зоны (АкЗ) реактора. В связи с изложенным следует подчеркнуть, что и сегодня, по прошествии трех десятилетий, минувших после запроектной аварии на энергоблоке № 4 ЧАЭС, ключевые теплофизические вопросы зарождения и катастрофического развития исходного аварийного теплогидравлического события, которым явилось именно НК теплоносителя на поверхности твэлов, продолжают оставаться проблемными и не могут быть решены на основе существующих подходов. Комплексному анализу фундаментальных вопросов определения НК в водоохлаждаемых ЯР и посвящена настоящая статья.

Заметим, что, помимо реакторов РБМК, определяющим с точки зрения обеспечения эксплуатационной безопасности ядерных энергоблоков теплофизическим процессом в водоохлаждаемых энергетических реакторах типа ВВЭР режим НК теплоносителя на теплоотдающей поверхности твэлов является потенциально опасной эксплуатационной аномалией, которая подлежит оперативному обнаружению. Однако именно вследствие специфических нейтронно-физических особенностей реактора РБМК и конструкции его СУЗ возникновение режима НК в конкретных теплогидравлических условиях приобрело фатальный характер. Как известно, в практике проектирования и эксплуатации ядерных энергетических установок (ЯЭУ) в качестве основного инструментального средства оценки теплогидравлического состояния АкЗ применяются современные компьютерные теплогидравлические расчетные коды (ТГРК). Вместе с тем, наряду с необходимостью надежного расчетного определения условий НК в ЯР, в ряде случаев эксплуатационному персоналу ядерного энергоблока необходимы оперативная диагностическая информация не только о факте НК в конкретной части АкЗ ЯР, но и оперативные данные о положении (аксиальной координате) сечения закипания теплоносителя по высоте соответствующей тепловыделяющей сборки (ТВС). Эти данные нужны не только для оценки распределения паросодержания и коэффициента реактивности по высоте парогенерирующего канала (ПК), но и для обеспечения возможности контроля ряда эксплуатационных параметров, важных для безопасности РУ, таких, например, как запас до кризиса теплоотдачи в ТВС. Кроме того, для оптимального проектирования АкЗ, а также обеспечения современных стандартов безопасности для действующих и перспективных образцов ЯЭУ с ЯР некипящего и кипящего типа, при теплогидравлических расчетах необходимы надежные, экспериментально подтвержденные и обоснованные сведения о плотности теплового потока $q_{НК}$, соответствующей режиму НК и соотносящейся с нижней границей пузырьковой структуры двухфазного парожидкостного потока в кипящем канале. Очевидно также, что эти данные важны и для оценки гидравлического сопротивления на экономайзерном и кипящем участках ПК.

В контексте изложенного заслуживает особого внимания тот факт, что указанное исходное аварийное событие произошло в течение первых пяти секунд с момента начала движения поглощающих стержней при срабатывании аварийной защиты АЗ-5, задействованной с целью остановки ЯР. Результатом последовавшего за вскипанием теплоносителя запроектного развития аварийного переходного процесса и стали следующие, стремительно развивавшиеся в течение первых десятков секунд, начальные этапы Чернобыльской ядерной катастрофы: а) разгон реактора на мгновенных нейтронах; б) кризис теплоотдачи 2-го рода на поверхности твэлов; в) парциркулиевая реакция; г) водородный взрыв и разрушение всего реакторного отделения. Как известно [1], реакторные установки (РУ) типа РБМК, особенно первого поколения (реакторы именно этого поколения были установлены на энергоблоках ЧАЭС), характеризуются высоким значением положительного парового коэффициента реактивности (до $5\beta_{эфф}$) и, соответственно, недопустимо низким с точки зрения обеспечения ядерной безопасности оперативным запасом реактивности. Известно также, что непосредственно перед аварией на энергоблоке № 4 его РУ находилась в нерегламентном, причем чрезвычайно уязвимом для ее безопасности состоянии. Это состояние характеризовалось: а) недостаточным оперативным запасом реактивности, составлявшим 8 стержней вместо минимально допустимых 30 (такой регламент, однако, был введен уже после аварии); б) близким к нулевому входным недогревом теплоносителя, что способствовало его быстрому вскипанию при перемещении в нижнюю часть АкЗ графитовых вытеснителей стержней СУЗ; в) потенциально опасным для ЯР РБМК низким уровнем тепловой мощности (6–7 % номинальной). Таким образом, именно не предусмотренный регламентом эксплуатации предаварийный теплофизический процесс в РУ (НК теплоносителя при срабатывании АЗ-5), в сочетании с неблагоприятными ядерно-физическими условиями и эксплуатационными характеристиками РБМК-1000, стал исходным событием наиболее тяжелой из имевших место в атомной энергетике катастроф.

Известно [2, 3], что потенциальная опасность неконтролируемого перехода режима теплосъема в АкЗ ВВЭР от конвективной теплоотдачи на поверхности твэлов сначала к пузырьковому кипению, а затем и к его пленочной форме (т. е. к кризису теплоотдачи 1-го рода) обуславливает необходимость обнаружения НК. Вместе с тем нельзя не отметить и материаловедческий аспект проблемы обнаружения вскипания теплоносителя в водоохлаждаемых ЯР. Как свидетельствует ряд экспериментальных исследований, причиной разрушения оболочек твэлов в области НК могут стать усталостные напряжения, возникающие в их материале при температурных пульсациях, которые связаны с испарением микрослоя в основании парового пузыря [4–6]. Так, было установлено [7], что в области начала пузырькового кипения на теплоотдающей поверхности возникают пульсации температуры стенки определенной частоты и амплитуды, зависящие от плотности теплового потока q , массовой скорости ρw двухфазного потока теплоносителя, а также от длины кипящего участка. Исследования показали, что при фиксированной массовой скорости потока частота этих пульсаций тем выше, чем больше плотность теплового потока. Кроме того, существует предположение, что сокращение эксплуатационного ресурса кипящей поверхности нагрева в области НК является следствием разрушения на ней защитных гидроокисных пленок,

что обусловлено действием микрогидравлических ударов, возникающих при деградации паровых пузырей в условиях недогретого кипения. Это также подтверждается в ряде работ (например, [3]), где в области перехода от конвекции к развитому кипению обнаружено разрушение теплоотдающей поверхности теплового имитатора твэла в условиях, когда запас до критической плотности теплового потока (КТП) был еще весьма значителен.

В контексте задач, связанных с важным для безопасности требованием оперативного определения режима НК в АкЗ энергетических ЯР, представляется необходимым выполнить анализ существующих подходов к определению НК на поверхности твэлов и использования эмпирических расчетных зависимостей, которые обычно применяются для расчетного определения этого важного эксплуатационного параметра. Вместе с тем, следует подчеркнуть, что практическое использование рассматриваемых далее эмпирических зависимостей для определения $q_{НК}$ в практике эксплуатации РУ наталкивается на ряд нерешенных проблем. Последние связаны, в первую очередь, с невозможностью контроля в условиях реальных АкЗ ряда важнейших расчетных параметров (например, величины ρw в характерных теплогидравлических ячейках ТВС ЯР). Вполне очевидно, что при отсутствии надежной оперативной информации об этих параметрах выполнение достоверное расчетное определение условий вскипания теплоносителя в АкЗ ЯР не представляется возможным.

Данные систематизации различных концептуальных подходов и методов различных авторов, имевших целью получение эмпирических формул для расчета $q_{НК}$, рассматриваются далее.

При течении жидкости в обогреваемом канале в зависимости от плотности теплового потока и других режимных параметров по длине могут наблюдаться, кроме конвекции, различные режимы кипения — от пузырькового до пленочного [1, 4]. При достаточно высоких тепловых нагрузках кипение в условиях недогрева пристенного слоя может возникнуть и в том случае, если температура основной массы жидкости $t_{ж}$ ниже температуры насыщения t_s . Такой вид кипения носит название *поверхностного* (или *кипения с недогревом*). Очевидно, что температура греющей поверхности (температура стенки) t_c в этих условиях превышает t_s . На рис. 1, представленном по данным [8], изображено изменение характера зависимости тепловой нагрузки q от t_c по мере роста температуры стенки. Согласно приведенной диаграмме, в теплогидравлических условиях, когда температура стенки ниже температуры насыщения t_s , соотношение между t_c и тепловым потоком q определяется линией 1, соответствующей режиму вынужденной конвекции. С ростом теплового потока температура стенки растет, достигая температуры начала кипения $t_{НК}$, при которой на стенке образуется пар. Процесс парообразования способствует некоторому росту интенсивности теплоотдачи, и в этом случае кривая $q(t_c)$ располагается выше линии 1. Показательно, что при росте t_c и q кривой кипения присущи следующие характерные особенности ее последующей динамики: во-первых, в ПК она располагается выше кривой кипения в большом объеме (первый вариант поверхностного кипения, кривая 3); во-вторых, она может пересекать указанную кривую (второй вариант, кривая 4); в-третьих, возможен еще один случай перехода кривой 1 в кривую кипения, который соответствует точке их пересечения. Очевидно, что с ростом температуры стенки кривые 3 и 4 трансформируются в кривую 2.

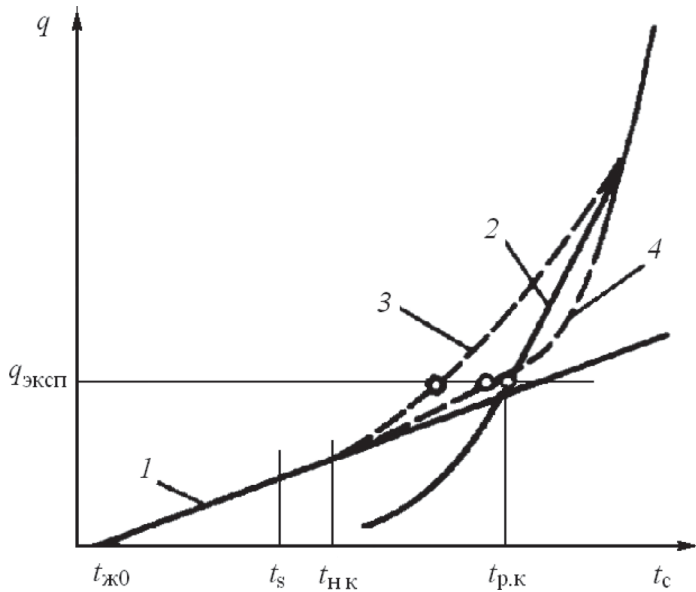


Рис. 1. Характер изменения температуры стенки при переходе от вынужденной конвекции к поверхностному кипению: 1 — вынужденная конвекция; 2 — кривая кипения в большом объеме; 3 — первый вариант поверхностного кипения; 4 — второй вариант поверхностного кипения; точки соответствуют значениям температуры стенки для каждого из возможных вариантов хода кривой поверхностного кипения

При кипении с недогревом паровые пузыри, генерируемые на теплоотдающей поверхности и растущие в пограничном слое, в последующем, попадая в холодное ядро, конденсируются [3, 4]. При этом кипение у стенки сочетается с конвекцией однофазной жидкости и с процессом конденсации пара на границе кипящего пограничного слоя жидкости и холодного ядра. В таких условиях интенсивность парообразования на поверхности теплоотдачи определяется величиной перегрева жидкости, а процесс конденсации обуславливается недогревом жидкости до температуры насыщения. Физически размер области, на которую распространяется возмущающее действие парообразования, определяется недогревом жидкости и уровнем тепловой нагрузки. Характерно, что в условиях глубоких недогревов процесс кипения фактически локализован в узкой пристенной области, непосредственно примыкающей к поверхности нагрева. При этом, как показывают результаты экспериментальных исследований, в условиях недогретого кипения испарение перегретого пристенного слоя жидкости происходит преимущественно в основание зародившегося парового пузыря, а процесс конденсации испарившегося теплоносителя осуществляется при росте парового образования в более холодной верхней части его купола, приводя в конечном итоге к схлопыванию и завершению одного цикла существования такой паровой ассоциации без ее отрыва от поверхности кипения. Напротив, при малых недогревах паровые пузыри, растущие в пределах достаточно протяженного перегретого пристенного слоя, испытывают динамическое воздействие движущегося в ПК теплоносителя и отрываются от стенки, конденсируясь в последующем в более холодном ядре потока.

Развитым поверхностным кипением является процесс генерации паровой фазы в условиях недогрева, для которого температура поверхности нагрева практически не зависит от массовой скорости и температуры жидкости, т. е.

определяется лишь тепловой нагрузкой. Начало развитого поверхностного кипения можно определить приближенно из уравнения [9]

$$\Delta t_{p.k} = t_s - t_{ж} = q/\alpha_{конв} - q/\alpha_{кип}, \quad (1)$$

где $\alpha_{конв}$, $\alpha_{кип}$ — коэффициенты теплоотдачи при конвекции и кипении.

Очевидно, однако, что такое приближенное определение соответствует упомянутому упрощенному первому варианту хода кривой поверхностного кипения. На самом деле наблюдается взаимное влияние этих двух режимов теплоотдачи, которое заложено в зависимостях, предложенных в [10, 11], и, строго говоря, следует учитывать, что граница должна соответствовать более высоким значениям тепловой нагрузки, как следует из рис. 1. Иногда за такую границу принимают сечение интенсивной генерации пара и определяют ее по следующим предложенным в [12] и уточненным в [13] формулам:

$$x_{p.k} = -0,0022q \cdot d \cdot c_p / (\lambda_{ж} r); \quad Re = \rho w \cdot d \cdot c_p / \lambda_{ж} < 7 \cdot 10^4; \\ x_{p.k} = -145q / (\rho w \cdot r); \quad Re \geq 7 \cdot 10^4, \quad (2)$$

где $x_{p.k}$ — относительная энтальпия потока; ρw — массовая скорость; d — эквивалентный диаметр канала; c_p , $\lambda_{ж}$, r — теплоемкость, теплопроводность жидкости и удельная теплота парообразования соответственно.

Однако при таком определении условие независимости температуры стенки от ρw и $t_{ж}$ не удовлетворяется.

Надежное определение температуры стенки t_c при кипении в каналах и трубах важно как с точки зрения эффективной эксплуатации энергетического оборудования, так и для обеспечения его безопасной работы.

Практический интерес представляет сопоставление температуры стенки, рассчитанной с использованием программного комплекса КОРСАР, в котором для определения коэффициента теплоотдачи α использована модель Дж. Чена [10], с полученными по другим методикам расчетными значениями.

Корреляции по теплоотдаче при кипении, построенные на базе модели Дж. Чена, широко используются в современных ТГРК и, в частности, в одном из наиболее распространенных — RELAP-5. Данная модель применяется как для кипения в условиях насыщения, так и в условиях недогрева (поверхностное кипение).

Формула Дж. Чена для теплоотдачи при кипении построена на базе теоретической зависимости Форстера—Зубера для кипения в большом объеме, полученной в 1955 году [14]. К. Форстер и Н. Зубер построили модель роста пузырька в предположении, что основной фазой, определяющей интенсивность теплообмена, является начальная фаза роста пузырька, а не его движение в момент отрыва. Следует отметить, что при использовании упомянутого соотношения значение показателя степени n в степенной зависимости $q \approx \Delta t^n$ близко к 2. Вместе с тем в большинстве более поздних степенных расчетных зависимостей это значение близко к 3. Однако такая величина в большей степени характерна для высоких тепловых нагрузок в сочетании со значительным недогревом, что показано, например, в [15, 16]. В то же время для относительно небольших тепловых нагрузок зависимость коэффициента теплоотдачи (или теплового потока) от Δt является более крутой, чем это следует из формулы Дж. Чена.

Выведенная из теоретических посылок, она довольно громоздка, что делает ее не слишком удобной для практического применения. Для иллюстрации этого указанную в [10] зависимость целесообразно привести полностью:

$$\alpha = \alpha_{\text{мик}} S \left[\min \left(1, \frac{t_c - t_s}{t_c - t_{\text{ж}}} \right) \right] + \alpha_{\text{мак}} F. \quad (3)$$

Здесь первое слагаемое описывает процесс теплоотдачи путем микроконвекции, вызванной движением пузырьков, которые образуются при кипении в пристенном слое ($\alpha_{\text{мик}}$) с учетом снижения микроконвекции при росте скорости движения двухфазной смеси (функция подавления кипения S). Второе слагаемое описывает вклад макроконвекции в теплообмен при кипении двухфазного потока ($\alpha_{\text{мак}}$) с учетом улучшения макроконвекции в двухфазной смеси (функция интенсификации конвекции F).

Указанные величины могут быть рассчитаны с использованием соотношений, приведенных в [17]:

$$\alpha_{\text{мик}} = 0,00122 \frac{\lambda_{\text{ж}}^{0,79} c_{\text{рж}}^{0,45} \rho_{\text{ж}}^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_{\text{ж}}^{0,29} \rho_{\text{п}}^{0,24} \rho_{\text{н}}^{0,24}} (t_c - t_s)^{0,24} (p_{\text{нж.с}} - p)^{0,75};$$

$$\alpha_{\text{мак}} = 0,023 (\overline{\text{Re}})_m^{0,8} \left(\frac{c_{\text{рж}} \mu_{\text{ж}}}{\lambda_{\text{ж}}} \right)^{0,4} \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d};$$

$$(\overline{\text{Re}})_m = 10^{-4} \frac{\rho_{\text{ж}} |w_{\text{ж}}| (1 - \varphi) d}{\mu_{\text{ж}}} F^{1,25};$$

$$F = 1,0; \quad X_{\text{н}}^{-1} \leq 0,10;$$

$$F = 2,35(X_{\text{н}}^{-1} + 0,213)^{0,736}; \quad 100 > X_{\text{н}}^{-1} > 0,10;$$

$$X_{\text{н}}^{-1} = \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{п}}} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_{\text{ж}}}{\mu_{\text{н}}} \right)^{0,1} - \text{параметр Локкарта—}$$

Мартинелли;

$$S = \left[1 + 0,12 (\overline{\text{Re}})_m^{1,14} \right]^{-1}; \quad (\overline{\text{Re}})_m < 32,5;$$

$$S = \left[1 + 0,42 (\overline{\text{Re}})_m^{0,78} \right]^{-1}; \quad 32,5 < (\overline{\text{Re}})_m < 70,$$

где $\rho_{\text{ж}}$, $c_{\text{рж}}$, $\lambda_{\text{ж}}$, $\mu_{\text{ж}}$ — плотность, теплоемкость, теплопроводность и динамический коэффициент вязкости жидкости, соответственно; $\rho_{\text{п}}$, $\mu_{\text{п}}$ — плотность и динамический коэффициент вязкости пара; t_s , t_c — температуры насыщения (при давлении p в потоке) и стенки канала; d — эквивалентный диаметр канала; $p_{\text{нж.с}}$ — давление насыщения, соответствующее температуре стенки; φ — истинное объемное паросодержание двухфазной смеси; $w_{\text{ж}}$ — скорость жидкости.

Использование подобных формул может быть оправдано лишь в том случае, если они обеспечивают высокую точность, что, как указывалось выше, в действительности наблюдается далеко не всегда. В свое время это отметил один из авторов зависимости, положенной в основу формулы Дж. Чена, — Н. Зубер. Таким образом, использование

полного вида этой формулы для тепловых расчетов в ТГРК в настоящее время нецелесообразно ввиду существования значительного разброса данных по тепловому потоку начала кипения, обусловленного вероятностной физической природой генерации паровой фазы [3].

При этом следует учитывать ряд рассматриваемых далее принципиальных замечаний, которые касаются применения в современных компьютерных ТГРК формулы Дж. Чена. Прежде всего, используемый в ней коэффициент (функция подавления кипения) S фактически не отражает реального воздействия вынужденного движения на процесс генерации паровой фазы. Кроме того, связанный с параметром S множитель F также не может рассматриваться в качестве адекватной характеристики реальной физики влияния скорости двухфазного потока на теплоотдачу.

Указанные множители не содержат в явном виде важнейшую величину, определяющую взаимодействие кипения и вынужденной конвекции, — тепловую нагрузку q . В то же время влияние этого параметра косвенно учитывается в выражениях для температуры стенки канала и истинного паросодержания. Поэтому более удобны интерполяционные зависимости, часть которых приводится далее. Если считать скорость вынужденного движения достаточно малой, при которой вкладом конвекции можно пренебречь, то допустимо рассматривать только часть формулы Дж. Чена, определяющую теплоотдачу при кипении.

С целью уточнения возможности адекватного применения формулы Дж. Чена в ТГРК, выполнена сравнительная расчетная оценка получаемых значений коэффициентов теплоотдачи при различных вариантах учета влияния определяющих физических условий. Как показывают экспериментальные данные, представленные в [3, глава 5], энтальпия начала закипания и другие определяющие параметры этого режима в центральной теплогидравлической ячейке модельной семистержевой ТВС существенно ниже соответствующих значений, которые регистрируются в цилиндрических каналах. Более подробно указанные отличия планируется рассмотреть в дальнейших публикациях. Коэффициенты теплоотдачи, рассчитанные по формуле Дж. Чена ($\alpha_{\text{чен}}$) и по скорректированной для случая кипения в каналах формуле В. М. Боришанского ($0,7\alpha_{\text{Бор}}$), а также значения теплового потока, рассчитанные для этих двух случаев ($q_{\text{чен}}$, $q_{\text{ЦКТИ}/0,7}$), приведены в табл. 1. Кроме того, в указанной таблице даны значения тепловых потоков, рассчитанные по линейной зависимости [18]

$$q_{\text{лин}} = A\Delta t - B \quad (4)$$

с коэффициентами A и B , адаптированными для воды в зависимости от давления [19] и умноженными на поправочный коэффициент 0,7 (по аналогии с формулой для коэффициента теплоотдачи), что позволяет существенно упростить расчет температуры стенки канала при кипении. В формуле (4) и табл. 1 через Δt обозначен температурный напор. В последнем столбце табл. 1 приведены экспериментальные данные из [20—24].

Из таблицы следует, что в области высоких давлений диапазон тепловых нагрузок несколько шире, чем это требуется для расчета теплоотдачи при кипении в реакторе ВВЭР. Однако вследствие учета достаточно широкого диапазона значений q можно сделать следующие выводы:

для относительно невысоких тепловых нагрузок часть формулы Дж. Чена, определяющая теплоотдачу при кипении, дает существенно заниженные результаты;

Таблица 1. Расчетные параметры теплоотдачи в кипящем канале по формуле Дж. Чена и зависимостям других авторов

p , МПа	$\Delta t = t_c - t_s$, К	$\alpha_{\text{Чен}}$, кВт/(м ² ·К)	$0,7\alpha_{\text{Бо}}$, кВт/(м ² ·К)	$q_{\text{Чен}}$, кВт/м ²	$q_{\text{ЦКТИ}/0,7}$, кВт/м ²	$q_{\text{лин}}$, кВт/м ²	$0,7q_{\text{лин}}$, кВт/м ²	$q_{\text{экс}}$, кВт/м ²
0,1	10	—	—	—	—	—	—	—
	20	15,9	21,8	318	436	585	410	350
	30	22,8	53,8	684	1614	1170	820	1000
0,5	10	—	—	—	—	—	—	—
	20	27,8	46,8	456	936	830	580	800
	30	41,3	116,0	1240	3490	1540	1080	1600
3,0	10	40,0	32,3	400	323	815	570	900
	20	83,6	162,0	1672	3640	2340	1640	1700
7,0	10	56,8	168,0	568	1680	1 860	1300	1200

при высоких нагрузках формула Дж. Чена дает достаточно адекватные результаты, в то время как результаты расчета по формуле из [17] не могут считаться достаточно корректными;

наилучшее совпадение расчетных и экспериментальных данных во всем диапазоне изменения теплового потока наблюдается при использовании скорректированной линейной зависимости (4).

Несмотря на сделанные замечания относительно корректности учета ряда физических факторов в формуле Дж. Чена (3), приведенный результат подтверждает правомерность ее использования в ТГРК. Кроме того, одним из преимуществ ее использования можно считать учет влияния паровой фазы на теплоотдачу с применением общепринятых теплогидравлических параметров, которые обычно используются в гидравлических расчетах. При этом погрешность в расчете составляющей пузырькового кипения является несущественной в области относительно невысоких значений тепловой нагрузки при определяющем влиянии конвективной составляющей теплового потока.

Таким образом, на основании изложенного можно сделать следующее заключение: использование в современных ТГРК формулы Дж. Чена в исходном виде нецелесообразно ввиду ее сложной структуры и отсутствия заметного выигрыша в точности. Далее оценим возможности повышения точности ее использования, а также быстротействия вычислительных процедур для ее реализации.

В этой связи следует учитывать, что в [8], кроме корреляции Дж. Чена для определения температуры стенки при кипении с недогревом, использованы также интерполяционная формула ЦКТИ [25] и методика, рассмотренная в [26].

Зависимость из [25] имеет вид

$$q = \sqrt{q_{\text{конв}}^2 + q_{\text{кип}}^2}, \quad (5)$$

где $q_{\text{конв}} = \alpha_{\text{конв}}(t_c - t_j)$; $q_{\text{кип}} = \alpha_{\text{кип}}(t_c - t_s)$; $\alpha_{\text{конв}}$ рассчитывается при числах Рейнольдса $Re = w_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} d / \mu_{\text{ж}} > 10^4$ по формуле $\alpha_{\text{конв}} = \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d} 0,023 (\overline{Re})^{0,8} Pr^{0,4}$; $Pr = \frac{c_{\text{рж}} \mu_{\text{ж}}}{\lambda_{\text{ж}}}$ — модифицированное число Прандтля.

Далее рассмотрены два подхода к расчету теплоотдачи при кипении в соответствии с соотношениями

$\alpha_{\text{кип}} = \alpha_{\text{Бо}}$ и $\alpha_{\text{кип}} = 0,7\alpha_{\text{Бо}}$. При этом для определения коэффициента теплоотдачи для условий кипения в большом объеме $\alpha_{\text{Бо}}$ использована формула В. М. Боришанского

$$\alpha_{\text{Бо}} = 4,34 q^{0,7} (p^{0,14} + 1,37 \cdot 10^{-2} p^2) = C \cdot q^{0,7},$$

где p — давление, МПа.

В соответствии с указанными подходами выражения для искомой температуры стенки, далее обозначаемой соответственно как $t_{\text{ЦКТИ}}$ и $t_{\text{ЦКТИ}}/0,7$, имеют вид

$$t_c = t_j + q_{\text{кип}}^{0,3} / C, \text{ если } \alpha_{\text{кип}} = \alpha_{\text{Бо}}, \quad (6)$$

$$t_c = t_j + q_{\text{кип}}^{0,3} / 0,7C, \text{ если } \alpha_{\text{кип}} = 0,7\alpha_{\text{Бо}}, \quad (7)$$

где $q_{\text{кип}} = \sqrt{q^2 - \alpha_{\text{конв}}^2 (t_c - t_j)^2}$.

Для условий поверхностного кипения с недогревом в соответствии с методикой [26] рекомендуется определять температуру стенки ПК как суперпозицию удельных тепловых потоков в соответствии с подходом работы [11]

$$q = q_{\text{конв}} + q_{\text{кип}}, \quad (8)$$

где при расчете $\alpha_{\text{конв}}$ вместо известного значения числового коэффициента 0,023 используется значение 0,019, а величина $\alpha_{\text{кип}}$ определяется на основании суммарного теплового потока q и соответствует значению $\alpha_{\text{Бо}}$. В результате температура стенки ПК определяется соотношением

$$t = \frac{q + \alpha_{\text{конв}} t_j + \alpha_{\text{кип}} t_s}{\alpha_{\text{конв}} + \alpha_{\text{кип}}}. \quad (9)$$

Для оценки эффективности рассматриваемого подхода был проведен цикл расчетных исследований применительно к условиям экспериментальных исследований (методика и результаты последних представлены в [21–24]). Результаты расчетных исследований приведены на рис. 2 и 3.

Из рис. 2 следует, что при использовании каждой из рассматриваемых расчетных методик относительная погрешность определения температуры стенки при поверхностном кипении в ПК сопоставима с точностью эксперимента. Исследованы следующие диапазоны режимных параметров: давления $p = 0,6 \dots 1,7$ МПа; тепловых потоков $q = 0,5 \dots 6$ МВт/м²; входных недогревов $\Delta T_{\text{нед}}^{\text{вх}} = 5 \dots 95$ К;

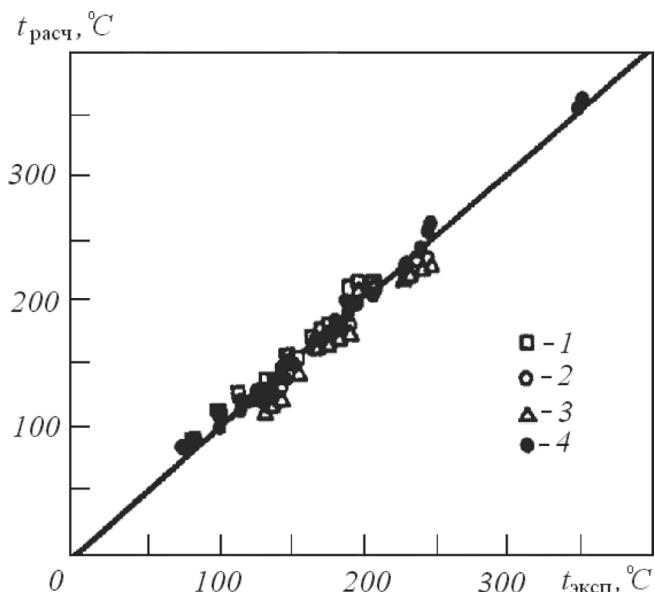


Рис. 2. Сравнение расчетных и экспериментальных значений температуры стенки ПК при кипении с недогревом:
1–4 – экспериментальные данные различных авторов

скорости $w = 0,5 \dots 3,8$ м/с. Показательно, что расчеты по формулам (6) и (9) дают преимущественно заниженные по сравнению с экспериментальными значения температуры стенки.

Данные, представленные на рис. 3, подтверждают факт существования различных физических механизмов протекания поверхностного кипения. Кроме того, они свидетельствуют о том, что в рассмотренном диапазоне тепловых нагрузок относительная погрешность расчетных формул (6) и (9) растет по мере уменьшения давления. При этом данные расчета по методике Дж. Чена достаточно хорошо коррелируются с результатами эксперимента именно в области перехода от конвекции к развитому кипению. Однако по мере роста тепловой нагрузки расчет по этой методике дает все более завышенные (по сравнению с экспериментальными) значения t_c . В то же время значения температуры стенки, рассчитанные по формуле (7), являются заниженными по сравнению с экспериментальными значениями, хотя и достаточно близкими к ним. Кроме того, по мере роста давления (см. рис. 3, б) относительная погрешность определения t_c уменьшается, а расчетные значения t_c , полученные по данным различных авторов, сближаются.

Отметим, что методика [26] проста в использовании и позволяет достичь приемлемой точности в области поверхностного кипения. Вместе с тем, она не позволяет использовать ее в области преобладания конвективной составляющей теплового потока вследствие заниженного числового коэффициента, используемого при расчете $\alpha_{\text{конв}}$. С этих позиций указанная методика не может рассматриваться в качестве альтернативы формуле Дж. Чена.

С другой стороны, расчетная методика, основанная на формуле ЦКТИ (5), позволяет получить достаточно близкие к экспериментальным данным результаты во всем исследованном диапазоне режимных параметров. При этом использование коэффициента 0,7 для расчета величины $\alpha_{\text{кип}}$ приводит к получению несколько завышенных значений температуры стенки. Следует сказать,

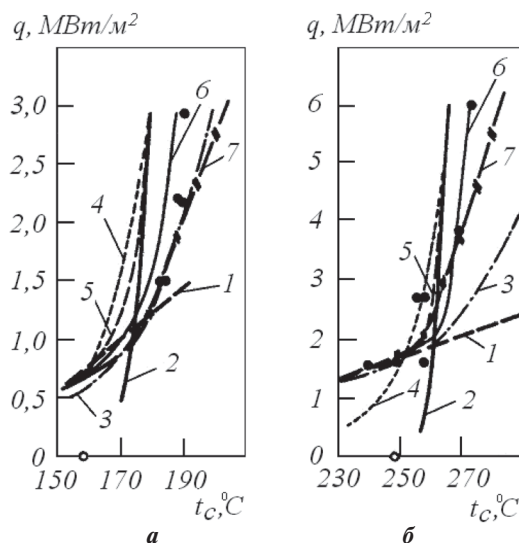


Рис. 3. Результаты расчета температуры стенки, выполненного по разным методикам для условий экспериментов [21–24]:

p , МПа: $a - 0,6$; $b - 4,1$;
 $\Delta T_{\text{нел}}^{\text{вх}}$, К: $a - 36,0$; $b - 92,5$;
 w , м/с: $a - 2,05$; $b - 2,22$;
 $d \cdot 10^3$, м: $a - 8,2$; $b - 15$;

1 – $q_{\text{конв}}$; 2 – $q_{\text{Бю}}$; 3 – $t_{\text{Чен}}$; 4 – $t_{\text{Крейт}}$ (формула (9)); 5 – $t_{\text{ЦКТИ}}$ (формула (6)); 6 – $t_{\text{ЦКТИ}/0,7}$ (формула (7)); 7 – $t_{\text{лин}}$; эксперимент:
○ – t_c ; ● – t_s

что данный коэффициент учитывает отличия условий процесса парообразования в трубах и каналах от условий кипения в большом объеме, однако различия получаемых при использовании каждого из двух рассмотренных подходов значений температуры стенки сопоставимы по величине с погрешностью эксперимента. Кроме того, нужно учитывать, что использованные в расчетах экспериментальные данные были получены в трубах достаточно малого диаметра (от 0,008 до 0,015 м). Как известно, физика кипения на стенке трубы существенно отличается от механизма генерации пара в большом объеме.

Введение коэффициента, приводящего к завышению расчетных значений температуры стенки, следует считать обоснованным также с учетом обеспечения безопасной эксплуатации твэлов, поскольку он позволяет получить некоторый запас теплогидравлической надежности АкЗ. Как следует из данных [3], существуют значительные отличия в величине энтальпии закипания и других параметров режима начала кипения в ТВС и цилиндрических каналах. Показательно, что различия этих параметров могут достигать сотен процентов, причем в наиболее теплонапряженной (центральной) теплогидравлической ячейке ТВС начало кипения наблюдается существенно раньше, чем при аналогичных условиях в трубах. В то же время, фактором, усложняющим реализуемые ТГРК расчеты с использованием данной корреляции, следует считать необходимость использования итерационных процедур в соответствии с формулами (6) и (7). Для устранения подобного недостатка целесообразно видоизменять второе слагаемое формулы (5) с помощью соотношения (4). При этом использование линейной зависимости $q(\Delta t)$ позволяет получить алгебраическое уравнение для определения t_c

$$q^2 = \alpha_{\text{конв}}^2 (t_c - t_{\text{ж}}) + [A(t_c - t_s) - B]^2. \quad (10)$$

Результаты расчетов по формуле (10), выполненных для всего рассматриваемого диапазона режимных параметров, также представлены на рис. 3. В расчетах использованы значения коэффициентов A и B , рекомендуемые нормативным документом [19]. Следует учитывать, что при входном недогреве $\Delta t = t_c - t_s < B/A$ плотность теплового потока $q_{\text{кип}}$ принималась равной нулю.

Выводы

Расчетные исследования, выполненные с целью валидации условий начала генерации паровой фазы в ПК, позволяют заключить, что эффективность применения современных ТГРК для оценки начала кипения в условиях недогрева принципиально может быть повышена на основе использования изложенной методики, которую следует рассматривать как альтернативу применяемому в настоящее время подходу, предполагающему использование корреляции Дж. Чена.

Список использованной литературы

1. *Теплофизика аварий ядерных реакторов*: Монография / А. А. Ключников, И. Г. Шараевский, Н. М. Фиалко, Л. Б. Зимин, Е. И. Шараевская. — Чернобыль : Ин-т проблем безопасности АЭС НАН Украины, 2012. — 528 с.
2. *Самойлов О. Б.* Безопасность ядерных энергетических установок / О. Б. Самойлов, Г. Б. Усынин, А. М. Бахметьев. — М. : Энергоатомиздат, 1989. — 279 с.
3. *Теплофизика безопасности атомных электростанций*: Монография / А. А. Ключников, И. Г. Шараевский, Н. М. Фиалко, Л. Б. Зимин, Г. И. Шараевский. — Чернобыль : Ин-т проблем безопасности АЭС НАН Украины, 2010. — 484 с.
4. *Толубинский В. И.* Теплообмен при кипении / В. И. Толубинский. — К. : Наук. думка, 1980. — 315 с.
5. *Jawurek H. H.* Simultaneous determination of microlayer geometry and bubble growth in nucleate boiling / Jawurek H. H. // Int. J. Heat and Mass Transfer. — 1969. — Vol. 12, No. 8. — P. 843–848.
6. *Hsu, S. T., and Schmidt, F. W.* Measured Variations in Local Surface Temperatures in Pool Boiling of Water // ASME J. Heat Transfer, 1961, 83, pp. 254–260.
7. *Abdelmessih A. N., Yin S. T.* An experimental investigation on incipient boiling oscillation of Freon-11 in forced convection: Pro. Condens. Pap. Two-Phase Flow and Heat Transfer Symp. — Workshop Fort Landerdale, Flj., 1976. — P. 203, 204.
8. *Агафонова Н. Д.* Сравнительный анализ зависимостей для расчета теплоотдачи при кипении с недогревом / Н. Д. Агафонова, М. А. Готовский, И. Л. Парамонова // Теплоэнергетика. — 2002. — № 2. — С. 48–53.
9. *Баттерворс Д.* Теплопередача в двухфазном потоке: Пер. с англ. / Д. Баттерворс, Г. Хьюитт. — М. : Энергия, 1980. — 256 с.
10. *Chen J.* A correlation of boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow // IEC Process Design Dev. — 1966. — Vol. 5. — P. 322–329.
11. *Берглес А. И.* Определение теплопередачи при поверхностном кипении в условиях принудительной конвекции / А. И. Берглес, В. М. Розенов // Теплопередача. — 1964. — Т. 86, № 3. — С. 83–93.
12. *Saha P., Zuber N.* Point of not vapour generation in subcooled boiling // Proc of 5-th Int. Heat Transfer Conf. — Tokio, 1974. — Vol. 4. — P. 47–53.
13. *Бартоломей Г. Г.* Энтальпия начала интенсивного парообразования / Г. Г. Бартоломей, В. Н. Михайлов // Теплоэнергетика. — 1987. — № 2. — С. 17–20.
14. *Forster K., Zuber N.* Dynamics of Vapor Bubbles and Boiling Heat Transfer // AIChE J. — 1955. — Vol. 4, No. 1. — P. 531–535.
15. *Gotovskiy M. A., Zeigarnik Yu. A.* On peculiarities of mechanism of boiling crisis in channels under high subcooling // Proc. 11th Int. Heat Transfer Conf. — Kyongju, Korea. — 1998. — Vol. 2. — P. 255–260.

16. *Готовский М. А.* Ядерная энергетика: Учебное пособие. — СПб. : СПбГТУРП, 2007. — 55 с.
17. *Кузнецов Ю. Н.* Теплообмен в проблеме безопасности ядерных реакторов / Ю. Н. Кузнецов. — М. : Энергоатомиздат, 1989. — 296 с.
18. *Адиутори Е. Ф.* Новые методы в теплопередаче / Е. Ф. Адиутори. — М. : Мир, 1977. — 228 с.
19. *РД 24.035,05–89.* Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС: Метод. указания. — Л. : НПО ЦКТИ, 1981.
20. *Celata G.P.* Critical Heat Flux in Subcooled Flow Boiling // Proc. 11th Int. Heat Transfer Conference. — Kyongju, Korea. — 1998. — Vol. 1. — P. 261–277.
21. *Тарасова Н. В.* Исследование теплоотдачи в трубе при кипении недогретой воды и пароводяной смеси / Н. В. Тарасова, А. А. Арманд, А. С. Коньков // Теплообмен при высоких тепловых нагрузках и других специальных условиях. — М. : Госэнергоиздат, 1959. — 136 с.
22. *Аладьев И. Т.* Экспериментальные данные по теплоотдаче при пузырьчатом кипении недогретой воды в трубах / И. Т. Аладьев, Л. Д. Додонов, В. С. Удалов // Конвективный и лучистый теплообмен. — М. : Изд-во АН СССР, 1960. — С. 233–255.
23. *Варшней Б. С.* Исследование интенсивности теплообмена при поверхностном кипении воды и нормального пропилового спирта в трубах: Автореф. дис... канд. техн. наук. — М.: МИХМ, 1964. — 21с.
24. *Аладьев И. Т.* Теплоотдача при кипении недогретой воды в трубах / И. Т. Аладьев, Л. Д. Додонов, В. С. Удалов // Исследование теплоотдачи к пару и воде, кипящей в трубах при высоких давлениях. — М. : Атомиздат, 1958. — С. 9–21.
25. *Обобщенная зависимость для расчета теплоотдачи при движении двухфазного потока в трубах и каналах* / В. М. Боришанский, А. А. Андреевский, Б. С. Фокин, М. А. Готовский // Достижения в области исследования теплообмена и гидравлики двухфазных потоков в элементах энергооборудования. — Л. : Наука, 1973. — 291 с.
26. *Крейт Ф., Блэк У.* Основы теплопередачи / Ф. Крейт, У. Блэк. — М. : Мир, 1983. — 512 с.

References

1. *Kliuchnikov, A.A., Sharaievskii, I.G., Fialko, N.M., Zimin, L.B., Sharaievskaya, E.I.* (2012), “Thermal Physics of NPP Accidents: Monograph” [Теплофизика аварии ядерных реакторов: Монография], Chernobyl, Institute for Safety Problems of Nuclear Power Plants, NASU, 528 p. (Rus)
2. *Samoilov, O.B., Usynin, G.B., Bakhmetiev, A.M.* (1989), “Safety of Nuclear Facilities” [Bezopasnost yadernykh energeticheskikh ustanovok], Moscow, Energoatomizdat, 279 p. (Rus)
3. *Kliuchnikov, A.A., Sharaievskii, I.G., Fialko, N.M., Zimin, L.B., Sharaievskii, G.I.* (2010), “Thermal Physics of NPP Safety: Monograph” [Теплофизика безопасности атомных электростанций: Монография], Chernobyl, Institute for Safety Problems of Nuclear Power Plants, NASU, 484 p. (Rus)
4. *Tolubinskii, V.I.* (1980), “Heat Exchange in Boiling” [Теплообмен при кипении], Kyiv, Naukova Dumka, 315 p. (Rus)
5. *Jawurek, H.H.* (1969), “Simultaneous Determination of Microlayer Geometry and Bubble Growth in Nucleate Boiling”, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 12, No. 8, pp. 843–848.
6. *Hsu, S.T. and Schmidt, F.W.* (1961), “Measured Variations in Local Surface Temperatures in Pool Boiling of Water”, ASME J. Heat Transfer, No. 83, pp. 254–260.
7. *Abdelmessih, A.N., Yin, S.T.* (1976), “An Experimental Investigation on Incipient Boiling Oscillation of Freon-11 in Forced Convection: Pro. Condens. Pap. Two-Phase Flow and Heat Transfer Symp”, Workshop Fort Landerdale, Flj., pp. 203–204.
8. *Agafonova, N.D., Gotovskii, M.A., Paramonova, I.L.* (2002), “Comparative Analysis of Dependencies to Calculate Heat Transfer in Boiling with Underheating” [Sravnitel'nyi analiz zavisimosti dlia raschiota teplootdachi pri kipenii s nedogrevom], Heat Power Engineering, No. 2, pp. 48–53. (Rus)

9. *Butterworth, D., Hewitt, G.* (1980), "Two-Phase Flow and Heat Transfer", Translated from English, Moscow, Energy, 256 p. (Rus)
10. *Chen, J.* (1966), "A Correlation of Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow", IEC Process Design Dev. Vol. 5, pp. 322–329.
11. *Bergless, A.I., Rozenov, V.M.* (1964), "Definition of Heat Transfer in Surface Boiling under Forced Convection" [Opredeleniie teploperedachi pri poverkhnostnom kipenii v usloviakh prinuditelnoi konveksii], Heat Transfer, Volume 86, No. 3, pp. 83–93. (Rus)
12. *Saha, P., Zuber, N.* (1974), "Point of Not Vapour Generation in Subcooled Boiling", Proc. of 5-th Int. Heat Transfer Conf., Tokio, Vol. 4, pp. 47–53.
13. *Bartolomei, G.G., Mikhailov, V.N.* (1987), "Enthalpy of Intensive Steam Formation" [Entalpiia nachala intensivnogo paroobrazovaniia], Heat Power Engineering, No. 2, pp. 17–20. (Rus)
14. *Forster, K., Zuber, N.* (1955), "Dynamics of Vapor Bubbles and Boiling Heat Transfer", AIChE J., Vol. 4, No. 1, pp. 531–535.
15. *Gotovsky, M. A., Zeigarnik, Yu. A.* (1988), "On Peculiarities of Mechanism of Boiling Crisis in Channels under High Subcooling", Proc. 11th Int. Heat Transfer Conf., Kyongju, Korea, Vol. 2, pp. 255–260.
16. *Gotovskii, M.A.* (2007), "Nuclear Engineering. Manual" [Yadernaia energetika. Uchebnoie posobiie], Saint Petersburg, State Technological University of Plant Polymers, 55 p. (Rus)
17. *Kuznetsov, Yu.N.* (1989), "Heat Transfer in Safety of Nuclear Reactor" [Teploobmen v probleme bezopasnosti yadernykh reaktorov], Moscow, Energoatomizdat, 296 p. (Rus)
18. *Adiutori, Ye.F.* (1977), "New Methods in Heat Transfer" [Novyie metody v teploperedache], Moscow, Mir, 228 p. (Rus)
19. *RD 24.035.05–89.* "Heat and Hydraulic Calculation of NPP Heat Exchange Equipment" [Teplovoi i gidravlicheskii raschiot teploobmennogo oborudovaniia AES], Methodological Instruction, NPO CKTI, 1981. (Rus)
20. *Celata, G.P.* (1998), "Critical Heat Flux in Subcooled Flow Boiling", Proc. 11th Int. Heat Transfer Conference, Kyongju, Korea, Vol. 1, pp. 261–277.
21. *Tarasova, N.V., Armand, A.A., Konkov, A.S.* (1959), "Research of Heat Transfer in Pipe during Boiling of Underheated Water and Steam-Water Mixture" [Issledovaniie teplootdachi v trube pri kipenii nedogretoi vody i parovodianoii smesi], Heat Exchange under High Heat Loads and Other Special Conditions, Moscow, Gosenergoizdat, 136 p. (Rus)
22. *Aladiev, I.T., Dodonov, L.D., Udalov, V.S.* (1960), "Experimental Data on Heat Transfer during Nucleate Boiling of Underheated Water in Pipes" [Eksperimentalnyie dannye po teplootdache pri puzyrchatom kipenii nedogretoi vody v trubakh], Convective and Radiant Heat Exchange, Moscow, AS USSR Publishing House, pp. 233–255. (Rus)
23. *Varshnei, B.S.* (1964), "Research of Heat Exchange Intensity in Surface Boiling of Water and Normal Propyl Alcohol in Pipes: Abstract of PhD Thesis" [Issledovaniie intensivnosti teploobmena pri poverkhnostnom kipenii vody i normalnogo propilovogo spirta v trubakh: Avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk.], Moscow, MICE, 21 p. (Rus)
24. *Aladiev, I.T., Dodonov, L.D., Udalov, V.S.* (1958), "Heat Transfer in Boiling of Underheated Water in Pipes" [Teplootdacha pri kipenii nedogretoi vody v trubakh], Research of Heat Transfer to Steam and Water Boiling in Pipes under High Pressure, Moscow, Atomizdat, pp. 9–21. (Rus)
25. *Borishanskii, V.M., Anrievskii, A.A., Fokin, B.S., Gotovskii, M.A.* (1973), "Generalized Dependence to Calculate Heat Transfer in Motion of Two-phase Flow in Pipes and Channels" [Obobshchionnaia zavisimost dlia raschiota teplootdachi pri dvizhenii dvukhfaznogo potoka v trubakh i kanalakh], Achievements in Research of Heat Exchange and Hydraulics of Two-Phase Flows in Power Equipment Components, Nauka, 291 p. (Rus)
26. *Kreit, F., Blek, U.* (1983), "Fundamentals of Heat Transfer" [Osnovy teploperedachi], Moscow, Mir, 512 p. (Rus)

Получено 27.01.2016.