

Math-Net.Ru

Общероссийский математический портал

М. К. Безродный, Д. В. Алексеенко, Исследование кризиса тепломассопереноса в низкотемпературных бесфитильных тепловых трубах, *ТВТ*, 1977, том 15, выпуск 2, 370–376

Использование Общероссийского математического портала Math-Net.Ru подразумевает, что вы прочитали и согласны с пользовательским соглашением

<http://www.mathnet.ru/rus/agreement>

Параметры загрузки:

IP: 18.97.14.82

11 декабря 2024 г., 22:32:08



УДК 536.27:669.214

ИССЛЕДОВАНИЕ КРИЗИСА ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ БЕСФИТИЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБАХ

М. К. Безродный, Д. В. Алексеенко

Приведены результаты экспериментального исследования максимальной теплопередающей способности замкнутых двухфазных термосифонов в зависимости от геометрических размеров участков теплоподвода, теплоотвода и адиабатической зоны, давления во внутренней полости термосифона и степени заполнения ее промежуточным теплоносителем, рода рабочей жидкости. Опыты проведены на воде, метиловом спирте, фреоне-11, фреоне-113 и фреоне-12. В результате обобщения опытных данных приведены зависимости для определения максимальных тепловых потоков, передаваемых термосифонами.

Автономные теплопередающие устройства в виде бесфитильных тепловых труб находят применение в различных областях техники [1-3]. Одной из наиболее важных характеристик этих устройств является предельная теплопередающая способность, ограниченная кризисными явлениями, природа которых может быть различной в зависимости от сочетаний геометрических и режимных параметров устройств.

В [4] рассмотрен кризис теплопереноса в термосифоне, связанный с полным испарением промежуточного теплоносителя. Подобные явления могут ограничивать теплопередающую способность устройства при недостаточных размерах поверхности участка отвода тепла и низкой интенсивности наружного теплообмена. В некоторых случаях (при больших размерах зоны нагрева) кризис теплопереноса может произойти при уменьшении количества жидкой фазы с повышением рабочей температуры промежуточного теплоносителя. Анализ этих условий проведен в [5]. В [6] проведены исследования по определению максимальной теплопередающей способности открытого двухфазного термосифона с недогревом теплоносителя на входе в трубу. Некоторые данные по определению максимальных тепловых потоков в замкнутых испарительных термосифонах при достаточном количестве теплоносителя приведены в [7, 8]. Однако они носят отрывочный характер и не позволяют получить какую-либо обобщенную зависимость.

Для получения такой зависимости было исследовано влияние размеров участков теплоподвода и теплоотвода и адиабатической зоны, давления и физических свойств промежуточного теплоносителя, степени заполнения внутренней полости термосифона на максимальный тепловой поток в термосифоне. Диапазон изменения геометрических, физических и режимных параметров приведен в таблице. Исследования проведены на установке, состоящей из вертикально установленных опытных термосифонов, устройства для непосредственного нагрева опытного участка постоянным током, системы вакуумирования и заполнения термосифона теплоносителем и контрольно-измерительной аппаратуры. Опытные термосифоны изготовлены в виде трубок из нержавеющей стали марки 1X18N10T с толщиной стенок $\delta_{ст} = 0,3-1$ мм. Участок отвода тепла выполнен в виде теплообмен-

ника типа «труба в трубе». Для удобства поддержания и регулирования давления во внутренней полости термосифона теплообменник был выполнен секционным. Контроль давления осуществлялся с помощью мановакуумметра. Охлаждающая вода подавалась через термостат, обеспечивающий регулирование температуры в диапазоне 10–90° С. Ее температура измерялась ртутными термометрами с ценой деления 0,1° С, расход — объемным методом. В экспериментах измерялись температура стенки по длине термосифона и температура насыщения теплоносителя в его среднем сечении. Для этого использовались медь-константановые термопары с диаметром электродов 0,2 мм.

Рабочая жидкость	$d_{\text{вн з.н.}}$, мм	$l_{\text{з.н.}}$, мм	$d_{\text{внз.к.}}$, мм	$l_{\text{з.к.}}/l_{\text{з.н}}$	$l_{\text{тс}}$, мм	p , бар	$\varepsilon_{\text{з.н.}}$, %	$\varepsilon_{\text{тс}}$, %
Вода	4÷12	100÷1000	4÷40	0,5÷2,0	400÷2000	0,04÷1,6	25÷100	3÷40
Метилловый спирт	8	100÷800	8÷20	0,5÷2,0	400÷2000	0,46÷2,5	50÷100	3÷40
Фреон-11	3÷12	50÷1000	3,20	0,5÷2,0	200÷2000	1,0÷9,0	25÷100	3÷50
Фреон-113	8÷12	50÷1000	8÷20	0,5÷2,0	400÷2000	0,58÷2,7	25÷100	3÷50
Фреон-12	12	100÷1000	12,20	0,5÷2,0	400÷2000	6,5÷22	25÷100	5÷50

Обозначения: d — диаметр, l — длина, p — давление, ε — степень заполнения, вн — внутренний, з.н — зона нагрева, з.к — зона конденсации, тс — термосифон.

Визуальные наблюдения за процессом тепломассопереноса производились на стеклянной трубке внутренним диаметром $d_{\text{вн}}=6,5$ мм при длине участка теплоподвода $l_{\text{н}}=200$ мм. В качестве промежуточного теплоносителя использовался фреон-11. Подвод тепла к трубке осуществлялся путем пропускания через пространство между двумя коаксиальными стеклянными трубками воды, нагретой в термостате. При увеличении теплового потока за счет повышения температуры и расхода воды наблюдалось изменение характера течения промежуточного теплоносителя от режима отдельно всплывающих паровых пузырей до кольцевого режима, при котором по внутренней поверхности трубки вниз стекает пленка жидкости, а в центре канала вверх движется поток пара. Дальнейшее увеличение нагрузки дает такое значение скорости пара, при котором вследствие трения на границе фаз жидкость полностью вытесняется в зону конденсации (кризис продольного тепломассопереноса). При этом течение носит пульсационный характер, так как прекращение подачи жидкости в трубку влечет за собой уменьшение скорости пара и поступление новой порции жидкости в зону нагрева. Таким образом, визуальные наблюдения позволили сделать вывод, что в относительно длинных трубках при постоянных режимных параметрах кризис тепломассопереноса происходит вследствие нарушения устойчивости встречного движения паровой и жидкостной фаз.

Нарушение устойчивости работы термосифонов фиксировалось по резкому увеличению э.д.с. термопар и падению давления в зоне теплоотвода. За максимальное принималось значение тепловой нагрузки в период, непосредственно предшествующий кризисному явлению. При обработке опытных данных в качестве определяемой величины рассчитывалась плотность теплового потока $q_s^{\text{макс}}$, отнесенная к площади поперечного сечения канала в зоне подвода тепла. Результаты опытов приведены на рис. 1–3.

Как видно из рис. 1, величина $q_s^{\text{макс}}$ зависит от давления промежуточного теплоносителя и от длины зоны нагрева. Изменение диаметра трубы зоны нагрева от 3 до 12 мм не влияет на величину максимальной плотности теплового потока $q_s^{\text{макс}}$. Изменение в определенных пределах степени объемного заполнения термосифона также не оказывает влияния на величину $q_s^{\text{макс}}$. Перегрев стенки трубы в средней части зоны нагрева происходит при уменьшении степени заполнения ниже некоторого значе-

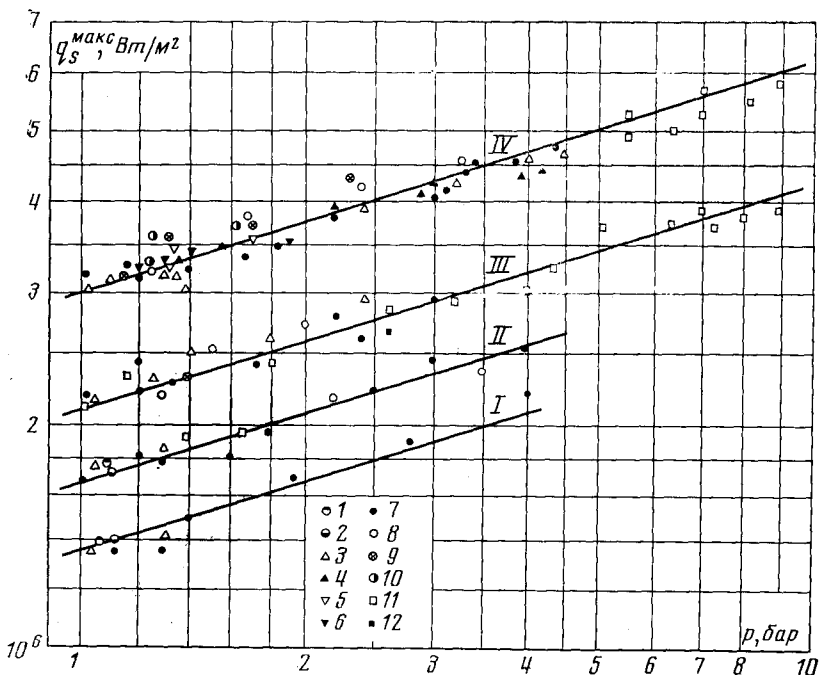


Рис. 1. Зависимость максимальной плотности теплового потока q_s^{\max} для Ф-11 от давления при различных значениях диаметра, длины зоны нагрева и степени заполнения ее жидкостью: I — $l_n = 50$ мм, II — 100, III — 200, IV — 500 ÷ 1000 мм; 1 — $d_{вн} = 3$ мм, $\epsilon_{з.н} = 1,0$; 2 — $d_{вн} = 4$ мм, $\epsilon_{з.н} = 1,0$; 3, 4, 5, 6 — $d_{вн} = 6$ мм (3 — $\epsilon_{з.н} = 1,0$; 4 — 0,75; 5 — 0,5; 6 — 0,25); 7, 8, 9, 10 — $d_{вн} = 8$ мм (7 — $\epsilon_{з.н} = 1,0$; 8 — 0,75; 9 — 0,5; 10 — 0,25); 11, 12 — $d_{вн} = 12$ мм (11 — $\epsilon_{з.н} = 1,0$; 12 — 0,5)

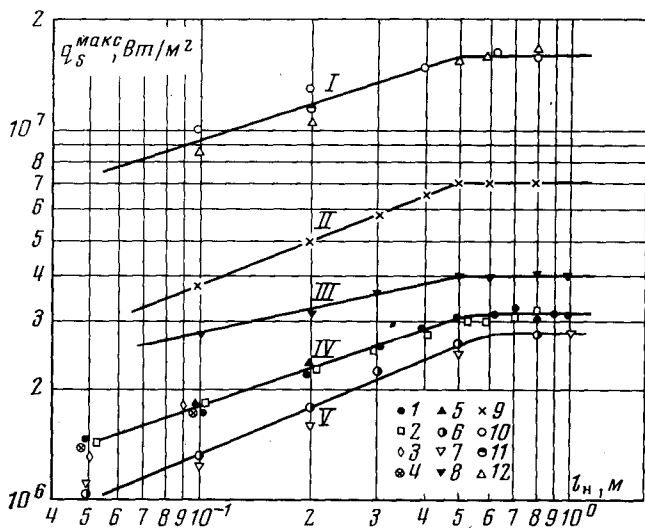


Рис. 2. Зависимость q_s^{\max} от длины участка подвода тепла l_n для различных промежуточных теплоносителей: I — вода, 1 бар; II — метиловый спирт, 1,2 бар; III — фреон-12, 10 бар; IV — фреон-11, 1 ÷ 1,2 бар; V — фреон-113, 0,66 ÷ 0,72 бар; 1 — $d_{вн} = 3$ мм; 2 — 4; 3 — 6; 4, 6, 9, 10 — 8; 5, 7, 8, 12 — 12

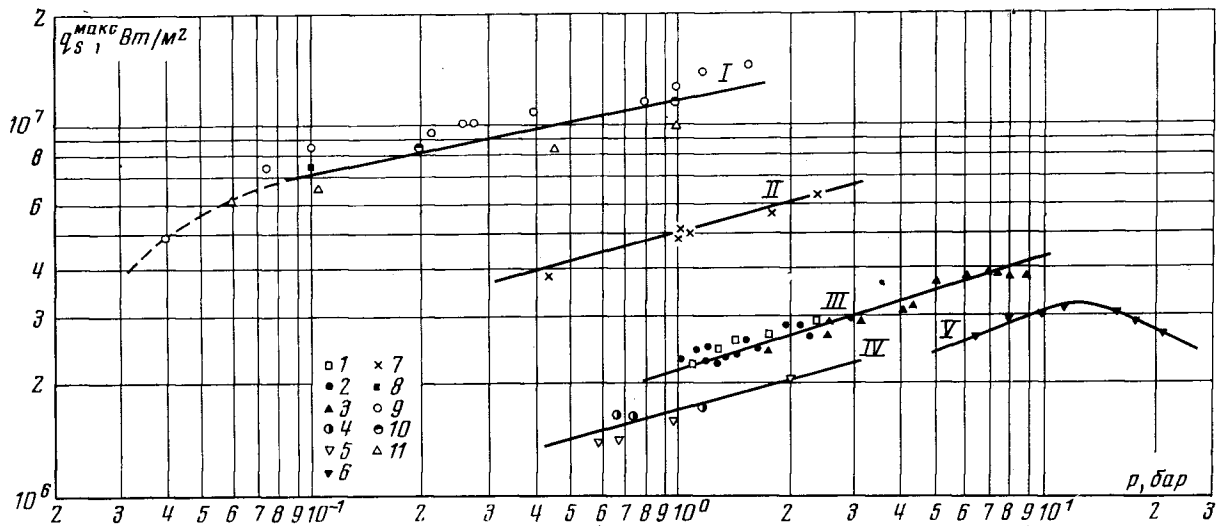


Рис. 3. Зависимость q_{S1}^{max} от давления для различных жидкостей при длине зоны нагрева $l_{н}=200$ мм: I — вода, II — метиловый спирт, III — фреон-11, IV — фреон-113, V — фреон-12; I — $d_{вн}=6$ мм; 2, 4, 7, 9 — 8; 3, 5, 6, 11 — 12; 8 — 4; 10 — 10

ния, зависящего от геометрических размеров термосифона в целом и отдельных его участков. Исследования, проведенные на трубах с различными соотношениями длин зоны нагрева и остальных участков термосифона, показали, что для нормальной работы устройства степень заполнения жидкостью участка теплопровода во всех случаях должна быть не менее 50%. Однако при развитой поверхности участка конденсации и небольших размерах зоны нагрева количества жидкости, определяемого из данного условия, может быть недостаточно для полного смачивания внутренней поверхности термосифона. В этих условиях более характерной величиной, однозначно определяющей минимально допустимую степень заполнения, является средняя толщина пленки жидкости $\delta_{пл}$. В опытах установлено, что нормальная работа термосифонов достигалась при $\delta_{пл} = 0,3 - 0,5$ мм. При этом в некоторых опытах наблюдалось повышение максимального теплового потока (до 20%) по сравнению с опытами при больших значениях степени заполнения, что объясняется, по-видимому, достижением условий, при которых существует кольцевой режим течения двухфазного потока без избытка жидкости, препятствующего выходу паровых пузырей из участка нагрева. Однако практического значения этот режим работы двухфазных термосифонов не имеет, так как он наблюдается в очень узком диапазоне степени заполнения.

Таким образом, минимально допустимое количество промежуточного теплоносителя может быть определено при одновременном удовлетворении условиям $\epsilon_{з.н.} \geq 50\%$ и $\delta_{пл} \geq 0,3$ мм. Дальнейшее уменьшение количества жидкости ниже предельного значения приводит к перегреву стенки трубы в нижней части зоны нагрева, вероятно, из-за высыхания и разрыва пленки с образованием сухих дорожек. Подобные явления наблюдались в [9].

Как видно из рис. 2, увеличение длины зоны нагрева до 500 мм приводит к значительному повышению $q_s^{макс}$. При дальнейшем увеличении величина $q_s^{макс}$ остается практически постоянной. Такой характер зависимости $q_s^{макс} = f(l_n)$ может быть объяснен тем, что в трубах большой длины максимальная теплопередающая способность определяется только устойчивостью движения фаз в осевом направлении. В трубах с малой длиной зоны нагрева более раннее наступление кризиса теплопереноса наступает, вероятно, вследствие уменьшения движущего напора циркуляции теплоносителя и увеличения радиальной плотности теплового потока на стенке трубы.

Для определения влияния геометрических размеров участка отвода тепла на максимальную теплопередающую способность термосифона были проведены опыты на термосифонах с постоянными диаметрами трубки в зоне подвода тепла и адиабатической зоне и с различными диаметрами на участке отвода тепла. Как показали опыты, геометрические размеры участка теплоотвода не оказывают влияния на величину максимального теплового потока, передаваемого термосифоном.

Исследование влияния длины транспортной зоны на теплоперенос в термосифоне осуществлялось путем перемещения верхнего и нижнего теплопроводов при постоянном значении длины зоны нагрева. Результаты опытов показали, что значение $q_s^{макс}$ не зависит от длины транспортной зоны.

Характер зависимости $q_s^{макс}$ от давления в полости термосифона (рис. 3) в основном одинаков для всех жидкостей, за исключением области глубокого вакуума для воды (кривая 1) и области высоких давлений для фреона-12 (кривая V). Очевидно, что аналогичный ход кривых имеет место и для других жидкостей при изменении давления в соответствующем для каждой жидкости диапазоне.

Для обобщения опытных данных была рассмотрена модель кризиса теплопереноса, происходящего вследствие нарушения устойчивости

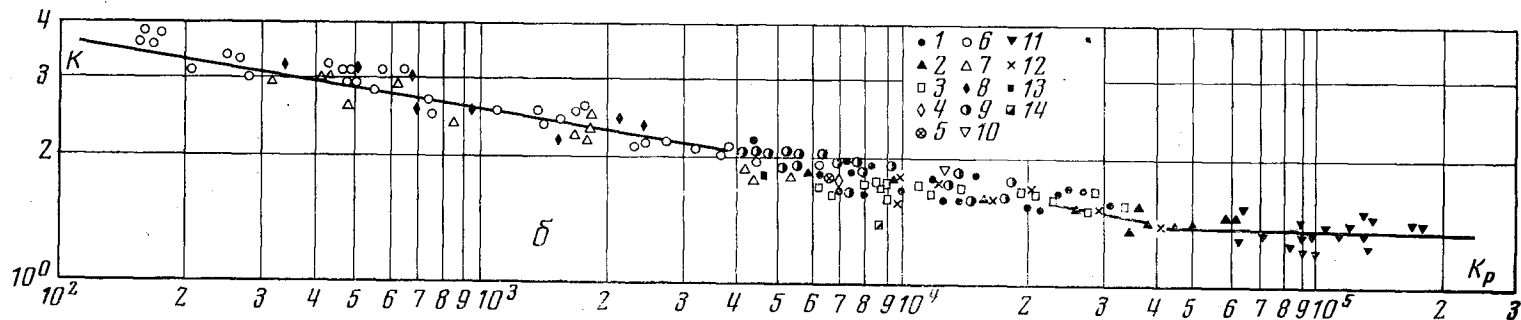
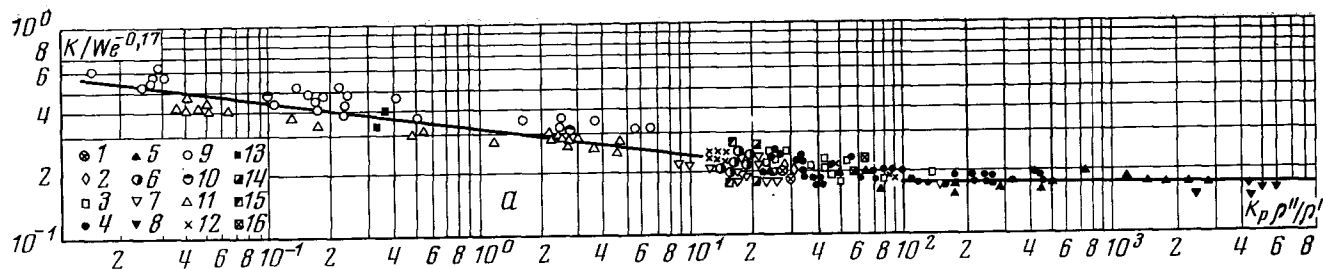


Рис. 4. Обобщение опытных данных: а — длина зоны нагрева, $l_n \leq 0,5$ м; 1, 2, 3, 4, 5 — фреон-11: 1 — $d_{вн} = 3$ мм; 2 — 4; 3 — 6; 4 — 8; 5 — 12; 6, 7 — фреон-113: 6 — $d_{вн} = 8$ мм; 7 — 12; 8 — фреон-12, $d_{вн} = 12$ мм; 9, 10, 11 — вода: 9 — $d_{вн} = 8$ мм; 10 — 10; 11 — 12; 12 — метанол, $d_{вн} = 8$ мм; 13, 14, 15, 16 — [6]; 13 — вода; 14 — этанол; 15 — четыреххлористый углерод; 16 — *n*-гексан; б — длина зоны нагрева $l_n \geq 0,5$ м: 1, 2, 3, 4, 5 — фреон-11: 1 — $d_{вн} = 8$ мм; 2 — 12; 3 — 6; 4 — 4; 5 — 3; 6, 7, 8 — вода: 6 — $d_{вн} = 8$ мм; 7 — 12; 8 — 4; 9, 10 — фреон-113: 9 — $d_{вн} = 8$ мм; 10 — 12; 11 — фреон-12, $d_{вн} = 12$ мм; 12 — метанол, $d_{вн} = 8$ мм; 13, 14 — [6]; 13 — вода; 14 — этанол

встречного движения парового и жидкостного потоков в осевом направлении термосифона. Анализ сил, определяющих взаимодействие фаз в этих условиях (силы инерции, тяжести, поверхностного натяжения, давления и трения), приводит к следующей системе критериев: $K = q_s^{\text{макс}} / r \sqrt{\rho''} \sqrt{\sigma(\rho' - \rho'')} g$ — критерий устойчивости; $K_p = p\delta/\sigma$ — критерий давления; $We = \sigma/g(\rho' - \rho'') l_n^2$ — критерий Вебера; $Ga = g\delta^3/\nu^2$ — критерий Галилея, $\delta = \sqrt{\sigma/g(\rho' - \rho'')}$. Кроме указанных критериев, могут быть введены симплексы ρ'/ρ'' и $l_n/d_{\text{вн}}$. Критериальное уравнение в общем случае может иметь вид

$$K = f(K_p, We, Ga, \rho'/\rho'', l_n/d_{\text{вн}}). \quad (1)$$

Влияние диаметра термосифона $d_{\text{вн}}$ при изменении его от 3 до 12 мм не обнаружено, поэтому симплекс $l_n/d_{\text{вн}}$ выпадает из рассмотрения. Кроме того, длина зоны нагрева при изменении ее в диапазоне $l_n \geq 0,5$ м также не влияет на исследуемое явление, поэтому в данном диапазоне критерий We не является определяющим.

На рис. 4 приведено обобщение опытных данных для двух характерных областей изменения $q_s^{\text{макс}}$ в зависимости от длины зоны нагрева: $l_n \leq 500$ и $l_n \geq 500$ мм.

Как видно из графиков, результаты опытов удовлетворительно обобщаются с помощью комплексов K , K_p , We и ρ''/ρ' . Критерий Галилея не оказывает влияния на кризис теплопереноса, вероятно, вследствие использования в настоящих исследованиях маловязких жидкостей. На рис. 4 приведены также опытные данные [6] по критическим тепловым потокам в открытых термосифонах, т. е. при давлении $p \approx 1$ бар. Сопоставление указывает на удовлетворительное их согласование с результатами настоящей работы.

Для расчета максимальной теплопередающей способности замкнутых двухфазных термосифонов могут быть использованы следующие соотношения:

при $l_n \leq 0,5$ м

$$K = C_1 We^{-0,17} (K_p \rho''/\rho')^n, \quad (2)$$

где

$$C_1 = 0,318, n = -0,14 \text{ при } K_p \rho''/\rho' = 0,015 \div 50;$$

$$C_1 = 0,185, n = 0 \text{ при } K_p \rho''/\rho' = 50 \div 6 \cdot 10^3;$$

при $l_n \geq 0,5$ м

$$K = C_2 K_p^m, \quad (3)$$

где

$$C_2 = 7,6, m = -0,16 \text{ при } K_p = 1,6 \cdot 10^2 \div 5 \cdot 10^4;$$

$$C_2 = 1,35, m = 0 \text{ при } K_p = 5 \cdot 10^4 \div 2 \cdot 10^5.$$

Киевский политехнический институт

Поступила в редакцию
10 XI 1975

ЛИТЕРАТУРА

1. А. Ф. Гаверилов, В. Я. Лях. Теплоэнергетика, № 3, 1965.
2. В. В. Оносовский, В. С. Соколов, Н. А. Бучко, Ю. Н. Образцов. Холодильная техника, № 12, 1971.
3. З. Р. Горбис, Г. Ф. Смирнов, Л. Н. Мищенко. В сб. Холодильная техника и технология, № 12, 1971.
4. Н. М. Стоянов. ИФЖ, 17, № 1, 1969.
5. М. К. Безродный, А. И. Белойван. В сб. Теплофизика и теплотехника, вып. 29. «Наукова думка», Киев, 1975.
6. Kusuda, Itura. Bull. ISME, 16, № 101, 1973.
7. B. S. Larkin. Eng. (Can.) Trans. Can. Soc. Mech. Eng., 54, № 8—9, 1971.
8. Y. Lee, Y. Mital. Int. J. Heat Mass Trans., 15, № 9, 1972.
9. З. Р. Горбис, Г. А. Савченко, В. Г. Шевченко. Докл. на V Всес. конф. по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при движении двухфазного потока в элементах энергетических машин аппаратов. Л., 1974.