

ТЕПЛООБМЕН ПРИ ЭЛЕКТРОГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ПРОКАЧКЕ ДВУХФАЗНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Болога М.К., Гросу Ф.П., Кожевников И.В., Поликарпов А.А., Моторин О.В.

*Институт прикладной физики АН РМ, г. Кишинев, ул. Академией 5, MD-2028,
Молдова, mbologa@phys.asm.md*

Аннотация

Рассматриваются вопросы тепломассопереноса в испарительно – конденсационной системе (ИКС), в которой для прокачки теплоносителя используется электрогидродинамический (ЭГД) насос, типа «игла – кольцо». В отличие от традиционно используемых «ЭГД преобразователей», вмонтированных внутри ИКС, в рассматриваемом случае он является отдельной компонентой цикла, что придает системе более высокую эффективность и надежность, подтвержденные опытными данными по тепло – и массопереносу. Представлены температурные зависимости теплоотдающей поверхности от межэлектродной разности потенциалов и тепловых потоков. Описывается динамика выбросов паровых пузырьков из зоны испарения и изменение локального коэффициента теплоотдачи. Применительно к критериальным обобщениям предложено использовать электрическое число Рейнольдса с учетом скорости электрического ветра в ЭГД преобразователе, что аргументируется зависимостью коэффициента теплоотдачи от силы тока через преобразователь. Начертаны пути дальнейших исследований в части обобщений экспериментальных результатов критериальными уравнениями с целью их практического применения. Результаты представляют научный интерес и имеют прикладное значение для интенсификации и термостатирования тепломассообменных процессов и аппаратуры.

Введение

В связи с развитием инновационных технологий и перспективных технических решений особое внимание уделяется миниатюризации современной и разрабатываемой аппаратуры самого различного назначения, а также повышению тепловых нагрузок на отдельные ее компоненты. Поэтому все острее проявляется проблематика эффективной передачи тепловой энергии и обеспечения оптимальных режимов работы ответственных элементов и узлов; предъявляются высокие требования к эффективности охлаждения, теплопередачи и термостатирования. Одним из наиболее эффективных способов решения этих задач является использование фазового перехода - испарительного охлаждения и переноса тепловой энергии за счет движения теплоносителя в зону конденсации и обратно под действием капиллярных сил или сил инерции и гравитации, механического воздействия паровых пузырьков [1, 2].

В работе исследуется система охлаждения, основанная на использовании электрического поля для перемещения теплоносителя из зоны нагрева в зону конденсации, обеспечивающего

функционирование устройства при любой ориентации в поле сил тяжести. Особенность применения электрического поля, в данном случае, состоит в том, что оно не накладывается, как общепринято, на всю систему, охватывающую как зону испарения, так и конденсации, а выводится за пределы этих зон, где происходит тепломассоперенос. Автономный малогабаритный электрогидродинамический (ЭГД) преобразователь предусмотрен в контуре испарительно-конденсационной системы (ИКС) согласно рис.1, за пределами ИКС и по сравнению со случаем, когда один из электродов служит одновременно и эмиттером и теплоотдающей поверхностью, а противоположный - по аналогии, служит и коллектором электрических зарядов и поверхностью конденсации имеет ряд очевидных преимуществ. В случае необходимости возможна быстрая рекуперация или замена преобразователя, кроме того он функционирует в более благоприятных условиях тепломассопереноса; легко регулировать режим его работы, менее вероятны электрические пробой и сопутствующие явления.

Описание экспериментальной установки и методики исследований

Теплообменник (рис.1) выполнен из медной трубки, а каналы, соединяющие зоны испарения и конденсации, выполнены из прозрачной трубки и образуют замкнутую циркуляционную систему. Подвод тепла в зону испарения осуществлялся омическим нагревателем (ТЭН1), намотанным на медную трубку, являющейся нижней частью контура. В продольных пазах определенной глубины установлены термопары Т1 - Т3, для измерения температуры теплоотдающей стенки; вокруг основного нагревателя намотан охранный - ТЭН2, предназначенный для компенсации тепловых потерь в окружающую среду. Между ТЭН1 и ТЭН2 установлены термопары Т4-Т7, служащие для регистрации тепловых потерь основного нагревателя и их компенсации охранным нагревателем. На входе и выходе участка теплоподвода в канале в гильзах установлены термопары Т8 и Т9, по которым определялась средняя температура теплоносителя. Зона конденсации выполнена в виде медной трубки с рубашкой охлаждения. Температура охлаждающей воды, подаваемой ультратермостатом УТ, на входе и выходе конденсатора измерялась термопарами Т10 и Т11. В целях поддержания давления в контуре на определенном уровне к каналу подсоединены расширительный сильфон

СН и манометр Б с клапаном КЛ. В одном из каналов, соединяющие зоны испарения и конденсации установлен ЭГД насос, представляющий собой систему электродов “игла-кольцо”, предназначенный для перекачивания теплоносителя по циркуляционному контуру. По сути, в испарителе образуются пузырьки пара, которые преимущественно конденсируются в конденсаторе К. Пузырьки, не успевшие сконденсироваться, всплывают через клапан КЛ, с тем, чтобы исключить их попадание в ЭГД насос и межэлектродное пространство, что скажется на прокачке жидкости.

Между насосом и зоной теплоподвода размещен дополнительный омический нагреватель (ТЭН3) для поддержания температуры теплоносителя постоянной на входе основного нагревателя. Подводимые электрические мощности (тепловые потоки) на нагреватель варьировались с помощью автотрансформаторов (ЛАТР1, 2, 3) и измерялись ваттметром. Показания термодатчиков регистрировались цифровым вольтамперметром Щ-300.

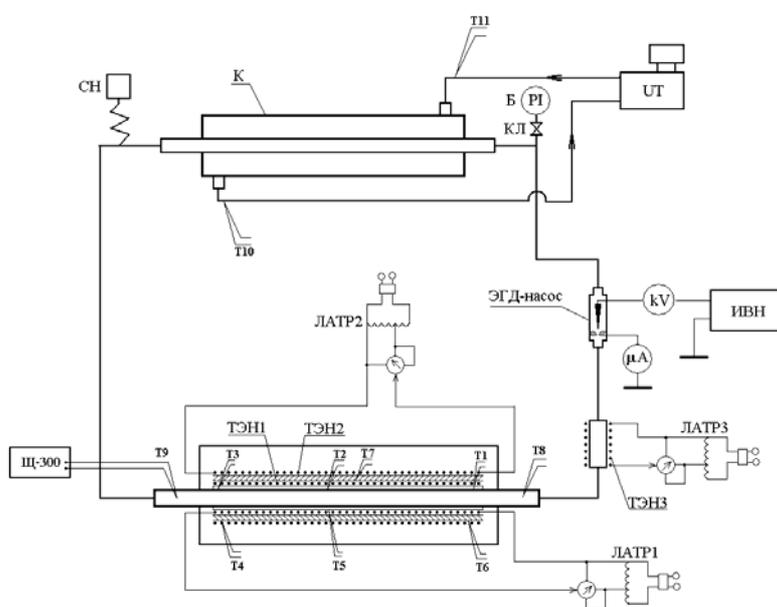


Рис. 1. Схема экспериментальной установки.

После тщательной промывки контур заполнялся теплоносителем (пентан, $T_{\text{кип}} = 36,5^{\circ} \text{C}$), включалась система охлаждения конденсатора и подавалась определенная электрическая мощность на основной нагреватель. По мере повышения температуры и впоследствии закипания теплоносителя, регистрируемые по появлению пузырьков пара в прозрачных участках замкнутого канала, увеличивается давление в контуре, что соответственно влияет на

температуру вскипания жидкости. Поэтому посредством клапана КЛ производился выпуск пара и давление снижалось до первоначального. Подобным способом производилось удаление совместно с паром и оставшейся части воздуха в канале. Определенная электрическая мощность (компенсирующая тепловые потери основного нагревателя) подавалась на охранный нагреватель, а высокое напряжение на электроды насоса и создавалась циркуляция теплоносителя от нагревателя к конденсатору и обратно. Использование ЭГД насоса, потребляющего крайне незначительную мощность (милливатты), обеспечивало функционирование теплообменника, заполненного жидким диэлектрическим теплоносителем, при конвективном теплообмене и кипении.

Температура теплоносителя на входе зоны испарения поддерживалась варьированием мощности ТЭНЗ. Функцию холодильника в этой части экспериментов, посвященной исследованию теплообмена в зоне испарения под действием ЭГД насоса, выполняла так же и вся основная часть контура.

Анализ результатов экспериментальных исследований

Зависимости температуры T_2 внутренней теплоотдающей поверхности трубки от разности потенциалов U между электродами ЭГД насоса при различных тепловых потоках представлены на рис. 2..

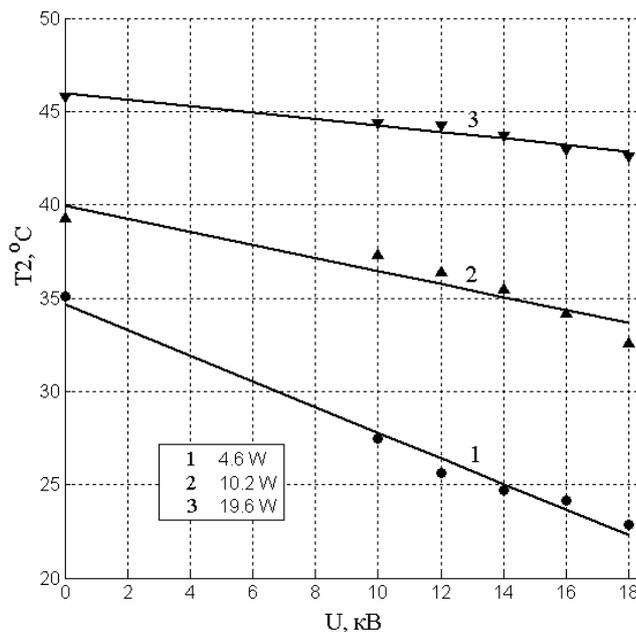


Рис. 2. Изменение температуры T_2 внутренней поверхности основного нагревателя от напряжения, подаваемого на ЭГД насос.

С увеличением U , соответственно скорости прокачки теплоносителя, температура теплоотдающей поверхности (испарителя) уменьшается. Такая зависимость $T_2 = T_2(U)$ более ярко выражена при небольших тепловых потоках (рис. 2, кривая 1). В отсутствие электрического поля между электродами насоса наблюдаются периодические выбросы паровых пузырьков из зоны испарения и колебание температуры теплоносителя характерное для пульсационного режима кипения. При этом пузырьки имеют практически такой же диаметр, что и канал. По мере увеличения U , диаметр пузырьков уменьшается, за счет срыва их с поверхности кипения под действием принудительной прокачки теплоносителя. Повышается локальный коэффициент теплоотдачи α от стенки нагревателя к жидкости (в зоне T_2 , рис.3).

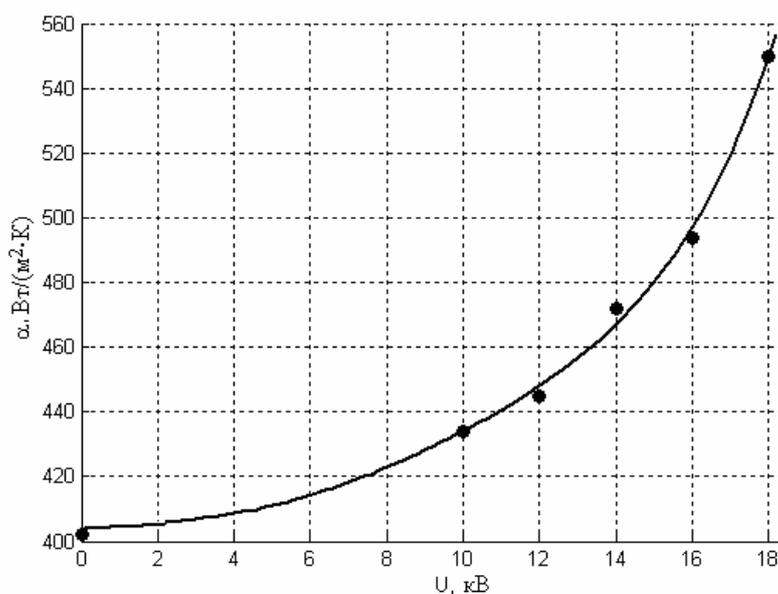


Рис. 3. Зависимость локального коэффициента теплоотдачи от поверхности нагревателя к теплоносителю, $P = 4,6$ Вт.

Начиная с $U = 16$ кВ, паровые пузырьки в потоке теплоносителя не обнаружены. Теплоперенос осуществляется в основном за счет создаваемой насосом конвекции парожидкостной смеси. С увеличением теплового потока зависимость $T_2 = T_2(U)$ ослабевает, особенно при $P = 19,6$ Вт (рис.2, кривая 3). В отсутствие принудительной прокачки ($U = 0$) значительны флуктуации температуры теплоносителя на выходе из зоны испарения, наблюдается пробковый режим кипения, резкие скачки давления в зоне транспорта рабочей

среды между нагревателем и конденсатором. Принудительная прокачка теплоносителя ($U \neq 0$), стабилизирует поток парожидкостной смеси, уменьшаются размеры пузырьков, падает температура стенки T_2 . Повышение температуры жидкости на входе в испаритель способствует росту температуры стенки T_2 (рис. 4) и переходу к неустойчивому течению теплоносителя при меньших значениях теплового потока.

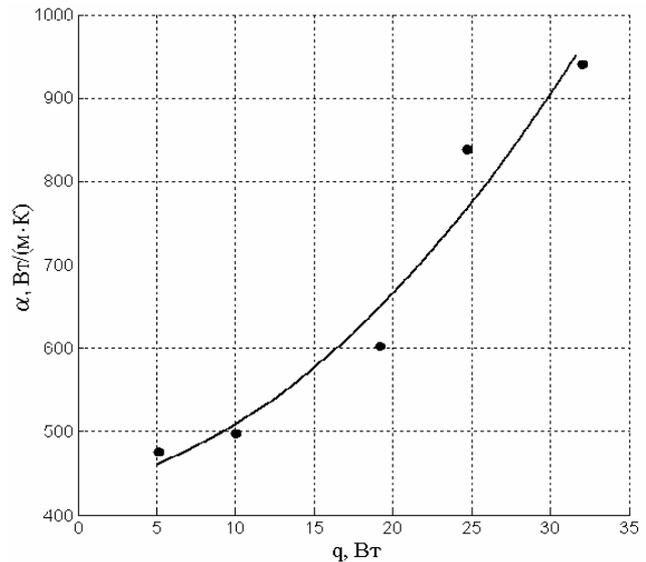
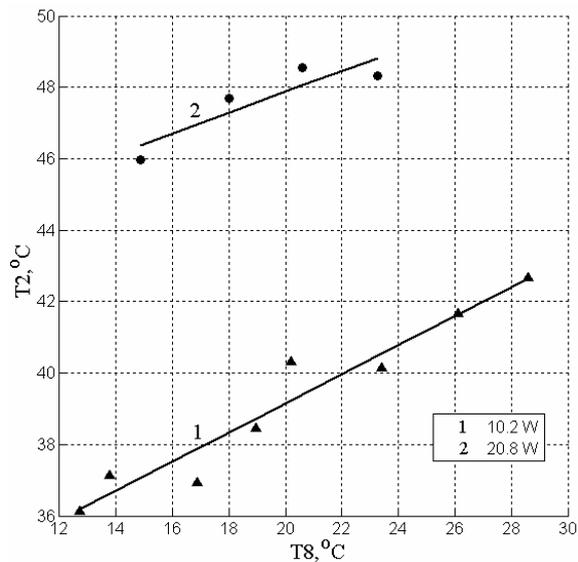


Рис. 4. Зависимость температуры T_2 от температуры теплоносителя на входе испарителя.

Рис. 5. Зависимость коэффициента теплоотдачи от мощности на основном нагревателе, $U = 18$ кВ.

Это связано с тем, что увеличение температуры теплоносителя приводит к снижению перепада температуры между стенкой и жидкостью, необходимого для активации центров парообразования. По мере повышения подводимой мощности к основному нагревателю до возникновения пульсационного режима кипения коэффициент теплоотдачи α в зоне нагревателя существенно возрастает, рис.5, что связано, очевидно, с уменьшением температурного напора.

О критериальных обобщениях

Приведенные экспериментальные данные представляются в определенной степени, ограниченными, но во многом они носят принципиальный характер. Дальнейшие исследования предполагают значительное расширение базы экспериментальных данных, охватывая другие жидкости и поля, в том числе переменные и импульсные. При этом очевидна необходимость их

обработки в терминах теории размерностей и подобия. В этой связи наметим одну из перспектив, предварительно заметив, что электрогидродинамическая часть задачи заключается в самом ЭГД преобразователе, в остальном имеем обычную задачу теплоотдачи в горизонтальной трубе при наличии тепломассопереноса в условиях кипения и вынужденного движения с некоторой средней скоростью w , которая решен, например, в [3] и коэффициент суммарной теплоотдачи α , обусловленный и вынужденным движением и пузырьковым кипением, определяется следующей общей формулой:

$$\alpha = \begin{cases} \alpha_w & \text{при } \alpha_q/\alpha_w < 0,5; \\ \frac{4\alpha_w + \alpha_q}{5\alpha_w - \alpha_q} \cdot \alpha_w & \text{при } 0,5 \leq \alpha_q/\alpha_w \leq 2; \\ \alpha_q & \text{при } \alpha_q/\alpha_w > 2, \end{cases} \quad (1)$$

где коэффициент теплоотдачи α_w , обусловлен вынужденным движением, а α_q - пузырьковым кипением. Поскольку, в нашем случае вынужденное движение обусловлено ЭГД насосом, преследуется цель выразить α через отношение, которое обозначим: $x \equiv \alpha_w/\alpha_q$, где в числителе фигурирует «ЭГД – фактор», α_w . С учетом предлагаемой замены из (1) получим:

$$\alpha_E / \alpha_0 = \begin{cases} 1 & \text{при } x < 0,5; \\ \frac{4x+1}{5x-1} \cdot x & \text{при } 0,5 \leq x \leq 2; \\ x & \text{при } x > 2. \end{cases} \quad (2)$$

Здесь заменено $\alpha \rightarrow \alpha_E$ («в поле») $\alpha_q \rightarrow \alpha_0$ («в отсутствие поля») и, таким образом, левая часть отражает отношение коэффициентов теплоотдачи в поле и без него (при пузырьковом кипении). Остается уточнить величину α_w (α_q предполагается известной). Заменяя обычное число Рейнольдса Re при течении по трубам «электрическим числом» Рейнольдса Re_E для ЭГД насоса, с точностью до постоянного множителя получим [3]:

$$\alpha_w \sim \begin{cases} Re_E^{0,5} & \text{при } Re_E < Re_{cr} = 2000 \\ Re_E^{0,8} & \text{при } Re_E \geq Re_{cr} = 2000 \end{cases}, \quad (3)$$

где числа Рейнольдса, в том числе критическое (2000), определяются по средней скорости внутри трубки и ее диаметру. Оценки показывают, что в наших опытах режим течения турбулентный (по второй формуле (3)), из-за большого диаметра трубки (показатель 0,8). В качестве самого «электрического» числа Re_E примем выражение, согласно формуле [4]

$$Re_E = (jl^3 / k\gamma\nu^2)^m \quad (4)$$

где j_0 – плотность электрического тока разряда; l – характерный масштаб ЭГД течения; k – подвижность носителей заряда «коронирующего» электорда; γ – механическая плотность среды; ν – ее кинематическая вязкость; m – показатель степени, убывающий от 1, стремясь к 0,5, по мере развития течения от ламинарного к турбулентному режиму.

Согласно (3), (4) параметр x в формулах (2) пропорционален правой части (4), и при достаточно сильных электрических полях, в соответствие с последней строкой формулы (2), а так же, (3), (4), можно ожидать, что коэффициент теплоотдачи линейно или близко к этому, будет зависеть от силы тока разряда в ЭГД насосе:

$$\alpha_E \sim x \sim I. \quad (5)$$

В подтверждении сказанного на рис.6 приведена зависимость, аналогичная рис.3, где вместо напряжения приведены соответствующие силы тока. Коэффициент теплоотдачи примерно линейно следует силе тока, что отражает известную параболическую вольтамперную характеристику коронного разряда (ср. рис. 3 и 6), точнее, разрядов в резко неоднородных электрических полях, характерных и для ЭГД насосов.

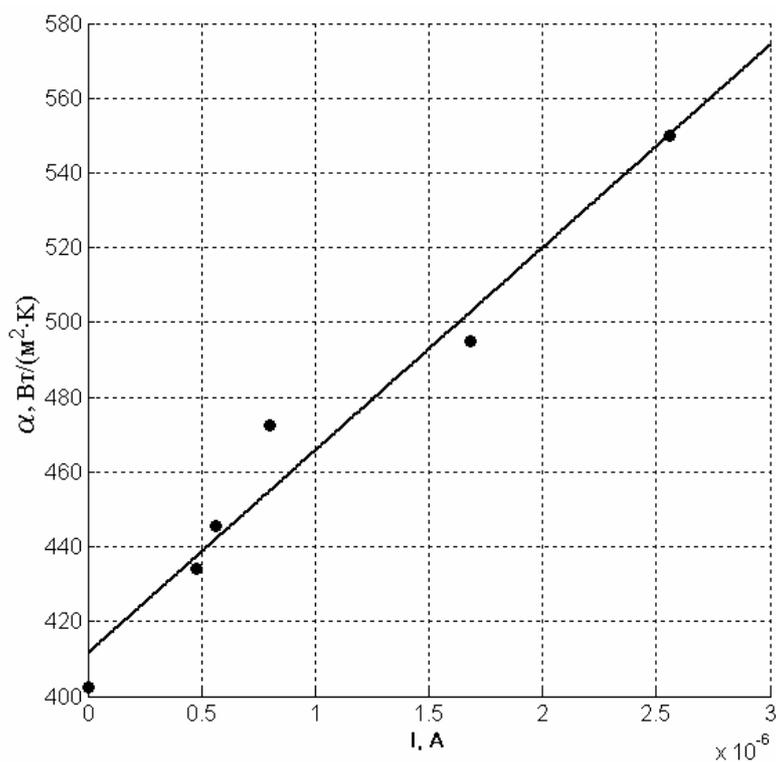


Рис.6. Зависимость коэффициента теплоотдачи от силы тока через ЭГД насос

Заключение

Для обобщения опытных данных критериальными уравнениями необходимо существенно расширить базу экспериментальных данных, а в качестве основы для таких обобщений могут быть приняты соотношения (2) – (4). С другой стороны, использование электрогидродинамических преобразователей малых габаритов, отличающихся отсутствием движущихся частей и повышенным ресурсом, позволит увеличить диапазон тепловых нагрузок подводимых к испарителю (ограниченного возникновением кризиса кипения), интенсивность охлаждения стенки нагревателя и стабилизировать поток парожидкостной смеси (без скачков температур и давления, что крайне нежелательно в многочисленных инновационных устройствах). Полученные результаты представляют научный интерес и имеют прикладное значение в части интенсификации и термостатирования тепломассообменных процессов и аппаратуры.

Библиография

[1] Кузнецов Н.О., Смирнов Г.Ф. экспериментальное и математическое моделирование характеристик пульсационных тепловых труб (ПТТ) // Холодильна техніка і технологія. -2005, № 5, с. 61-69.

[2] Кравец В.Ю., Наумова А.Н., Вовкоган А.Н. Исследование режимов теплообмена в пульсационной тепловой трубе // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. - 2010, № 1, с. 39-43.

[3] Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача М., 1975, 380 с.

[4] Гросу Ф. П., Болога М. К. Электроизотермическая конвекция и ее роль в процессе теплообмена.// Электронная обработка материалов.2008. 3. 25-35.