

В.Е. Позняк, В.Н. Савельев, К.С. Горбачев

## ИССЛЕДОВАНИЕ И СОЗДАНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ИСПАРИТЕЛЕЙ КРИОГЕННЫХ УСТАНОВОК ИЗ ОРЕБРЕННЫХ ТРУБ

Приведены результаты экспериментального исследования теплоотдачи при кипении азота на горизонтальных трубах с наружным поперечным оребрением и элементах трубного пучка из оребренных труб применительно к конденсаторам-испарителям воздухоразделительных установок и аппаратам испарительного типа для установок сжижения природного газа. Показано, что при получении обобщающей расчетной зависимости для теплоотдачи при парообразовании внутри горизонтального пучка из труб с наружным поперечным оребрением необходимо учитывать влияние на теплоотдачу щелевого эффекта кипения (для межреберных зазоров, меньших 1,0 мм) и расходных характеристик парожидкостного потока, определяющих его структуру.

Создание эффективных испарителей с высоким уровнем теплопередачи и оптимизированной компоновкой теплообменной поверхности, отличающихся минимальными металлоемкостью, трудоемкостью изготовления, а также обеспечивающих минимальные энергозатраты в системе, в которую они включены, является одним из основных путей совершенствования криогенных установок.

Применительно к конденсаторам-испарителям (КИ) установок разделения воздуха и ожижителей водорода степень надежности и эффективности эксплуатации этих аппаратов определяется минимально допустимым значением разности температур  $\Delta T$  между кипящей и конденсирующейся средами. Другим требованием является обеспечение надежной естественной циркуляции кипящей жидкости, полностью омывающей рабочую теплообменную поверхность каналов и исключаяющей образование "сухих" участков поверхности, на которых могут откладываться твердые взрывоопасные примеси углеводородов, растворенные в кипящей среде (кислород, азото-кислородные смеси).

Эффективность работы испарительных аппаратов установок для сжижения природного газа (УСПГ), как правило, работающих в прямоточном (восходящем или оросительном) режиме (без циркуляции) движения потока испаряющегося хладагента, определяется интенсивностью теплопередачи и оптимальными гидродинамическими условиями (полным омыванием рабочей поверхности теплообмена кипящей жидкостью и минимальным уносом не испарившейся жидкости).

В настоящее время существует несколько типов конструкций КИ, отличающихся друг от друга способом организации процесса теплоотдачи при кипении и его интенсификации. По показателям металлоемкости, трудоемкости и возможностям механизации процесса изготовления наиболее предпочтительны в настоящее время пластинчаторебристые конструкции КИ. Эффективность теплопередачи и минимальные энергозатраты в установке для получения чистых продуктов разделения воздуха обеспечиваются использованием витой конструкции КИ из труб с капиллярно-пористым покрытием (КПП) поверхности кипения.

Однако в ряде случаев, исходя из условий надежности и относительно низкой стоимости, обусловленной имеющейся отлаженной технологией массового производства, приемлемыми оказались КИ витой конструкции из оребренных труб.

Известно, что применение оребренной поверхности на стороне кипения является одним из методов интенсификации теплоотдачи при кипении. При этом теплосъем с единицы длины оребренной трубки увеличивается как за счет развития поверхности теплообмена, так и за счет воздействия межреберных зазоров на механизм парообразования.

В данной работе приведены результаты экспериментальных исследований теплоотдачи при кипении азота на трубчатых алюминиевых образцах оребренной поверхности (наружное поперечное оребрение), а также теплоотдачи и гидродинамики в элементах горизонтальных пучков из оребренных труб КИ витой конструкции.

Геометрические характеристики исследованных поверхностей оребренных труб

Номер образца	Несущий диаметр ребер $d_{нес}$ , мм	Высота ребра $h$ , мм	Шаг оребрения $s$ , мм	Толщина ребра $\delta$ , мм	Межреберный зазор $s - \delta$ , мм
1	11,5	1,06	1,88	0,6	1,28
2	11,8	1,23	1,87	0,47	1,4
3	11,2	1,14	1,95	0,54	1,41
4	10,67	1,82	1,93	0,51	1,42
5	10,7	1,79	1,75	0,51	1,24
6	10,8	2,07	1,9	0,5	1,4
7	10,6	2,48	1,9	0,47	1,43
8	10,4	2,774	1,9	0,43	1,47
9	9,77	1,112	1,225	0,56	0,665
10	11,18	1,742	0,83	0,306	0,524

В табл. 1 приведены геометрические характеристики профилей испытанных образцов труб оребренной поверхности.

Испытуемый образец длиной 100 мм располагался горизонтально, внутри криостата с жидким азотом, кипящим при атмосферном давлении. Тепловой поток определялся по электрической мощности нагревателя, размещенного внутри трубки, а температурный напор между стенкой образца и кипящей жидкостью измерялся с помощью медь-копелевой термопары.

Результаты выполненных экспериментальных исследований приведены на рис. 1. При этом на рис. 1,а экспериментальные данные приведены в виде зависимости линейной плотности теплового потока  $q_l$  (количества тепла, снимаемого с единицы длины образца оребренной трубки) от температурного напора  $\Delta T$ . Можно видеть, что при одинаковом  $\Delta T$  линейная плотность  $q_l$  увеличивается с ростом коэффициента оребрения, а для образцов 9,10 с межреберным зазором  $s - \delta = 0,665; 0,524$  мм наблюдается скачок  $q_l$ . Это явление можно объяснить тем, что для межреберных зазоров, соизмеримых с отрывными диаметрами паровых пузырей, образующихся при кипении, возникает щелевой эффект кипения, обусловленный деформацией пузыря в паровом канале и приводящий к интенсификации теплоотдачи [1, 2].

На рис. 1,б опытные данные представлены в виде зависимости коэффициента теплоотдачи, вычисленного с учетом коэффициента полезного действия оребренной поверхности, от плотности теплового потока, отнесенной к поверхности оребрения  $q^{реб}$ . Анализ полученных данных показал, что при межреберных зазорах  $s - \delta > 1,0$  мм коэффициент теплоотдачи при кипении, вычисленный с учетом КПД оребренной поверхности, остается близким к коэффициенту теплоотдачи при кипении в большом объеме на гладкой трубке того же материала и удовлетворительно описывается уравнением, сходным по структуре с формулой Лабунцова [3] для гладкой поверхности

$$Nu_* = 0,053 Re_*^{0,42} Pr_*^{0,333}, \quad (1)$$

$$\text{где } Nu_* = \frac{\alpha l_*}{\lambda_{ж}}, \quad Re_* = \frac{l_* q^{реб}}{r \rho_{п} \nu_{ж}}, \quad Pr_* = \frac{\nu_{ж}}{a_{ж}},$$

$$l_* = c_{рж} \rho_{ж} \sigma T_s / (r \rho_{п})^2,$$

$\lambda_{ж}$ ,  $a_{ж}$ ,  $\sigma$ ,  $c_{рж}$ ,  $\nu_{ж}$ ,  $\rho_{п}$ ,  $\rho_{ж}$ ,  $r$ ,  $T_s$  — теплофизические параметры кипящей среды: соответственно теплопроводность, температуропроводность, поверхностное натяжение, удельная теплоемкость, кинематическая вязкость, плотности пара и жидкости, теплота испарения, температура насыщения.

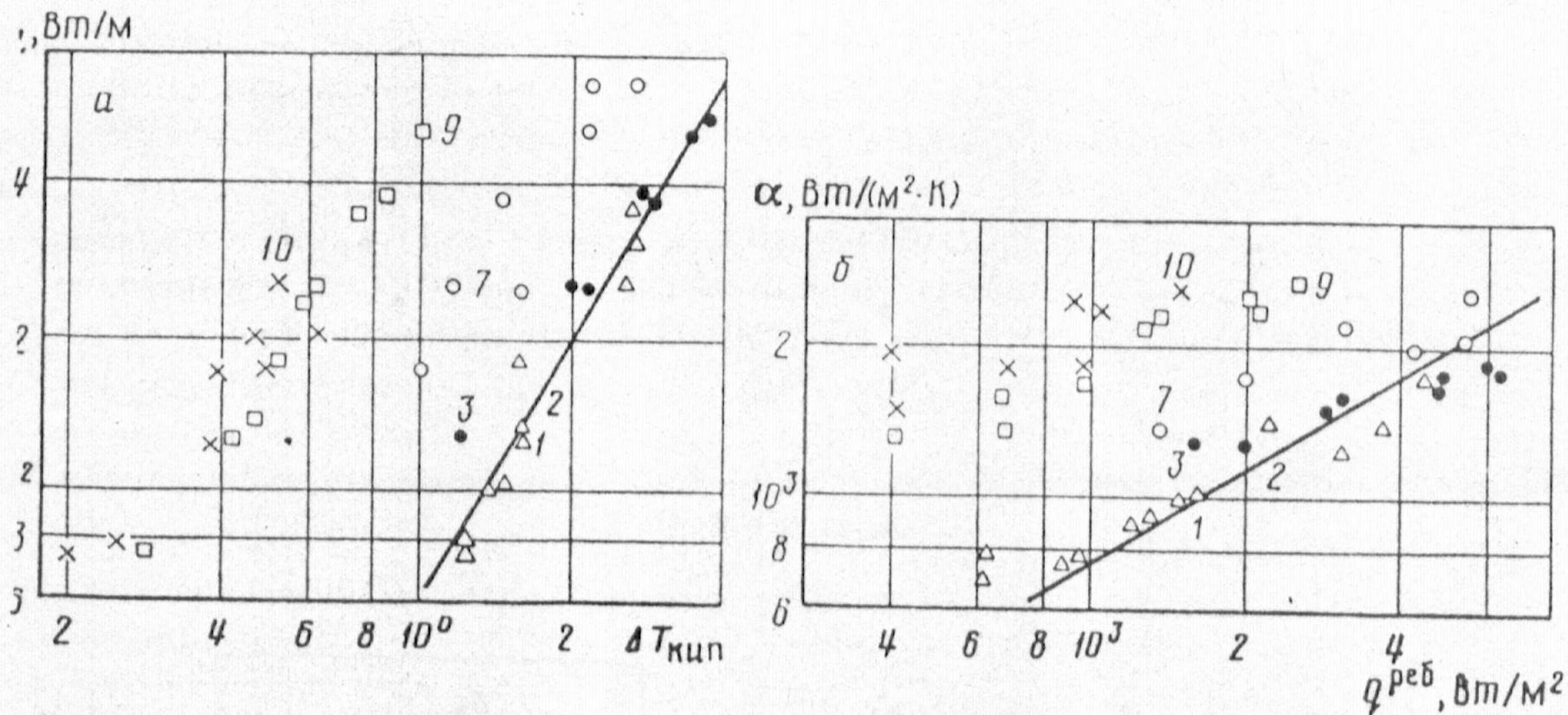


Рис. 1. Опытные данные по теплоотдаче при кипении азота на оребренной поверхности трубы ( $P = 0,1$  МПа): *a* – зависимость линейной плотности теплового потока  $q_l$  от температурного напора  $\Delta T_{\text{кип}}$ ; *б* – зависимость коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  от плотности теплового потока  $q_{\text{реб}}$ ; 1, 3, 7, 9, 10 – номера образцов в соответствии с табл. 1; 2 – расчет для гладкой поверхности по формуле (1)

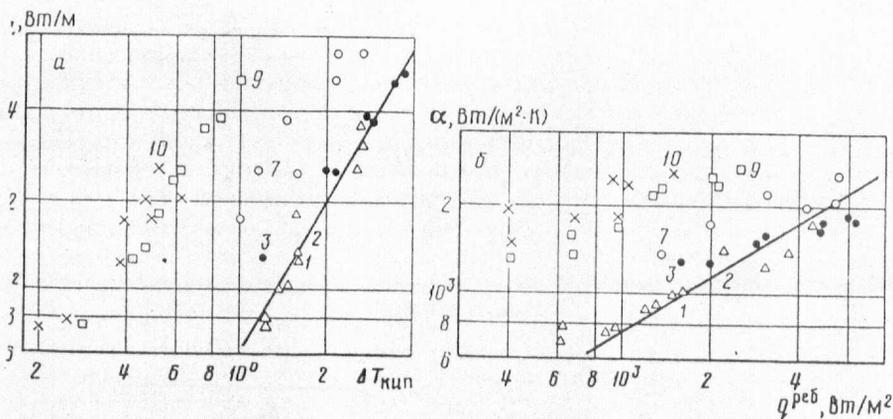


Рис. 1. Опытные данные по теплоотдаче при кипении азота на оребренной поверхности трубы ( $P = 0,1$  МПа): *a* – зависимость линейной плотности теплового потока  $q_l$  от температурного напора  $\Delta T_{\text{кип}}$ ; *b* – зависимость коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  от плотности теплового потока  $q^{\text{реб}}$ ; 1, 3, 7, 9, 10 – номера образцов в соответствии с табл. 1; 2 – расчет для гладкой поверхности по формуле (1)

Плотность теплового потока, отнесенная к оребренной поверхности, вычисляется по формуле

$$q^{\text{реб}} = \frac{q_l}{\pi d_{\text{нес}} k \eta}, \quad (2)$$

где  $q_l$  – линейная плотность теплового потока (количество тепла, отводимое с единицы длины оребренной трубки); коэффициент оребрения

$$k = \frac{[(d_{\text{нес}} + 2h)^2 - d_{\text{нес}}^2]/2 + (d_{\text{нес}} + 2h)\delta + (s - \delta)d_{\text{нес}}}{s d_{\text{нес}}}$$

Эффективность оребрения  $\eta$  оценивалась через КПД ребра и соотношение площадей поверхности ребер и оребренной трубки  $F_p/F_{\text{ор}}$ . Площади поверхности единицы длины оребренной трубки определяются из выражения

$$F_{\text{ор}} = \frac{\pi}{s} \left[ \frac{(d_{\text{нес}} + 2h)^2 - d_{\text{нес}}^2}{2} + (d_{\text{нес}} + 2h)\delta + (s - \delta)d_{\text{нес}} \right], \quad (3)$$

поверхности ребер

$$F_p = \frac{\pi}{s} \left[ \frac{(d_{\text{нес}} + 2h)^2 - d_{\text{нес}}^2}{2} + (d_{\text{нес}} + 2h)\delta \right]. \quad (4)$$

Расчет КПД круглых ребер поперечно оребренных труб может производиться по методике, основанной на использовании модифицированных функций Бесселя первого и второго рода нулевого порядка, и представляется громоздким и мало удобным для инженерных расчетов. Оценочные расчеты показали, что для условий работы КИ установок разделения воздуха и принятой геометрии ребер КПД круглого и прямого ребер численно близки друг к другу.

В связи с этим с целью упрощения расчета используется формула для прямого ребра постоянного поперечного сечения

$$\eta_p = th(mh)/mh, \quad (5)$$

где  $m = \sqrt{2\alpha/(\lambda_{\text{ст}}\delta)}$  – параметр;  $\lambda_{\text{ст}}$  – теплопроводность материала стенки; КПД

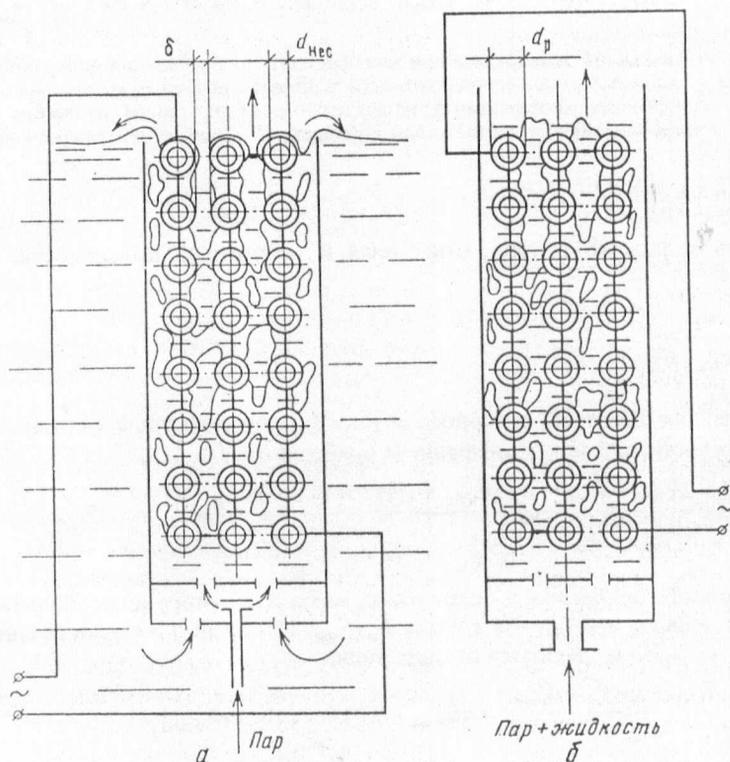


Рис. 2. Схемы экспериментальных участков

оребреной поверхности определяется по формуле

$$\eta = 1 - \frac{F_p}{F_{op}} (1 - \eta_p). \quad (6)$$

Расчет теплоотдачи при кипении по формуле (1) проводится методом последовательных приближений. В первом приближении для выбранного  $q_l$  принимается  $\eta = 1$  и определяется  $\alpha'$ . Далее расчет теплоотдачи при кипении для того же значения  $q_l$  повторяется с уточненным  $\eta'$  до его совпадения с предыдущим.

Для образцов с межреберным зазором  $s - \delta \leq 1,0$  мм обобщение данных по теплоотдаче при кипении необходимо осуществлять с учетом щелевого эффекта парообразования.

Компоновка поверхности теплообмена КИ должна обеспечивать эффективную и взрывобезопасную работу, исключая возможность отложения и накопления углеводородных примесей. Выбор типа теплообменной поверхности необходимо осуществлять на основе данных по гидродинамике двухфазного потока при кипении в межтрубном пространстве аппарата. Так, уменьшение продольного и поперечного шагов размещения труб в трубном пучке позволяет более компактно разместить поверхность теплообмена и уменьшить габариты аппарата. Одновременно увеличивается гидравлическое сопротивление трубного пучка, что приводит к недостатку жидкости в верхних рядах парогенерирующих труб и ухудшению теплоотдачи. Результаты исследования гидродинамики и методика расчета естественной циркуляции в горизонтальных погруженных трубчатых испарителях приведены в [4].

На величину среднего коэффициента теплоотдачи при кипении в горизонтальном трубном пучке оказывают влияние гидродинамические факторы, а именно: скорость движения и изменяющаяся структура парожидкостного потока [5, 6].

Геометрические характеристики экспериментальных участков

Наименование	Обозначение	Числовое значение
Число рядов труб по высоте пучка, шт.	$Nl$	8
Число труб в ряду, шт.	$Nd$	3
Рабочая длина одной трубки пучка, м	$l$	0,1
Толщина прокладки в продольном и поперечном направлениях размещения труб, мм	$\delta_{\Pi}$	1,0
Материал труб		АМЦ

В данной работе приведены результаты экспериментальных исследований теплоотдачи и гидродинамики при подъемном движении парожидкостного потока азота в трубном пучке из оребренных труб. Эксперименты проводились на стенде, основными элементами которого являлись рабочие участки, схемы которых приведены на рис. 2. В отдельности каждый рабочий участок представлял собой элемент трубного пучка из горизонтальных труб с наружным поперечным оребрением, размещенных внутри корпуса, выполненного из теплоэлектроизоляционного материала (текстолита).

При этом схема участка на рис. 2, *а* представляет собой элемент затопленного трубного пучка, работающего в режиме естественной циркуляции, когда движение парожидкостного потока осуществляется под действием разности плотностей жидкости за пределами экспериментального участка и парожидкостной смеси внутри трубного пучка.

Для моделирования процесса теплообмена в  $i$ -м элементе по высоте трубного пучка и обеспечения заданного начального паросодержания в поток циркулирующей жидкости на входе в участок производился вдув насыщенного пара азота.

На рис. 2, *б* приведена схема прямооточного восходящего движения парожидкостного потока внутри трубного пучка.

Конструктивные характеристики трубных пучков, приведенных на рис. 2, идентичны и представлены в табл. 2.

Геометрические характеристики оребренной поверхности приведены в табл. 1 (образец 6).

Тепловой поток к трубкам подводился с помощью электронагревателей в виде спиралей из нихромовой проволоки одинаковой длины, вмонтированных внутрь каждой трубки и соединенных последовательно.

Плотность теплового потока на каждой трубке вычислялась по формуле (в Вт/м<sup>2</sup>)

$$q_i = IV/(Fn), \quad (7)$$

где  $I$  — сила тока в цепи, А;  $V$  — напряжение по вольтметру, В;  $F$  — несущая поверхность ребер одной трубки, м<sup>2</sup>;  $n$  — число трубок в пучке, шт.

Измерение разности температур между стенкой трубки и движущимся парожидкостным потоком  $\Delta T_i$  осуществлялось медь-константановыми термопарами.

Средний коэффициент теплоотдачи  $i$ -го ряда трубок пучка определялся из соотношения (в Вт/(м<sup>2</sup> · К))

$$\alpha_i = q_i/\Delta T_i. \quad (8)$$

На рис. 3 приведены экспериментальные данные по теплоотдаче при кипении азота в горизонтальном пучке из оребренных труб в условиях естественной циркуляции. При этом на рис. 3, *а* приведены данные без предварительного вдува пара азота, когда приведенная скорость пара на входе равна  $W'_{\text{прив}} = 0$ , т.е. смоделированы условия на начальном элементе трубного пучка, в котором уровень теплоотдачи на трубках нижнего ряда соответствует уровню теплоотдачи при кипении на одиночной трубе в условиях

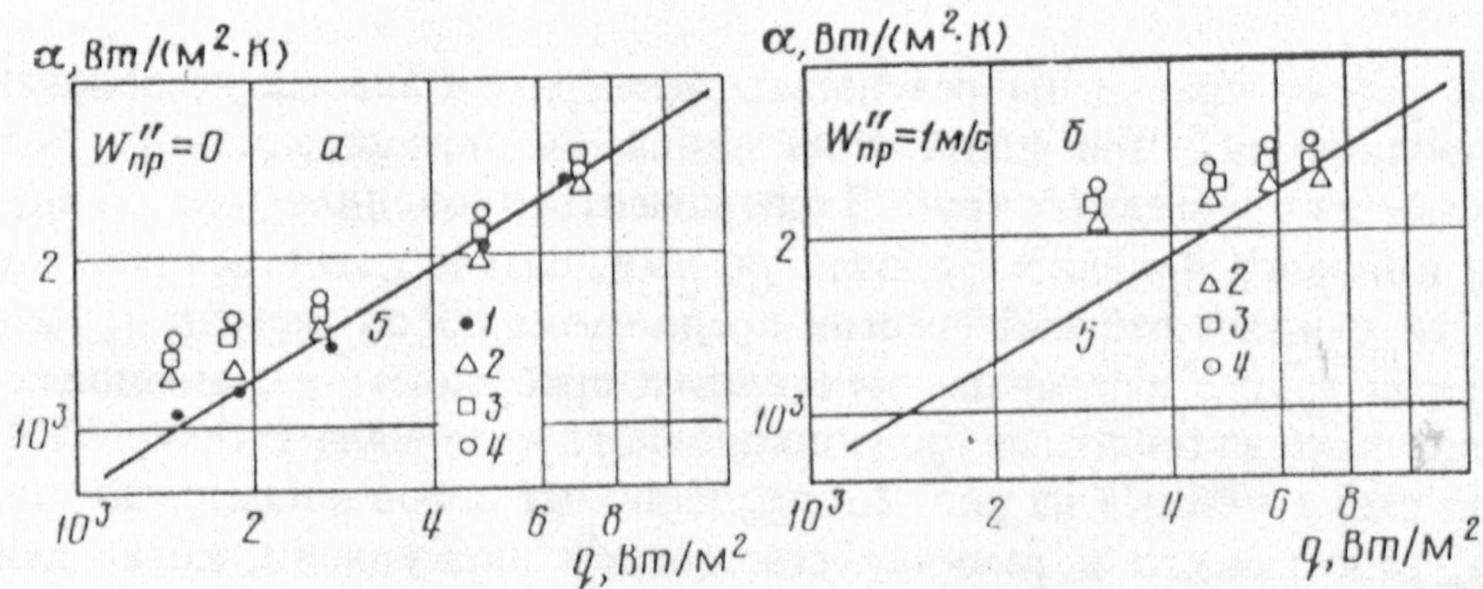


Рис. 3. Экспериментальные данные по теплоотдаче при кипении азота в горизонтальном пучке из оребренных труб в условиях естественной циркуляции: 1 – 1-й (нижний) ряд труб; 2 – 3-й ряд; 3 – 6-й ряд; 4 – 8-й ряд; 5 – расчет по (1)

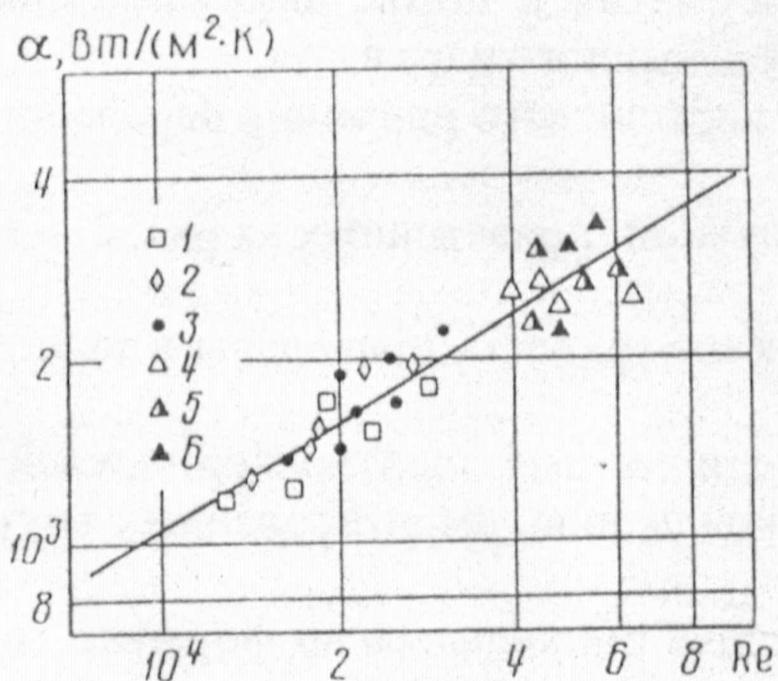


Рис. 4

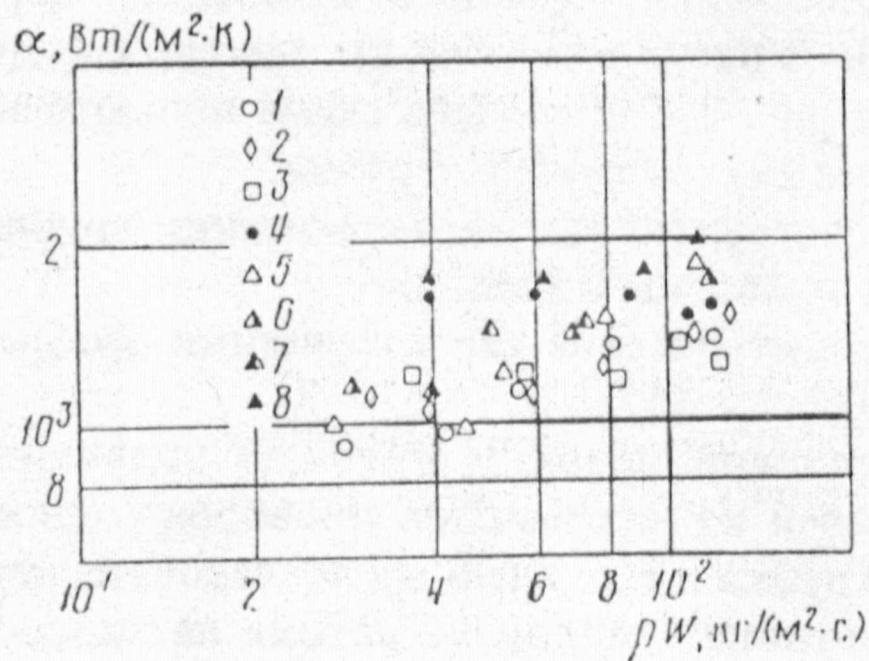


Рис. 5

Рис. 4. Сопоставление опытных и рассчитанных по (9) данных по теплоотдаче ( $W''_{прив} = 0$ : 1 – 3-й ряд; 2 – 6-й ряд; 3 – 8-й ряд;  $W''_{прив} = 1$  м/с: 4 – 3-й ряд; 5 – 6-й ряд; 6 – 8-й ряд)

Рис. 5. Экспериментальные данные по средней теплоотдаче в пучке из оребренных труб в условиях прямооточного восходящего движения парожидкостного потока ( $x = 0,03$ : 1 –  $q = 1600$  Вт/м<sup>2</sup>; 2 – 2000; 3 – 300; 4 – 4000;  $x = 0,05$ : 5 –  $q = 1600$ ; 6 – 2000; 7 – 3000; 8 – 4000)

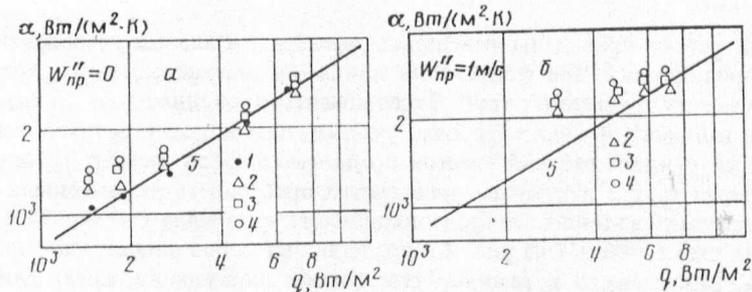


Рис. 3. Экспериментальные данные по теплоотдаче при кипении азота в горизонтальном пучке из оребренных труб в условиях естественной циркуляции: 1 – 1-й (нижний) ряд труб; 2 – 3-й ряд; 3 – 6-й ряд; 4 – 8-й ряд; 5 – расчет по (1)

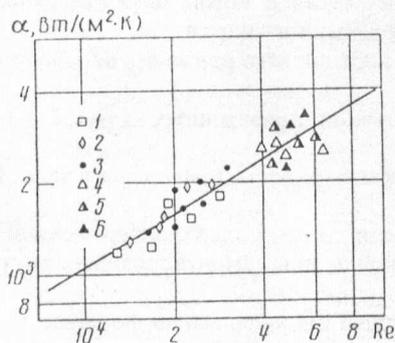


Рис. 4

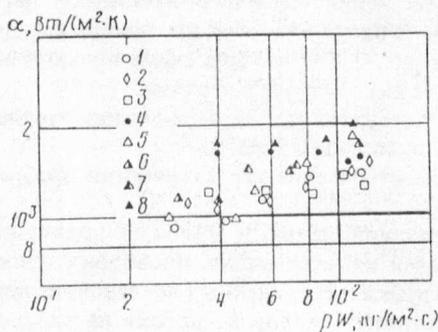


Рис. 5

Рис. 4. Сопоставление опытных и рассчитанных по (9) данных по теплоотдаче ( $W''_{прив} = 0$ : 1 – 3-й ряд; 2 – 6-й ряд; 3 – 8-й ряд;  $W''_{прив} = 1$  м/с: 4 – 3-й ряд; 5 – 6-й ряд; 6 – 8-й ряд)

Рис. 5. Экспериментальные данные по средней теплоотдаче в пучке из оребренных труб в условиях прямооточного восходящего движения парожидкостного потока ( $x = 0,03$ : 1 –  $q = 1600$  Вт/м<sup>2</sup>; 2 – 2000; 3 – 300; 4 – 4000;  $x = 0,05$ : 5 –  $q = 1600$ ; 6 – 2000; 7 – 3000; 8 – 4000)

свободного объема, что и подтверждается расчетной зависимостью (1). Для верхних рядов пучка интенсивность теплообмена выше, чем рассчитанная по (1). Это расхождение наиболее значительно при относительно малых плотностях теплового потока.

На рис. 3, б приведены данные при  $W''_{прив} = 1$  м/с, соответствующие условиям работы  $i$ -го элемента трубного пучка с увеличенным паросодержанием. Можно видеть, что при постоянной плотности теплового потока с ростом паросодержания в циркулирующем потоке происходит увеличение интенсивности теплоотдачи при кипении в трубном пучке в сравнении с кипением на одиночной трубке в свободном объеме.

По-видимому, увеличение интенсивности теплоотдачи с ростом паросодержания можно объяснить уменьшением доли проходного сечения канала, занятой жидкой фазой, и связанным с ним увеличением истинной скорости жидкости. Происходит переход от развитого пузырькового кипения, являющегося определяющим для нижних рядов трубного пучка, к кольцевому с тонкой пленкой жидкости, омывающей трубки пучка. Учитывая, что толщина пленки жидкости, движущейся в межтрубном пространстве, мала в сравнении с отрывным диаметром парового пузыря, можно предложить, что в этом случае реализуется процесс поверхностного испарения, интенсивность которого не связана с образованием пузырей, и теплоотдача оценивается по зависимостям для конвективного теплообмена, например [7]

$$Nu = 0,3 Re^{0,625} k^{-0,375} Pr^{0,335} \quad (9)$$

где  $Re$  — число Рейнольдса, определяемое по истинной скорости жидкости в узком сечении трубного пучка.

На рис. 4 сопоставляются опытные и рассчитанные по формуле (9) данные по теплоотдаче при кипении в трубном пучке из труб с наружным поперечным оребрением в условиях естественной циркуляции, получено удовлетворительное согласование.

На рис. 5 приведены экспериментальные данные по теплоотдаче в трубном пучке в условиях прямоточного восходящего режима движения парожидкостного потока в диапазоне массовых скоростей  $\rho W = 30 - 120 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ . Можно видеть, что при увеличении плотности теплового потока влияние расходных характеристик двухфазного потока на коэффициент теплоотдачи снижается. Если при  $q = 1600 \text{ Вт}/\text{м}^2$  и массовом паросодержании  $x = 0,03$  влияние массовой скорости на  $\alpha$  проявляется при  $\rho W \geq 50 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ , то при том же паросодержании и  $q = 4000 \text{ Вт}/\text{м}^2$  влияние массовой скорости на  $\alpha$  отсутствует.

Влияние же  $x$  на теплоотдачу начинает сказываться при  $\rho W = 60 - 80 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ , а при  $\rho W \geq 115 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  увеличение паросодержания  $x$  от 0,03 до 0,05 приводит к увеличению  $\alpha$  на 25%.

Таким образом, анализ полученных экспериментальных данных показал, что при получении обобщающей расчетной зависимости для теплоотдачи при парообразовании внутри горизонтального пучка из труб с наружным поперечным оребрением необходимо учитывать влияние на теплоотдачу щелевого эффекта кипения (для межреберных зазоров  $s - \delta < 1,0 \text{ мм}$ ) и расходных характеристик ( $x, \rho W$ ), определяющих структуру парожидкостного потока.

Полученные экспериментальные данные по теплоотдаче на одиночной оребренной трубке и на трубном пучке, а также данные по естественной циркуляции были приняты за основу при разработке методики теплогидродинамического расчета витых КИ из оребренных труб. Проведенные промышленные испытания таких аппаратов на головных образцах установок разделения воздуха типа КААр-32 (г. Череповец), Кт-36 (г. Норильск) и КА-15-5 (г. Мончегорск) показали удовлетворительное согласование эксплуатационных и проектных характеристик.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев В.А., Крохин Ю.И., Куликов А.С. // Тр. МЭИ. Вып. 141. М., 1972. С. 58.
2. Корнеев А.Д. Исследование гидродинамики и теплообмена при кипении в вертикальных щелевых каналах. Автореф. дис. на соискание уч. ст. канд. техн. наук, М.: МГТУ, 1974. 14 с.
3. Лабунцов Д.А. // Теплоэнергетика, 1960, № 5, С. 76.
4. Позняк В.Е., Приходько В.Ф., Гавриленко Г.С. // В. сб.: Процессы в криогенных установках и системах. Балашиха: НПО "Криогенмаш", 1985, С. 55.
5. Чан А., Шукри М. // Теплопередача, 1988, № 3, С. 234.
6. Koyama Y., Hashizume K. // XVI Congress Intern. Froid, Commission B1, France, Paris, 1983, P. 190.
7. Schmidt Th.E. // Der Wärmeübergang an Rippenrohren und die Berechnung von Rohrbündel-Wärmeaustauschern Kaltetechn. 1963. B. 15. N 4. S. 98; N 12. S. 370.

НПО Криогенмаш  
г. Балашиха

Поступила в редакцию  
20.08.91