

У ДК 629.12.03:621.039.534.25:536.24

ОСОБЕННОСТИ СОПРЯЖЕННОГО ТЕПЛООБМЕНА В МНОГОКОНТУРНЫХ СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ С ДВУХФАЗНЫМИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯМИ

Свириденко И.И.

Севастопольский национальный технический университет

Студгородок г. Севастополь, Украина, 99053

E-mail: pu508@sevcom.net

Рассматриваются результаты экспериментальных исследований процессов сопряженного теплообмена в модели системы охлаждения ядерной энергетической установки на основе ординарных и кольцевых низкотемпературных двухфазных термосифонов. Получены эмпирические и критериальные зависимости, описывающие теплоотдачу на сопряженных участках термосифонной системы теплосъема. Определено влияние термодинамического состояния сопряженных термосифонных контуров на эффективность теплопереноса.

Для повышения надежности и безопасности эксплуатации ядерного реактора при аварийных ситуациях, связанных с полным обесточиванием энергетической установки, необходимы такие пассивные системы расхолаживания, которые бы обеспечивали надежный длительный отвод остаточных тепловыделений при естественной циркуляции теплоносителей. В качестве теплопередающих устройств таких пассивных систем теплосъема возможно использование низкотемпературных двухфазных термосифонов (ДТС).

Термосифонное теплообменное оборудование в ряде случаев обеспечивает более эффективную теплопередачу, чем традиционное, обладает высокой компактностью, надежностью, разделением теплоносителей теплообменивающихся контуров и низким термическим сопротивлением. Поэтому целесообразно использовать термосифонные теплообменные аппараты (ТОА) в системах расхолаживания ядерных энергетических установок (ЯЭУ), где требования повышенной надежности, безопасности, эффективности и минимальных массогабаритных показателей являются определяющими. Движение теплообменивающихся сред в межтрубном пространстве таких теплообменников как в зоне испарения, так и в зоне конденсации ДТС, позволяет получить минимальное гидравлическое сопротивление по контуру внешнего теплоносителя и использовать его естественную циркуляцию, что дает возможность исключить насосы из системы и, следовательно, обеспечить надежность в аварийных ситуациях. Использование фазовых переходов в теплопередающих контурах с естественной циркуляцией промежуточного теплоносителя существенно интенсифицирует теплообмен.

процесс теплопереноса через каскад последовательно соединенных термосифонных контуров. На рисунке 1 изображена ее физическая модель, основными элементами которой являются: конвективный первый контур 1, промежуточный ординарный термосифон 2, промежуточный кольцевой термосифон 3, конвективный теплоотводящий контур 4. Стенка 5 разделяет полости последовательно соединенных ДТС и одновременно служит конденсатором для ординарного термосифона и испарителем – для кольцевого. Теплоподвод на участке осуществляется при конденсации в ординарном ДТС, теплоотвод – при кипении в кольцевом. Модель сопряженного участка приведена на рисунке 2.

Наличие сопряженного участка теплопереноса между двумя последовательно соединенными термосифонными контурами, взаимное влияние условий переноса и фазовых переходов в сопряженных термосифонных контурах существенно усложняет описание процесса теплопередачи. В [1] было предложено аналитическое решение системы уравнений, описывающих сопряженные процессы теплопереноса в рассматриваемой системе. Для подтверждения данного решения выполнены экспериментальные исследования термосифонной системы с визуализацией процессов в сопряженных контурах, результаты которых приводятся ниже.

Исследование теплообмена при конденсации в ординарном термосифоне показало, что характер этого процесса соответствует в основном положениям теории Нуссельта для конденсации на вертикальной поверхности. Существенное влияние на процесс конденсации ввиду сопряженности процессов переноса в ДТС оказало избыточное заполнение теплоносителем ($\Omega = 0,6$), принятое в целях предотвращения раннего наступления кризиса теплоотдачи в испарителе. Полученные в экспериментах средние коэффициенты теплоотдачи (рисунок 3) оказались примерно в 1,9...2,6 раза ниже соответствующих им значений, рассчитанных по зависимости Нуссельта с учетом поправки на волнообразование (в нашем случае число Рейнольдса для пленки жидкости $Re_{пл} = 90...130$). Такое снижение интенсивности теплоотдачи связано с увеличением толщины слоя жидкости, стекающей по стенкам конденсатора и соответствующим повышением его термического сопротивления. Режим развитого пузырькового кипения протекает настолько интенсивно, что при избыточном заполнении испарителя определенное количество жидкости вместе с паром постоянно выбрасывается в конденсатор К жидкой фазе, образуемой непосредственно в процессе конденсации, добавляется жидкость,

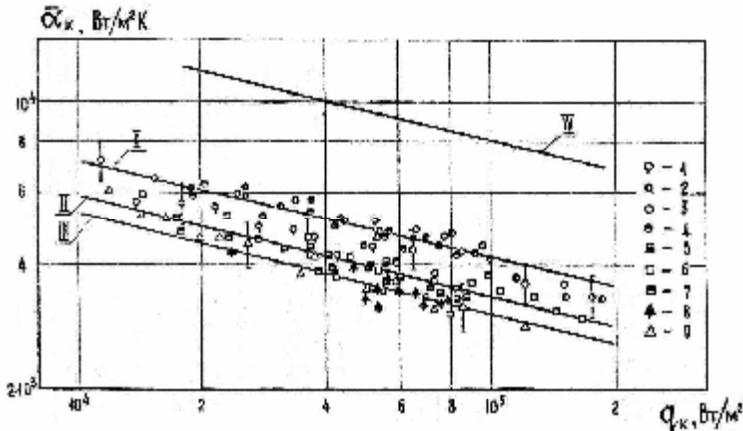


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента теплоотдачи от плотности радиального теплового потока в конденсаторе ординарного ДТС. Аппроксимация экспериментальных данных в виде $\bar{\alpha}_k = C \cdot q_k^{-0,25}$ при раздельной обработке режимов:

I – 1 – $\Omega_{кол} = 0,5$; 2 – 0,75; 3 – 1,0; 4 – 1,25;

II – 5 – $\Omega_{кол} = 0,66$; 6 – 1,0; 7 – 1,33;

III – 8 – $\Omega_{кол} = 0,66$; 9 – 1,5;

выброшенная из испарителя, что и увеличивает общее термическое сопротивление в конденсаторе за счет составляющей теплопроводности

Этот фактор проявляется при уменьшении соотношения между внутренними поверхностями конденсатора F_k и испарителя F_u . Изменение величины F_k/F_u осуществлялось в эксперименте только за счет уменьшения поверхности F_k . При этом с неизменными F_u и Ω повышалось абсолютное заполнение термосифона и, соответственно, увеличивалось относительное количество жидкости, уносимой в конденсатор. В этом случае по сравнению с $F_k/F_u = 1,0$ значения коэффициентов теплоотдачи снижались в среднем на 17% – для $F_k/F_u = 0,75$ и на 24% – для $F_k/F_u = 0,5$ (рисунок 3).

Условия теплопередачи менялись путем изменением степени заполнения испарителя кольцевого ДТС, причем резкого отличия в интенсивности теплоотдачи в конденсаторе ординарного термосифона $\bar{\alpha}_k$ при этом не обнаружена. Небольшое снижение $\bar{\alpha}_k$ до 11% имело место, когда уровень теплоносителя в испарителе кольцевого ДТС был гораздо меньше высоты конденсатора ординарного ДТС (режим I на рисунке 3). В этом случае снижалась эффективная поверхность конденсатора, перераспределялась температура по высоте стенки, что приводило к изменению среднего температурного напора. Особого влияния данный процесс на эффективность теплопереноса не оказывал, однако, в целях получения максимальных значений $\bar{\alpha}_k$ необходимо чтобы уровень заполнения кольцевого ДТС соответствовал или незначительно превышал высоту конденсатора ординарного ДТС.

Эмпирическая зависимость, полученная при обработке экспериментальных данных процесса конденсации, имеет вид:

$$\bar{\alpha}_k = C \cdot q_k^{-0,25}, \quad (1)$$

где $C = 0,72 \cdot 10^5$ при $F_k/F_u = 1,0$ (режим I); $C = 0,59 \cdot 10^5$, при $F_k/F_u = 0,75$ (режим II); $C = 0,54 \cdot 10^5$, при $F_k/F_u = 0,5$ (режим III), с максимальными относительными отклонениями расчетных значений $\bar{\alpha}_k$ от экспериментальных $\pm 10\%$; $\pm 6\%$; $\pm 5\%$, соответственно. Область применения зависимости (1): $q_k = (10 \dots 200) \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$, $p = (0,05 \dots 3,5) \cdot 10^5 \text{ Па}$, $d_{\text{вн}} = (10; 16) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $\varphi = 0 \dots 45^\circ$, $\Omega = 0,5 \dots 0,6$.

Полученная эмпирическая зависимость позволяет при конструктивном выборе внешних поверхностей участков теплоподвода и теплоотвода ДТС учитывать соотношение их внутренних поверхностей так, чтобы обеспечить

необходимую интенсивность теплоотдачи в конденсаторе. Если полученное соотношение F_k/F_u таково, что снижение $\bar{\alpha}_k$ приводит к резкому уменьшению эффективности теплопереноса ДТС, рекомендуется использовать внешнее оребрение для сохранения величины F_k/F_u , близкой к единице.

Использование уравнения вида (1) для тепловых расчетов затруднительно, так как тепловой поток для процесса конденсации не является определяющей величиной. Обработка же полученных данных в виде

$\bar{\alpha}_k = f(t_s - t_{cm})$ имела большой разброс, в 2...3 раза превышающий погрешность эксперимента. Это объясняется тем, что на процесс теплопереноса в конденсаторе наряду с фазовым переходом из-за постоянного избытка выбрасываемой из испарителя жидкости существенное воздействие оказывает конвективная составляющая. При этом наличие пробкового режима движения двухфазного потока приводит к резкой пульсации толщины слоя жидкости, омывающей стенку конденсатора, что еще более усложняет обработку опытных данных и получение расчетной зависимости.

Интенсивность процессов конденсации на рассматриваемом участке зависит от условий переноса теплоты через сопряженную стенку, разделяющую полости ординарного и кольцевого ДТС. Сопряженный характер теплопереноса здесь связан с взаимным влиянием условий теплоподвода и теплоотвода при фазовых переходах. Эффективность его определяется передаваемым тепловым потоком и зависит от располагаемого температурного напора и соответствующих параметров термодинамического состояния каждого ДТС. Поэтому, на основе экспериментальных данных по кипению и конденсации на сопряженном участке, а также аналитического решения системы уравнений, описывающих сопряженные процессы теплопереноса в рассматриваемой системе, было получено уравнение

$$\bar{\alpha}_k / \bar{\alpha}_u = 1,8 \cdot 10^6 q^{-1,41} \cdot (P_1 / P_2)^{0,49}, \quad (2)$$

где P_1 и P_2 – значения давлений в теплоподводящем и теплоотводящем контурах соответственно Па.

Уравнение (2) позволяет при заданных термодинамических параметрах и рассчитанному коэффициенту теплоотдачи при кипении в кольцевом термосифоне $\bar{\alpha}_u$, определять с погрешностью $\pm 18\%$ соответствующий данному режиму коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}_k$ при конденсации в ординарном ДТС. Область применения зависимости (2): $q = (10 \dots 20) \cdot 10^3$ Вт/м², $P_1 = (0,05 \dots 3,5) \cdot 10^5$ Па, $P_2 = (0,05 \dots 1,5) \cdot 10^5$ Па,

$d_{\text{вн}} = (10; 16) \cdot 10^{-3}$ м;
 $\delta_{\text{ст}} = 1 \cdot 10^{-3}$ м; $\varphi = 0 \dots 45^\circ$; $\Omega_1 = 0,5 \dots 0,6$; $\Omega_2 = 0,5 \dots 2,0$. Как будет показано далее, погрешность полученных расчетных зависимостей для $\bar{\alpha}_u$ не превышает погрешность эксперимента.

Исследование теплообмена в кольцевом термосифоне проводилось совместно с визуализацией процессов в испарителе, в подъемном и опускном транспортных участках. Анализ экспериментальных данных показал, что процесс кипения воды в кольцевом ДТС в условиях пониженных давлений имеет ряд особенностей.

В зависимости от плотности теплового потока в испарителе можно выделить два основных режима теплообмена, изображенных на рисунке 4: свободной конвекции – область I и неразвитого пузырькового кипения – область II. Чистый свободно-конвективный режим наблюдался при $q_u \leq 2 \cdot 10^3$ Вт/м². Так же, как и в ординарном термосифоне, конвективный теплообмен в кольцевом ДТС в условиях вакуума ($P_{\text{нач}} = 0,05 \cdot 10^5$ Па) характеризуется большими температурными напорами и перегревом жидкости относительно t_s до $3 \dots 4^\circ\text{C}$. При этом с поверхности

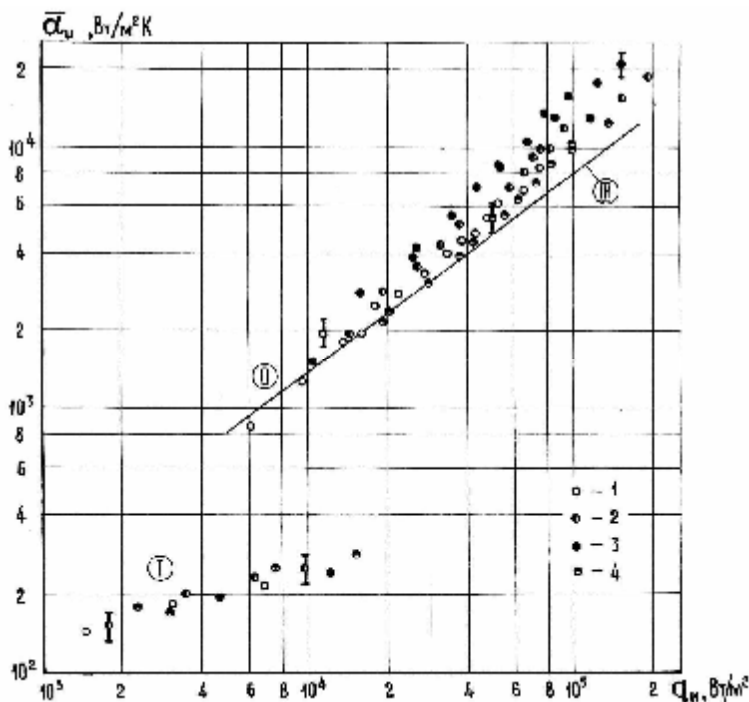


Рисунок 4 – Зависимость коэффициента теплоотдачи в испарителе кольцевого ДТС от плотности радиального теплового потока для различных режимов теплообмена:
 1 - $\Omega_{\text{кол}} = 0,5$; 2 - $0,75$; 3 - $1,0$; 4 - $1,25$; III – кипение в большом объеме [2]

теплоносителя наблюдается интенсивное испарение, фиксируемое через стеклянные вставки на испарителе и подъемном участке.

При тепловой нагрузке $q_u > 2 \cdot 10^3$ Вт/м² наступает процесс парообразования. Он сопровождается крайне неустойчивым возникновением паровых пузырей с одним-двумя центрами парообразования (рисунок 5, а, б). Зарождение и рост паровых пузырей носят взрывообразный характер. Образовавшийся пузырь мгновенно увеличивает свои размеры, занимая практически весь внутренний объем кольцевого зазора испарителя, что характерно видно на фотоснимках, изображенных на рисунках 5 в, г. При этом из-за стесненности внутреннего объема вверх выбрасывается часть жидкости, находящейся над центром образования пузыря. В процессе возникновения паровых пузырей наблюдаются длительные паузы продолжительностью от 1,5 до 5 секунд. Очевидно, что в этих условиях основной вклад в перенос теплоты вносит конвективная составляющая. Коэффициент теплоотдачи в области неразвитого кипения пропорционален плотности теплового потока в степени 0,28.

С увеличением тепловой нагрузки ($q_u > 10^4$ Вт/м²) наблюдается переход к развитому кипению. Уменьшается отрывной диаметр пузырей, растет количество центров и частота парообразования (рисунок 5 д, е). При $q_u > 40 \cdot 10^3$ Вт/м² процесс кипения приобретает стабильный характер, практически весь объем испарителя заполнен двухфазной смесью (рисунок 5 ж, з).

На рисунке 4 для сравнения с условиями кипения воды в большом объеме при $P = 0,48 \cdot 10^5$ Па приведена графическая зависимость III: $\bar{\alpha}_u = f(q_u)$, в которой $\bar{\alpha}_u \sim q_u^{0,7}$. В стесненных условиях испарителя кольцевого термосифона процесс теплоотдачи идет более интенсивно и аппроксимируется зависимостью $\bar{\alpha}_u \sim q_u^{0,95}$. Явно выраженная интенсификация теплообмена в испарителе кольцевого ДТС обеспечивается совокупным влиянием трех механизмов: организованным спутным движением фаз теплоносителя, турбулизацией пристенного слоя жидкости отрывающимися и движущимися паровыми пузырями, интенсивным процессом испарения в паровое пространство пузыря с тонкой пленки жидкости, на которую он опирается. Последний механизм является столь активным, что при сниженном заполнении теплоносителем на отдельных участках испарителя было зафиксировано полное испарение пленки жидкости, приводящее к образованию «сухих пятен» (рисунок 5, д), причем, перегрев стенки под «сухим пятном» не наблюдался. Это объясняется, с одной стороны, малым «временем жизни» самого пятна (0,5...1,5 секунды), с другой – условиями подвода теплоты со стороны конденсирующегося пара. Наличие стекающей пленки конденсата с

противоположной стороны сопряженной стенки обеспечивает выравнивание ее температуры

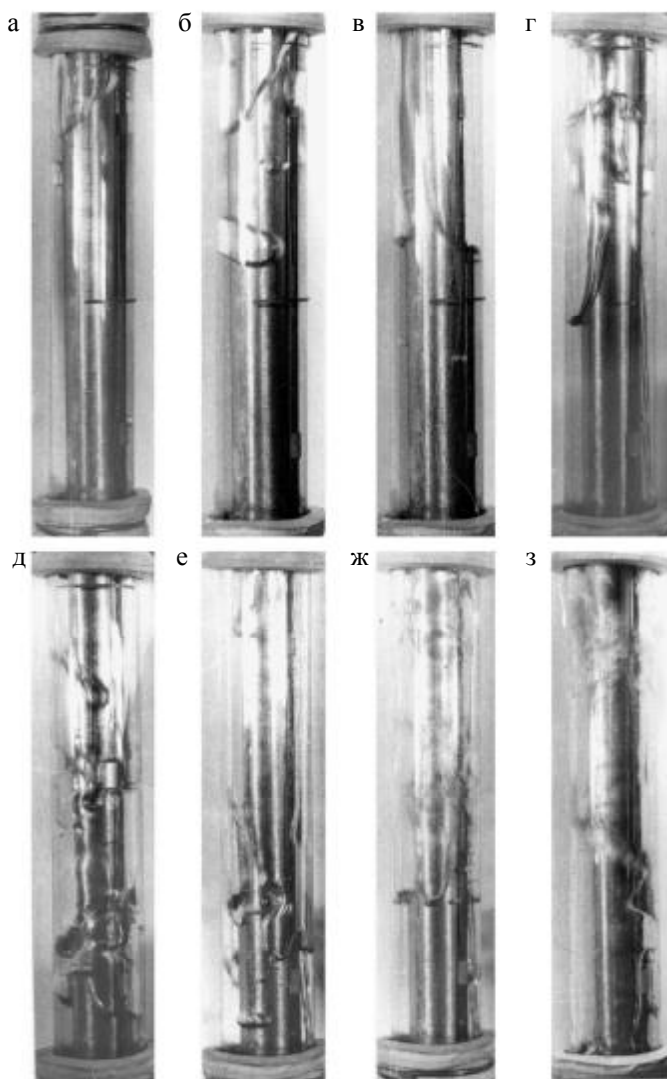


Рисунок 5 – Результаты визуализации режимов кипения
в испарителе кольцевого ДТС

Исследование влияния степени заполнения теплоносителем на интенсивность теплоотдачи при кипении в кольцевом ДТС проведено для

разных значений относительной поверхности испарителя F_u^* , определяемой как отношение высоты испарителя к уровню теплоносителя. Полученные и изображенные на рисунке 6 зависимости $\bar{\alpha}_u = f(q_u)$ для различных Ω имеют одинаковый характер, однако, среди всей совокупности экспериментальных точек явно выделяются две области, отстоящие друг от друга на величину, превышающую погрешность эксперимента.

Верхняя область I с большими значениями коэффициентов теплоотдачи получена при относительном заполнении испарителя от 75 до 100%, нижней области II соответствует два интервала Ω : от 50 до 60% и от 125 до 200%. Уровень заполнения $\Omega = 0,75 \dots 1,0$ обеспечивает участие всей поверхности испарителя в процессе теплообмена. Со снижением заполнения $\Omega < 0,75$ средняя толщина пленки жидкости, смачивающей теплоотдающую поверхность, остается прежней, но при этом уменьшается сама «рабочая» поверхность испарителя. Поэтому значения средних коэффициентов теплоотдачи отнесенных ко всей поверхности испарителя, в этом случае уменьшаются.

При повышенном заполнении $\Omega = 1,25 \dots 2,0$ снижение значений $\bar{\alpha}_u$ объясняется тем, что с одной стороны, увеличивается количество теплоты, идущее на перегрев большей массы жидкости, находящейся в испарителе, а с другой – с ростом массового расхода увеличивается средняя толщина пленки жидкости между паровым ядром и стенкой.

Для кипения в кольцевом ДТС с учетом всего исследованного диапазона заполнения теплоносителем получена эмпирическая зависимость

$$\alpha_u = C \cdot q_u^{0,85} p^{0,2}, \quad (3)$$

где $C = 9,55 \cdot 10^{-2}$.

Зависимость (3) описывает экспериментальные данные с максимальной погрешностью $\pm 16\%$. Область ее применения: $q_u = (10 \dots 200) \cdot 10^3$ Вт/м²; $p = (0,05 \dots 1,5) \cdot 10^5$ Па; $\delta_{\text{кз}} = (3 \dots 6) \cdot 10^{-3}$ м; $\varphi = 0 \dots 45^\circ$; $\Omega = 0,5 \dots 2,0$; граничные условия подвода теплоты – первого рода.

При раздельной обработке полученных данных относительно степени заполнения получены следующие значения коэффициентов пропорциональности для зависимости (3): $C = 0,11$ для диапазона $\Omega = 0,75 \dots 1,0$ (аппроксимирующая линия I на рисунке 6); $C = 0,087$ для диапазонов $\Omega = 0,5 \dots 0,66$ и $\Omega = 1,25 \dots 2,0$ (аппроксимирующая линия II). При этом значения максимальных погрешностей полученных зависимостей составили соответственно $\pm 10\%$ и $\pm 8\%$.

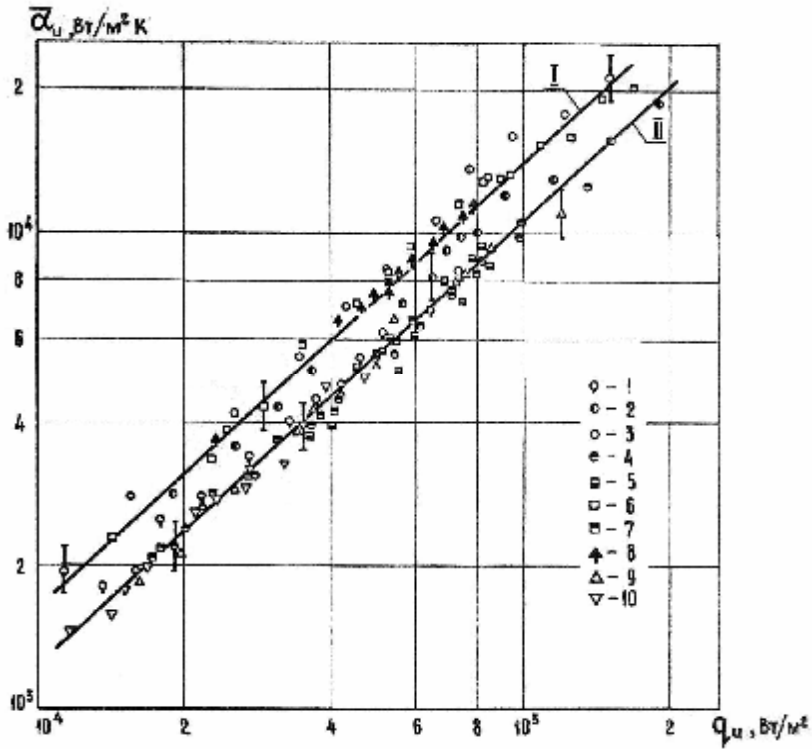


Рисунок 6 – Зависимость коэффициента теплоотдачи в испарителе кольцевого ДТС от плотности радиального теплового потока при различных заполнениях теплоносителем:

$F_u^* = 1,0$; 1 - $\Omega_{кол} = 0,5$; 2 - $0,75$; 3 - $1,0$; 4 - $1,25$;

$F_u^* = 0,75$; 5 - $\Omega_{кол} = 0,66$; 6 - $1,0$; 7 - $1,33$;

$F_u^* = 0,5$; 8 - $\Omega_{кол} = 1,0$; 9 - $1,5$; 10 - $2,0$

Результаты совместной обработки экспериментальных данных по кипению в испарителе кольцевого ДТС в критериальном виде изображены на рисунке 7. Обобщающее уравнение по кипению в кольцевом ДТС с учетом всего диапазона с разбросом $\pm 12\%$ имеет вид:

$$Nu_* = 0,28 \cdot 10^3 Re_*^{0,95} K_p^{0,81} \Omega^{-0,23} (P_1 / P_2), \quad (4)$$

где Nu_* – число Нуссельта испарения, Re_* – число Рейнольдса испарения, K_p – число давления. Область применения зависимости (4): $Re_* = 300 \dots 2300$; $K_p = 100 \dots 1600$; $\Omega = 0,5 \dots 2,0$; $P_1/P_2 = 1,2 \dots 6,0$.

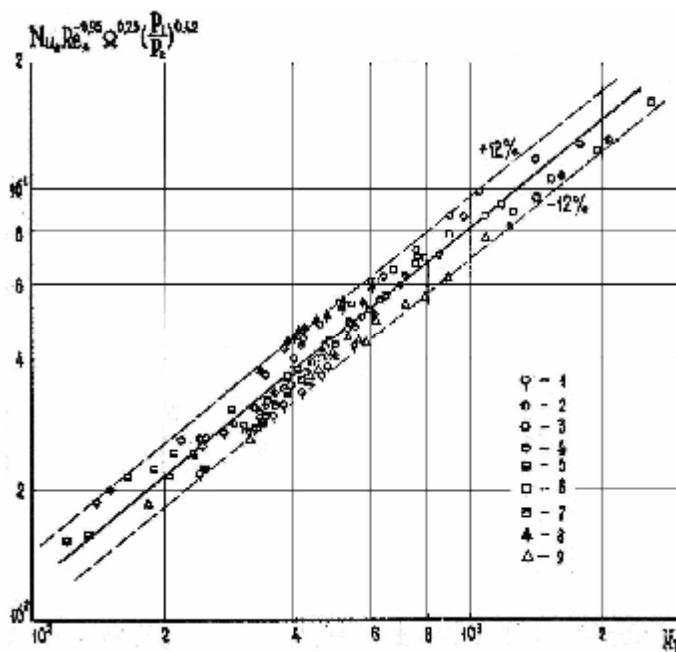


Рисунок 7 – Обобщение экспериментальных данных по кипению в кольцевом ДТС (обозначения см. на рисунке 6)

Таким образом, влияние сопряженности процесса теплопереноса на интенсивность теплоотдачи в испарителе кольцевого термосифона характеризуется полученным показателем степени при параметре (P_1/P_2) . Его значение, равное $-0,42$, свидетельствует о существенной взаимосвязи параметров термодинамического состояния в последовательно соединенных ДТС.

Анализ результатов проведенных экспериментальных исследований по кипению и конденсации на сопряженном участке при различных конструктивных и режимных параметрах, а также аналитическое решение системы уравнений, описывающих сопряженные процессы теплопереноса в рассматриваемой системе, подтвердили вывод о взаимном влиянии условий переноса и фазовых переходов в термосифонных контурах. Эффективность процессов теплопереноса определяется передаваемым тепловым потоком и зависит от располагаемого температурного напора, условий заполнения, режимных

характеристик и соответствующих параметров термодинамического состояния каждого ДТС сопряженной системы охлаждения.

Библиографический список

1. Свириденко И.И. Аналитическое исследование процессов теплопереноса в сопряженной системе теплосъема на основе двухфазных термосифонов / И.И. Свириденко // Сб. науч. тр. — Севастополь, 2001. — Вып. 4. — С. 142–150.

2. Стюшин Н.Г. Исследование интенсивности теплопередачи к кипящим жидкостям при атмосферном и пониженном давлениях в условиях естественной конвекции / Н.Г. Стюшин, Л.М. Элинзон // ИФЖ. — 1969. — Т. 16. — № 1. — С. 54–58.

Поступила в редакцию 18.03.2002 г.