

**КОНДЕНСАТОРЫ-ИСПАРИТЕЛИ УСТАНОВОК
РАЗДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА**

**4.1. Теплообмен при кипении
и конденсации криогенных жидкостей**

Процессы теплообмена при кипении и конденсации связаны с фазовыми превращениями веществ и сопровождаются поглощением или выделением тепла фазового перехода. Эффективность теплообмена при фазовых превращениях связана весьма сложной зависимостью с геометрическими характеристиками и состоянием поверхностей теплообмена, теплофизическими свойствами рабочих сред и режимными факторами.

По условиям проведения процесса кипения соответствующие аппараты можно разделить на две группы. В аппаратах первой группы кипение осуществляется в условиях естественной конвекции на поверхности, погруженной в жидкость; ко

второй группе относятся аппараты, в которых кипение осуществляется в условиях направленного движения жидкости. Независимо от указанных условий процесса существуют три режима кипения: пузырьковый, переходный и пленочный. В криогенных конденсаторах-испарителях процесс преимущественно протекает в условиях направленного движения жидкости и в режиме пузырькового кипения, несмотря на то, что последний может существовать в сравнительно узком диапазоне температурных напоров. Пузырьковое кипение может протекать в условиях как недогрева, так и насыщения жидкости. При снижении температурного напора пузырьковое кипение сменяется конвективным теплообменом, при его увеличении — режимом пленочного кипения.

Для криогенных жидкостей, хорошо смачивающих металлические поверхности, площадь непосредственного контакта пузыря с поверхностью настолько мала, что даже при значительном числе действующих центров парообразования поверхность теплообмена омывается в основном жидкостью, сильно турбулизованной в пристенной области. При достаточно большом числе центров парообразования коэффициенты теплоотдачи при пузырьковом кипении существенно выше, чем при конвективном теплообмене, что позволяет снимать большие тепловые потоки при сравнительно небольших температурных напорах. Основное количество теплоты выносится из пристенного слоя в объем жидкости с паром пузырей, т. е. в виде теплоты испарения. Часть теплоты отводится с перегретой жидкостью, увлекаемой паровыми пузырями при их отрыве от поверхности.

Число действующих центров парообразования увеличивается с ростом удельного теплового потока, передаваемого кипящей жидкости. Рост числа центров парообразования приводит к потере гидродинамической устойчивости жидких пленок между пузырьками и к слиянию пузырей. При критическом тепловом потоке пузырьковый режим кипения сменяется пленочным. Переход к пленочному режиму кипения сопровождается резким снижением коэффициента теплоотдачи, так как в этом случае теплота от поверхности к жидкости передается через пленку пара. Типичная зависимость плотности теплового потока от разности температур при кипении азота в условиях свободного движения показана на рис. 4.1.

Направленное движение жидкости оказывает динамическое воздействие на паровые пузыри, уменьшая их отрывной диаметр, увеличивая частоту отрыва и деформируя поверхность пузырей. Подобная перестройка существенно влияет на количественную характеристику процесса — коэффициент теплоотдачи.

Коэффициент теплоотдачи определяется соотношением между интенсивностью переноса тепла в процессе парообразования и интенсивностью конвективного теплообмена. Интенсив-

ность переноса тепла паровыми пузырями при прочих равных условиях определяется величиной скорости парообразования $q/(r\rho'')$, а интенсивность конвективного теплообмена — скоростью движения жидкости.

Коэффициент теплоотдачи зависит также от паросодержания потока, что обусловлено возрастанием действительной скорости жидкой фазы и изменением структуры потока по мере накопления в нем пара. Функциональная зависимость коэффициента теплоотдачи от паросодержания имеет максимум. При высоком паросодержании жидкая пленка начинает высыхать,

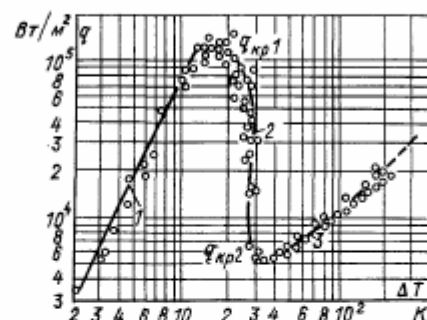


Рис. 4.1. Зависимость плотности теплового потока от разности температур при кипении азота в большом объеме
1 — режим пузырькового кипения; 2 — переходный режим кипения; 3 — режим пленочного кипения

что приводит к резкому ухудшению теплоотдачи. В предшествующих режимах, когда толщина пленки жидкости меньше отрывного диаметра пузырьков, последние соединяются с паровым пространством раньше, чем достигают отрывного диаметра, что повышает интенсивность процесса.

Система одномерных уравнений, описывающая процесс теплообмена при кипении, включает в себя [38]: уравнение движения двухфазного потока

$$g \left[1 - \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right) \varphi \right] - \frac{1}{\rho'} \cdot \frac{d\rho}{dx} - \frac{4\tau_{TP}}{\rho' d_{TP}} =$$

$$= \frac{2\rho' w_0'}{(1-\varphi)(\rho' - \rho'')} \cdot \frac{dw_0'}{dx} + \frac{w_0'^2}{1-\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dx} +$$

$$+ \frac{\rho''}{\rho'} \left[\frac{w_0''}{\varphi} \cdot \frac{dw_0''}{dx} - \frac{w_0''^2}{\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dx} + \left(\frac{w_0''}{\varphi} - \frac{w_0''}{1-\varphi} \right) \times \right.$$

$$\left. \times \left(\frac{w_0''}{\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dx} + \varphi \frac{dw_0''}{dx} \right) \right]; \quad (4.1)$$

уравнение конвективного переноса тепла

$$\frac{4}{d} \lambda' \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0} = (r - c_p v) \frac{\partial (w_0' \rho')}{\partial x}; \quad (4.2)$$

уравнение неразрывности стационарного двухфазного потока

$$\frac{dw_0'}{dx} + \frac{\rho'}{\rho''} \cdot \frac{dw_0''}{dx} = 0; \quad (4.3)$$

уравнение переноса тепла из слоя жидкости у теплообменной поверхности в ядро потока

$$-\lambda' \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0} = \Delta p_{\text{тр}} \frac{f}{F} \cdot \frac{c_p (t_1 - t_0)}{\bar{w} - w_1} + v_{\text{ж}} f_{\text{ср}} \rho' c_p (t_1 - t_0) + C d_0^2 f_{\text{ср}} \sigma, \quad (4.4)$$

где w_0' — приведенная скорость жидкости, $w_0' = V'/f$; w_0'' — приведенная скорость пара, $w_0'' = V''/f$; φ — доля сечения, занимаемая паровой фазой, $\varphi = f''/f$; $\tau_{\text{ср}}$ — касательное напряжение на стенке канала; w_1 , t_1 — скорость и температура жидкости на границе между ламинарным слоем и турбулентным ядром; t_0 — средняя температура турбулентного ядра; \bar{w} — средняя скорость ядра потока; f — площадь поперечного сечения канала; F — поверхность теплообмена; $v_{\text{ж}}$ — объем жидкости, захватываемый одним пузырьком; C — постоянная.

Граничное условие записывается так же, как при теплообмене без изменения агрегатного состояния,

$$\alpha \Delta t = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}. \quad (4.5)$$

Уравнение (4.1) не учитывает влияния пульсаций, связанных с периодичностью процессов образования, роста и отрыва паровых пузырей, однако при достаточно большом числе центров парообразования и длительном процессе такой подход вполне допустим [38]. В уравнении (4.2) не учитываются эффекты, вызываемые изменением давления и работой сил трения. В уравнении (4.4) первый член в правой части определяет количество теплоты, вынесенное в ядро потока турбулентным обменом в однофазной среде, второй — вынесенное с жидкостью, увлекаемой паровыми пузырями, третий — паровыми пузырями в виде поверхностной энергии.

Для расчета коэффициентов теплоотдачи при пузырьковом кипении в условиях свободного движения криогенных жидкостей можно рекомендовать уравнение подобия, полученное в работе [75],

$$\text{Nu} = 75 C_{\text{ж}} K^{0.7} \text{Pr}^{-0.2}, \quad (4.6)$$

где

$$\text{Nu} = \frac{\alpha}{\lambda} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho - \rho_n)}}; \quad K = \frac{q}{r \rho_n w''}; \quad C_{\text{ж}} = \left(\frac{\kappa}{\kappa_p} \right)^n;$$

w'' — средняя скорость роста паровых пузырей; κ — коэффициент теплоусвоения материала теплообменной поверхности, $\kappa = \sqrt{\lambda c_p}$.

Обобщение опытных данных по теплоотдаче при кипении азота и кислорода уравнением (4.6) показано на рис. 4.2.

Средняя скорость роста паровых пузырей является функцией приведенного давления (рис. 4.3) и может рассматриваться как физическая характеристика двухфазной системы жидкость — пар в условиях пузырькового кипения. Влияние других особенностей жидкостей менее существенно. В интервале $\Pi = \rho_{\text{ж}}/\rho = 2.5 \div 100$ для вычисления w'' (м/с) можно пользоваться эмпирической формулой [75]

$$w'' = 0.36 \cdot 10^{-3} \Pi^{1.4}. \quad (4.7)$$

Влияние теплофизических свойств поверхности нагрева на интенсивность теплообмена при кипении криогенных жидкостей подробно изучено в [18]. На основе этих данных для криогенных жидкостей рекомендуется $n \approx 0.5$, а в качестве κ_p принят коэффициент теплоусвоения бронзы [75].

Обобщенная зависимость для определения критической тепловой нагрузки в условиях свободного движения имеет вид [75]

$$K_{\text{кр}} = 7 \sqrt{\text{Fo} \frac{\rho}{\rho_n}}; \quad (4.8)$$

соответствующая ей формула для $q_{\text{кр}}$ будет

$$q_{\text{кр}} = 7r \sqrt{a f \rho \rho_n}. \quad (4.9)$$

Здесь

$$K_{\text{кр}} = \frac{q_{\text{кр}}}{r \rho_n a f}; \quad \text{Fo} = \frac{a}{d_0^2 f};$$

d_0 — отрывной диаметр пузыря; f — частота отрыва паровых пузырей.

Зависимость f от Π [75] приведена на рис. 4.4. Обобщение опытных данных по $q_{\text{кр}}$ для криогенных жидкостей на рис. 4.5 [75] показывает, что выражения (4.8), (4.9) обеспечивают приемлемую точность нахождения критических нагрузок.

При анализе и оценке интенсивности теплообмена в условиях вынужденного движения кипящей жидкости возникают трудности, вызванные многообразием форм течения парожидкостной смеси, определяющихся конструктивными и режимными характеристиками аппаратов. Каждая конкретная структура двухфазного потока обладает характерным для нее распределением по сечению канала осредненных во времени

плотности смеси, скорости фаз. Однако из всего многообразия можно выделить несколько режимов, в пределах которых устанавливаются стабильные соотношения между независимыми переменными и интенсивностью теплообмена.

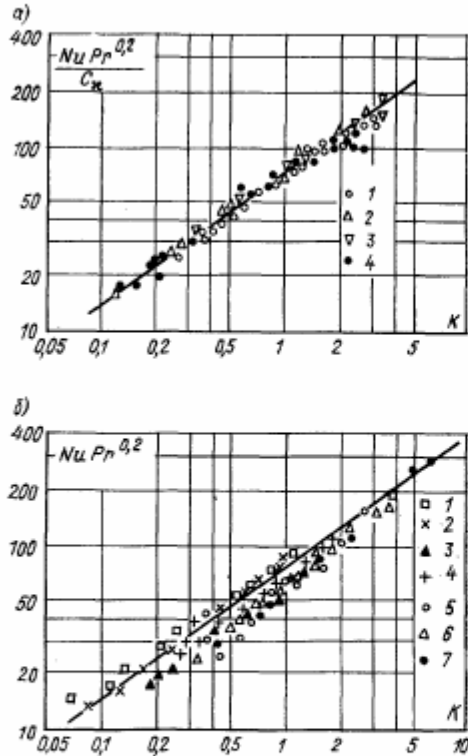


Рис. 4.2. Обобщение опытных данных по теплоотдаче при кипении: а — азота ($p=0,1$ МПа) на поверхностях из различных материалов
1 — медь; 2 — латунь; 3 — бронза; 4 — нержавеющая сталь
б — кислорода при различном давлении
1 — 0,098 МПа; 2 — 0,098 МПа; 3 — 0,196 МПа; 4 — 0,394 МПа; 5 — 0,49 МПа; 6 — 0,784 МПа; 7 — 0,98 МПа

Основной режим работы конденсаторов-испарителей характеризуется развитым пузырьковым кипением. В зоне кипения жидкости коэффициент теплоотдачи не зависит от скорости по-

тока и его паросодержания и может быть определен по зависимости [38]

$$St (K'_p)^{-1/3} = 1,25 K'_w (Pe'_{см})^{-1/3} K'_z^{0.5}, \quad (4.10)$$

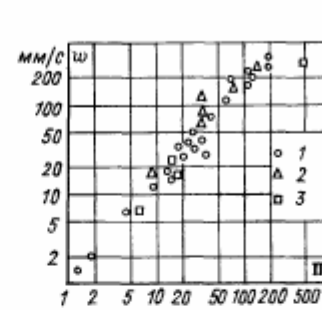


Рис. 4.3. Зависимость средней скорости роста паровых пузырей от приведенного давления для жидкостей

1 — водород; 2 — азот; 3 — кислород

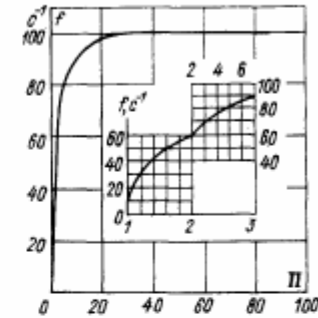


Рис. 4.4. Усредненная зависимость частоты отрыва пузырей от приведенного давления

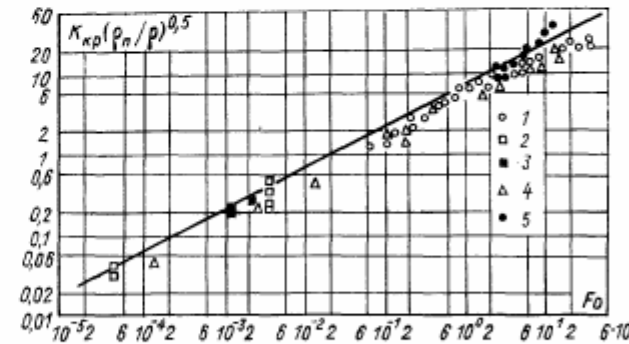


Рис. 4.5. Обобщение опытных данных по критической тепловой нагрузке
1 — гелий, $p=(0,02+0,21)$ МПа; 2 — азот, $p=0,1$ МПа; 3 — кислород, $p=0,15$ МПа;
4 — водород, $p=(0,007+1,1)$ МПа; 5 — диоксид углерода, $p=(3,4+7,0)$ МПа

где St — число Стантона,

$$St = \frac{\alpha}{c_p \rho' w_{см}};$$

$$K'_w = K_w \frac{\rho''}{\rho'} = \frac{q}{r \rho' w_{см}};$$

$$K_p' = K_p \left(\frac{\rho' - \rho''}{\rho''} \right)^{0.5} = \frac{\rho}{\sigma} \sqrt{\frac{\sigma}{g\rho''}};$$

$$Pe_{\text{нсп}}' = Pe_{\text{нсп}} \frac{\rho''}{\rho'} \left(\frac{\rho' - \rho''}{\rho''} \right)^{0.5} = \frac{q}{r\rho'\alpha} \sqrt{\frac{\sigma}{g\rho''}};$$

$$w_{\text{см}} = w_0' + w_0'';$$

$$K_s = \frac{r}{c_p T_n}.$$

Область применения зависимости (4.10) $K_w' (Pe_{\text{нсп}}')^{-1.3} K_s^{0.5} \geq 0,3 \cdot 10^{-5}$. В случае совместного влияния скорости среды и процесса парообразования при условии

$$0,01 \cdot 10^{-5} < K_w' (Pe_{\text{нсп}}')^{-1.3} K_s^{0.5} < 0,3 \cdot 10^{-5}$$

коэффициент теплоотдачи определяется зависимостью

$$St (K_p')^{-1.3} = 0,002 [K_w' (Pe_{\text{нсп}}')^{-1.3} K_s^{0.5}]^{0.5}. \quad (4.11)$$

Обобщенное уравнение для определения критического теплового потока при кипении в трубах имеет вид [38]

$$\frac{q_{\text{кр}}}{r \sqrt{\rho''} \sqrt{\sigma g (\rho' - \rho'')}} = 0,0145 \left(Fr \frac{\rho'}{\rho''} \right)^{1/4}, \quad (4.12)$$

где

$$Fr = \frac{w_0^2}{g \sqrt{\sigma / (g (\rho' - \rho''))}}.$$

Зависимость (4.12) применима при $600 < Fr \frac{\rho'}{\rho''} < 4 \cdot 10^6$.

В зоне подогрева жидкости тепло переносится с помощью теплообмена, действующего в однофазных средах, а коэффициент теплоотдачи определяют по формулам, приведенным в § 1.3.

При кипении в трубах часть теплообменной поверхности, протяженность которой зависит от теплового потока, отношения l/d и относительного кажущегося уровня $H = h/l$, покрыта быстродвижущимся тонким слоем кипящей жидкости. При некоторых значениях режимных параметров наступает режим, характеризующийся высыханием пленки жидкости, движущейся около стенки. По мере высыхания пленки коэффициент теплоотдачи уменьшается от максимального до минимального, соответствующего коэффициенту теплоотдачи к перегретому пару.

Конденсация пара на твердой поверхности может быть капельной, пленочной или смешанной. Так как продукты разделения воздуха хорошо смачивают поверхности аппаратов, в последних реализуется пленочная конденсация.

В общем случае интенсивность теплообмена при конденсации определяется процессами теплопереноса в паровой и жидкой фазах. В случае пленочной конденсации основное термическое сопротивление сосредоточено в стекающей жидкой пленке, толщина которой много меньше длины слоя конденсата, что существенно упрощает анализ процесса.

Для стационарного плоского пограничного слоя уравнения движения, неразрывности и энергии можно записать в следующем виде [22]

$$\rho \left(w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial w_x}{\partial y} \right); \quad (4.13)$$

$$\frac{\partial (\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho w_y)}{\partial y} = 0; \quad (4.14)$$

$$\rho c_p \left(w_x \frac{\partial T}{\partial x} + w_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + q_e + w_x \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial w_x}{\partial y} \right)^2. \quad (4.15)$$

При постоянных физических свойствах $\rho g_x = 0$, $\partial p / \partial x = 0$, $q_e = 0$, и в пренебрежении диссипацией механической энергии эти уравнения принимают вид

$$w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2}; \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0; \quad (4.17)$$

$$w_x \frac{\partial T}{\partial x} + w_y \frac{\partial T}{\partial y} = a \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}. \quad (4.18)$$

Уравнения (4.16)–(4.18) с соответствующими граничными условиями являются основными при формулировке и решении задач пленочной ламинарной конденсации однокомпонентного пара.

Теоретическая зависимость для определения коэффициента теплоотдачи при пленочной конденсации и ламинарном течении по вертикальной стенке пленки с неизменными теплофизическими свойствами получена Нуссельтом:

$$\alpha_N = 1,15 \left(\frac{r\rho''\lambda^3 g}{\eta l \Delta T} \right)^{0.25}. \quad (4.19)$$

При заданной плотности теплового потока q [59]

$$Nu = 0,925 \left(\frac{Re}{Ga} \right)^{-1.3}, \quad (4.20)$$

где

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}; \quad Ga = \frac{q l^3}{\nu^2}; \quad Re = \frac{q l}{r \nu \rho}.$$

Вычисления по формуле (4.19) дают заниженные на 20—22 % значения коэффициента α , так как в ней не учтено наличие волн в пленке жидкости. В первом приближении поправка на волновое движение зависит только от числа Re:

$$\varepsilon = \alpha/\alpha_N \approx Re^{0,04}, \quad (4.21)$$

где $Re = \omega\delta/\nu$.

При малых Re $\varepsilon \approx 1$, по мере увеличения Re поправка ε растет, в частности при $Re = 400$ $\varepsilon = 1,271$.

При расчете α с учетом поправки ε наблюдается хорошее совпадение с опытными данными. Выражение для определения среднего коэффициента теплоотдачи на вертикальной плоской поверхности может быть представлено в виде [22]

$$\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_N \varepsilon, \quad (4.22)$$

где ε — поправка, учитывающая изменение теплофизических свойств.

При значительных тепловых потоках, когда $Re_m > 6,22 \times 10^5$ $Ga^{0,24}$, рекомендуется выражение [22]

$$Nu = 0,013 Ga^{0,413}. \quad (4.23)$$

В случае турбулентного течения пленки может быть использована зависимость [70]

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta} \cdot \frac{0,16 Re Pr^{1,3}}{Re - 100 + 63 Pr^{1,3}}. \quad (4.24)$$

Движение конденсирующегося пара сверху вниз увеличивает коэффициент теплоотдачи, а движение снизу вверх уменьшает его. Отклонение α от значения при медленно движущемся паре учитывается коэффициентом ε_w . При турбулентном течении пленки [77]

$$\varepsilon_w = 1 + 0,013 \left(\frac{\rho_n}{\rho_{ж}} \right)^{0,5} \frac{w_n}{(g\nu_{ж})^{1/3}}, \quad (4.25)$$

где $w_n = \sqrt{\frac{1}{3} (\omega_1^2 + \omega_1\omega_2 + \omega_2^2)}$; ω_1, ω_2 — скорости пара на входе и выходе конденсатора.

Зависимости (4.19)—(4.25) применимы при конденсации чистого пара. Присутствующие в паре неконденсирующиеся примеси блокируют поверхность пленки стекающего конденсата, что снижает коэффициенты теплоотдачи. На теплоотдачу при конденсации оказывает также влияние состояние контактной поверхности, однако в настоящее время не существует достаточно надежного способа учета этого влияния.

4.2. Расчет трубчатых конденсаторов-испарителей

Расчет конденсатора-испарителя требует совместного решения систем уравнений, описывающих теплообмен при кипении и конденсации, удовлетворяющего условию равенства тепловых потоков в конденсаторе и испарителе. Наиболее часто технические расчеты выполняются по известным в литературе [59, 77] приближенным методикам.

В случае когда целью расчета является определение температурного напора между кипящей жидкостью и конденсирующимися парами (поверочный расчет), набор исходных данных включает в себя: тепловой поток в аппарате; давление на стороне кипения; состав пара над кипящей жидкостью и конденсата; поверхность теплообмена и конструктивные характеристики аппарата.

При проектном расчете, целью которого является определение площади поверхности конденсатора-испарителя и его гидравлических характеристик, в качестве исходных данных принимаются: тепловой поток давления на сторонах кипения и конденсации; состав пара над кипящей жидкостью и состав конденсата; конструктивные характеристики аппарата.

Расчетная схема определения площади поверхности конденсатора-испарителя такова. Температурный напор в верхней части аппарата $\Delta T_{\text{верх}}$ определяется по давлению и составу веществ на сторонах кипения и конденсации.

Температурная депрессия, обусловленная влиянием гидростатического давления столба кипящей жидкости на температуру кипения [77],

$$\delta T = \frac{T_{\text{кип}} H l \rho_{ж}}{0,102 r \rho_n}, \quad (4.26)$$

где H — относительный кажущийся уровень; l — высота столба светлой жидкости.

Относительный кажущийся уровень кипящей жидкости, обеспечивающий смачивание поверхности теплообмена по всей высоте трубки, в случае межтрубного кипения можно определить как [77]

$$H = \frac{\sqrt{1 + 5,4 w_{np} \rho_{ж}} - 1}{2,7 w_{np} \rho_{ж}}, \quad (4.27)$$

(где w_{np} — приведенная скорость паров, $w_{np} = \frac{q_{\text{кип}}^0 d_n l}{r \cdot \rho_n (995^2 - 900 d_n^2)}$;

τ — шаг труб; l — высота столба светлой жидкости; d_n — наружный диаметр труб) либо найти по графику [59].

Ориентировочно плотность теплового потока на стороне кипения определяют [59] по приближенной графической зависимости $q_{\text{кип}}^0$ от $\Delta T_{\text{верх}}$ (рис. 4.6).

Средний температурный напор в аппарате с учетом температурной депрессии

$$\bar{\Delta T} = \Delta T_{\text{кип}} + \Delta T_{\text{конд}} = \Delta T_{\text{верх}} - 0,56T. \quad (4.28)$$

Из равенства тепловых потоков с обеих сторон рабочей поверхности следует

$$\alpha_{\text{кип}} F_{\text{кип}} \Delta T_{\text{кип}} = \alpha_{\text{конд}} F_{\text{конд}} \Delta T_{\text{конд}}, \quad (4.29)$$

откуда с учетом (4.28)

$$\Delta T_{\text{кип}} = \frac{\alpha_{\text{конд}} F_{\text{конд}}}{\alpha_{\text{кип}} F_{\text{кип}}} (\bar{\Delta T} - \Delta T_{\text{кип}}). \quad (4.30)$$

Зная из конструктивных характеристик аппарата $F_{\text{конд}}/F_{\text{кип}}$ и используя эмпирические зависимости для определения $\alpha_{\text{конд}}$ и $\alpha_{\text{кип}}$, находят величины $\Delta T_{\text{кип}}$ и $\Delta T_{\text{конд}}$. Традиционно решение нелинейного алгебраического уравнения вида (4.29) — графическое

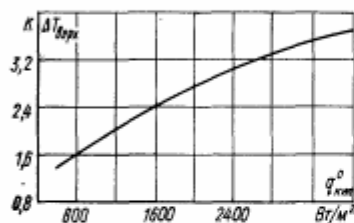


Рис. 4.6. Зависимость разности температур в конденсаторе-испарителе от плотности теплового потока на стороне кипения

построение на диаграмме $q_{\text{кип}} - \Delta T_{\text{кип}}$. Численно уравнение (4.30) нетрудно решить с помощью любой итеративной процедуры. После определения температурных напоров на стороне кипения и конденсации определяют действительную плотность теплового потока. Зная полный тепловой поток в аппарате и его плотность, вычисляют $F_{\text{кип}}$ либо $F_{\text{конд}}$.

Описанная схема применима для расчета аппаратов с межтрубным и внутритрубным кипением.

Помимо общих выражений для определения коэффициентов теплоотдачи, приведенных в § 4.1, имеются весьма простые эмпирические зависимости для расчета криогенных трубчатых конденсаторов-испарителей [59].

Коэффициент теплоотдачи на стороне кипящей жидкости при $500 < q_{\text{кип}}^0 < 3 \cdot 10^4$ для труб с отношением $l/d > 80$

$$\alpha_{\text{кип}} = 0,0768 \Delta T_{\text{кип}}^{2,33} \left(\frac{l}{d_3} \right)^{1,5} N^{-m} \text{ в.л.} \quad (4.31)$$

Показатель степени m находят по рис. 4.7. При кипении жидкости на наружной поверхности труб $d_3 = (1,27S^2 - d_n^2)^{0,5}$, где S — шаг труб.

Интенсивность теплоотдачи при конденсации определяют по формулам, выбор которых зависит от значения комплекса

$\frac{q_{\text{конд}}^0 l}{r \rho_{\text{ж}} v_{\text{ж}}}$. При этом в качестве определяющей принимается температура $T_{\text{кип}} + \frac{\Delta T_{\text{верх}}}{2}$.

$$\text{При } 8 \cdot 10^{-14} \frac{g}{v_{\text{ж}}^2} < \frac{q_{\text{конд}}^0 l}{r \rho_{\text{ж}} v_{\text{ж}}} < 6,22 \cdot 10^6 \left(\frac{v_{\text{ж}}^2}{g l^3} \right)^{0,24}$$

$$\alpha_{\text{конд}} = \left(\frac{\lambda_{\text{ж}}}{l} \right)^{0,75} \times \left(\frac{\Delta T_{\text{конд}} v_{\text{ж}}}{r \rho_{\text{ж}} g l^2} \right)^{-0,25}. \quad (4.32)$$

Здесь $q_{\text{конд}}^0 = q_{\text{кип}}^0 d_{\text{кип}} / d_{\text{конд}}$.

$$\text{Если } \frac{q_{\text{конд}}^0 l}{r \rho_{\text{ж}} v_{\text{ж}}} > 6,22 \cdot 10^6 \times \left(\frac{v_{\text{ж}}^2}{g l^3} \right)^{0,24},$$

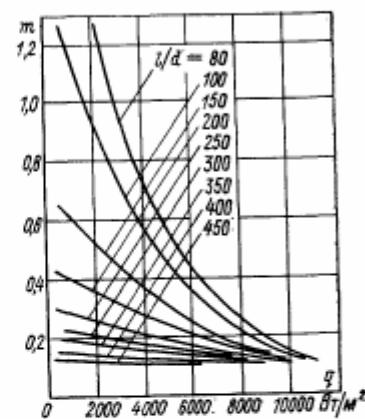


Рис. 4.7. График для определения показателя степени m в формуле (4.31)

$$\alpha_{\text{конд}} = 0,013 \frac{\lambda_{\text{ж}}}{l} \left(\frac{v_{\text{ж}}^2}{g l^3} \right)^{-0,413}. \quad (4.33)$$

Если $\frac{q_{\text{конд}}^0 l}{r \rho_{\text{ж}} v_{\text{ж}}} < 8 \cdot 10^{-14} \frac{g}{v_{\text{ж}}^2}$, следует увеличить q или l , так как высаживание на поверхности твердых примесей существенно ухудшает теплоотдачу.

Для удобства вычислений по формулам (4.32), (4.33) вводят величины $a = g/v_{\text{ж}}^2$, $b = r \rho_{\text{ж}} v_{\text{ж}}$, которые можно определить по рис. 4.8.

Подставив зависимости для определения $\alpha_{\text{кип}}$ и $\alpha_{\text{конд}}$ в уравнение (4.30), получим: в области применимости формул (4.31) и (4.32)

$$\Delta T_{\text{кип}} = \frac{13,02 N^{\frac{m}{0,3}} F_{\text{конд}}}{\Delta T_{\text{кип}}^{2,33} (l/d_3)^{1,5} F_{\text{кип}}} \left(\frac{r \rho_{\text{ж}} g l^2}{v_{\text{ж}}} \right)^{0,25} \left[\frac{\lambda_{\text{ж}} (\bar{\Delta T} - \Delta T_{\text{кип}})}{l} \right]^{0,75} \quad (4.34)$$

или

$$\Delta T_{\text{кип}} = 13,02 \frac{F_{\text{конд}} H^{\frac{m}{0.5}} (ab)^{0.25}}{F_{\text{кип}} \Delta T_{\text{кип}}^{2.33} (l/d_2)^{1.5}} \left[\frac{\lambda_{\text{ж}} (\overline{\Delta T} - \Delta T_{\text{кип}})}{l} \right]^{0.75};$$

в области применимости формул (4.31), (4.33)

$$\Delta T_{\text{кип}} = \frac{0,169 \lambda_{\text{ж}} H^{\frac{m}{0.5}} F_{\text{конд}}}{l \Delta T_{\text{кип}}^{2.33} (l/d_2)^{1.5} F_{\text{кип}}} \left(\frac{g \beta}{\nu_{\text{ж}}^2} \right)^{0.413} (\overline{\Delta T} - \Delta T_{\text{кип}}) \quad (4.35)$$

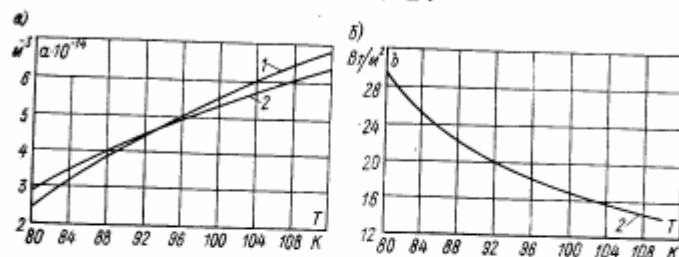


Рис. 4.8. Зависимости комплексов a и b от температуры
1 — кислород; 2 — азот

или

$$\Delta T_{\text{кип}} = 0,169 \frac{F_{\text{конд}}}{F_{\text{кип}}} \cdot \frac{\lambda_{\text{ж}} H^{\frac{m}{0.5}} (ab)^{0.413}}{\Delta T_{\text{кип}}^{2.33} l (l/d_2)^{1.5}} (\overline{\Delta T} - \Delta T_{\text{кип}}).$$

Приведенные зависимости для расчета трубчатых конденсаторов-испарителей не учитывают в полной мере гидродинамических условий большого числа параллельно работающих вертикальных труб. В этом случае расчет теплообмена на стороне кипения можно выполнить с помощью соотношения, полученного в результате обобщения большого числа промышленных и лабораторных опытов [26].

$$K_{\tau} = \frac{1}{1 + 0,15 \text{Re}^{1.1} \text{Re}_w^{-0.75} (l/d_2)^{-1.1}}, \quad (4.36)$$

где

$$K_{\tau} = \frac{Q_1}{G_1 [c_p (\overline{T}_w - T_1) + x r]}; \quad \text{Re} = \frac{w_0 d_2}{\nu_{\text{ж}}}; \quad \text{Re}_w = \frac{w_{\text{ж}} d_2}{\nu_{\text{ж}}};$$

Q_1 — тепловой поток в единичном канале; G_1 — массовый расход на входе в канал кипения, $G_1 = w_0 f \rho_{\text{ж}}$; f — площадь поперечного сечения канала; w_0 — средняя скорость жидкости на

входе в каналы (скорость циркуляции); T_1 — температура на входе в канал; \overline{T}_w — средняя температура поверхности кипения; x — массовое паросодержание на выходе из каналов кипения, $x = \frac{Q_1}{G_1 r}$; $w_{\text{ж}}$ — средняя скорость потока жидкости к теплообменной поверхности, равная скорости оттока пара от поверхности, $w_{\text{ж}} = \frac{Q_1}{F_{\text{кип}} \rho_w}$; $F_{\text{кип}}$ — площадь поверхности кипения одного канала.

Выражение (4.36) можно преобразовать к традиционной форме

$$\text{St}^* = \frac{\alpha F_{\text{кип}}}{G_1 c_p} = 6,67 \text{Re}^{-1.1} \text{Re}_w^{0.75} \left(\frac{l}{d_2} \right)^{1.1}. \quad (4.37)$$

Зависимость (4.36) получена для труб $12 \times 1,5$ мм, длиной 2940 и 1460 мм в интервале температурных напоров в верхнем сечении аппаратов 1,6—4,5 К и относительного кажущегося уровня кипящей жидкости 0,3—0,8.

Тепловой поток единичного канала (трубы) заданной длины в выражении (4.36) определяет общую площадь поверхности теплообмена, необходимую для передачи полного теплового потока Q .

Температурный напор в верхней части конденсатора-испарителя

$$\Delta T_{\text{верх}} = \Delta T_{\text{конд}} + \Delta T_{\text{кип}} + \Delta T_{\text{ст}}. \quad (4.38)$$

Определяя $\Delta T_{\text{конд}}$ из зависимости (4.32) или (4.33), $\Delta T_{\text{кип}}$ — из (4.36), а перепад температур в разделяющей стенке — как $\Delta T_{\text{ст}} = \frac{1}{2} q_1 \frac{d_n}{\lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_n}{d_{\text{ж}}}$, нетрудно получить уравнение для вычисления теплового потока единичного канала Q_1

$$\Delta T_{\text{конд}} + 0,15 \frac{Q_1^{0.25}}{G_1 c_p} \text{Re}^{1.1} \left(\frac{d_2}{r \rho_w \nu_{\text{ж}} F_{\text{кип}}} \right)^{-0.75} \left(\frac{l}{d_2} \right)^{-1.1} + \frac{1}{2} \cdot \frac{Q_1}{F_{\text{ст}}} \cdot \frac{d_n}{\lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_n}{d_{\text{ж}}} - \Delta T_{\text{верх}} = 0, \quad (4.39)$$

где

$$\Delta T_{\text{конд}} = \left(\frac{Q_1}{F_{\text{конд}}} \right)^{1.333} \frac{l}{\lambda_{\text{ж}}} \left(\frac{\nu_{\text{ж}}}{r \rho_{\text{ж}} g l^2} \right)^{0.333}$$

либо

$$\Delta T_{\text{конд}} = 77 \frac{Q_1}{F_{\text{конд}}} \cdot \frac{l}{\lambda_{\text{ж}}} \left(\frac{\nu_{\text{ж}}^2}{g l^3} \right)^{0.413}$$

Уравнение (4.38) справедливо для конденсаторов-испарителей с внутритрубным и межтрубным кипением при подаче кипящей жидкости в верхнюю часть аппарата.

При известной скорости циркуляции w_0 , которая приближенно может быть определена по графикам [59], корень нелинейного алгебраического уравнения (4.39) определяет все искомые величины. Более строгое решение поставленной задачи может быть найдено при использовании системы двух уравнений, включающей в себя помимо (4.39) выражения, описывающие циркуляцию в контуре естественной конвекции. Значение w_0 находят из условия равенства движущего напора $\Delta p_{дв}$ сумме гидравлических сопротивлений подъемной $\Delta p_{под}$ и опускной $\Delta p_{оп}$ ветвей контура,

$$\Delta p_{дв} = \Delta p_{под} + \Delta p_{оп}. \quad (4.40)$$

В условиях работы конденсаторов-испарителей движущий напор определяют как [49]

$$\Delta p_{дв} = g[\rho'(H-l_n) - \bar{\rho}_{см}(l_p - l_n)]$$

или, учитывая, что $\bar{\rho}_{см} = (1-\varphi)\rho' + \varphi\rho'' = \rho' - \bar{\varphi}(\rho' - \rho'')$,

$$\Delta p_{дв} = g[\rho'(H-l_n) + \bar{\varphi}(\rho' - \rho'')(l_p - l_n)], \quad (4.41)$$

где l_p — рабочая длина канала; l_n — длина зоны подогрева; H — уровень жидкости в опускной системе; $\bar{\varphi}$ — среднее истинное паросодержание.

Для определения φ используется зависимость

$$\varphi = \beta(1 + w^*/w_{см})^{-1}, \quad (4.42)$$

где β — объемное расходное паросодержание, $\beta = \frac{w_0^*}{w_0 + w_0^*}$; w_0^* — групповая скорость всплытия пузырей, $w_0^* = w_{пыз}\psi$; $w_{пыз}$ — скорость всплытия одного пузыря в неподвижной жидкости, $w_{пыз} = \frac{1,5}{\rho'} [g\sigma(\rho' - \rho'')]^{0,5}$; ψ — фактор взаимодействия, $\psi = 1,4 \times \left(\frac{\rho'}{\rho''}\right)^{1,5} \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right)^{0,5}$; $w_{см}$ — скорость смеси, $w_{см} = w_0/2 + w_0^*$; w_0^* — приведенная скорость пара на выходе из трубы, $w_0^* = \frac{Q_1}{r\rho' \cdot 0,785d_{тн}^2}$; Q_1 — тепловой поток в одной трубе.

Величина $\Delta p_{под}$ определяется как

$$\Delta p_{под} = \sum_{i=1}^6 \Delta p_i, \quad (4.43)$$

где Δp_1 — сопротивление входа жидкости в канал; $\Delta p_2, \Delta p_3$ — сопротивления трения на участках подогрева и парообразования; Δp_4 — потери на ускорение двухфазного потока; Δp_5 — сопротивление выхода двухфазного потока из канала; Δp_6 — сопротивление столба жидкости на верхней трубной решетке.

Потеря давления на входе в трубы

$$\Delta p_1 = \zeta_{вх} \frac{\rho' w_0^2}{2}. \quad (4.44)$$

Сопротивление трения однофазного потока на участке подогрева

$$\Delta p_2 = \lambda \frac{\rho' w_0^2}{2} \cdot \frac{l_n}{d}. \quad (4.45)$$

Расчет величин $\Delta p_2, \dots, \Delta p_5$ может быть выполнен по формулам, приведенным в [38]. В расчетах обычно потерями давления Δp_2 пренебрегают.

Сопротивление трения двухфазного потока на участке парообразования длиной $l_{пар}$

$$\Delta p_3 = \lambda_{двф} \frac{\rho w_0^2}{2} \left[1 + \psi \frac{w_0^*}{2w_0} \left(1 - \frac{\rho'}{\rho} \right) \right], \quad (4.46)$$

где ψ — коэффициент, учитывающий структуру потока, может быть определен с помощью номограммы.

Потеря напора на ускорение двухфазного потока

$$\Delta p_4 = \rho' w_0^2 (y_2 - y_1), \quad (4.47)$$

где y_2, y_1 — значения комплекса y в конечном и начальном сечениях рассматриваемого участка; здесь

$$y = \frac{x^2}{\rho' \varphi} - \frac{(1-x)^2}{\rho' (1-\varphi)};$$

φ — истинное объемное паросодержание; x — паросодержание. Для сечения, в котором жидкость закипает, $x=0, \varphi=0, y=1/\rho'$.

Потери на выходе двухфазного потока из труб

$$\Delta p_5 = \zeta_{вых} \frac{\rho' w_0^2}{2} \left[1 + \frac{w_0^*}{w_0} \left(1 - \frac{\rho'}{\rho} \right) \right]. \quad (4.48)$$

Значения коэффициентов местного сопротивления $\zeta_{вх}, \zeta_{вых}$ приведены в [20].

Потери на преодоление столба жидкости на верхней трубной решетке [49]

$$\Delta p_6 = \rho' [(l/m_b)^{2,3} - l_r], \quad (4.49)$$

где l — напряженность перелива; m_b — коэффициент расхода перелива; l_r — превышение торца труб над кромкой перелива.

Живое сечение опускной системы выбирается из условия обеспечения естественной сепарации пара, т. е. скорость опуск-

ного движения жидкости не должна превышать скорости всплытия пузырей пара,

$$w_{оп} \leq 1,53 \left[\frac{\sigma(\rho' - \rho'')g}{(\rho'')^2} \right]^{0,25} \quad (4.50)$$

При выполнении условия (4.50) $w_{оп} \leq 0,15$ м/с и гидравлическое сопротивление опускной системы не превышает 0,5—1 % гидравлического сопротивления подъемного контура [49]. Следовательно, в выражении (4.40) можно полагать $\Delta p_{оп} = 0$.

Пример проектного расчета конденсатора-испарителя с межтрубным кипением. Исходные данные. Тепловой поток $Q = 115,03$ кВт. Давление на стороне кипения $p_{кип} = 0,14$ МПа. Давление на стороне конденсации $p_{конд} = 0,6$ МПа. Концентрация кислорода $y_x = 99,8$ % O_2 . Концентрация азотной флегмы $x_a = 0,001$ % O_2 . Геометрические размеры: длина труб $l = 1,025$ м; диаметр труб $d = 10 \times 1$ мм; шаг труб $S = 0,014$ м; эквивалентный диаметр на стороне кипения $d_s = \sqrt{1,27S - d_n^2} = 0,0122$ м; отношение $l/d_s = 84,1$. Температура кипения жидкого кислорода $T_{кип} = 93,1$ К. Температура конденсации паробразного азота $T_{конд} = 94,6$ К. Температурный напор в верхнем сечении конденсатора $\Delta T_{верх} = T_{конд} - T_{кип} = 3,2$ К.

1. Определение температурной депрессии. Ориентировочно плотность теплового потока по рис. 4.6 $q_{кип}^0 = 2600$ Вт/м². Принимаем относительный кажущийся уровень кипящей жидкости $H = 0,6$. Температурная депрессия

$$\delta T = \frac{T_{кип} H l \rho_{ж}}{0,102 r_{п}} = \frac{93,2 \cdot 0,6 \cdot 1,025 \cdot 1,12 \cdot 10^3}{0,102 \cdot 210 \cdot 5,89 \cdot 10^3} = 0,5 \text{ К.}$$

2. Средний температурный напор в аппарате

$$\bar{\Delta T} = \Delta T_{верх} - 0,5 \delta T = 3,2 - 0,25 = 2,95 \text{ К.}$$

3. Определение температурного напора на стороне кипения решением уравнения (4.30):

$$q_{конд}^0 = q_{кип}^0 \frac{d_{кип}}{d_{конд}} = 2600 \cdot \frac{10}{8} = 3250 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2};$$

$$\frac{q_{конд}^l}{r_{ж} v_{ж}} = \frac{q_{конд}^l}{b} = \frac{3250 \cdot 1,025}{17,8} = 187,14;$$

$$\left(\frac{v_{ж}^2}{g l^3} \right)^{0,24} = \left(\frac{1}{a l^3} \right)^{0,24} = \left(\frac{1}{4,75 \cdot 10^{14} \cdot 1,025^3} \right)^{0,24} = 3,038 \cdot 10^{-4}.$$

Так как выполняется неравенство

$$8 \cdot 10^{-14} \frac{g}{v_{ж}^2} < \frac{q_{конд}^l}{r_{ж} v_{ж}} < 6,22 \cdot 10^6 \left(\frac{v_{ж}^2}{g l^3} \right)^{0,24},$$

воспользуемся уравнением (4.34). Подставив значения постоянных, получим

$$\Delta T_{кип} = 4,621 \frac{(\bar{\Delta T} - \Delta T_{кип})^{0,75}}{\Delta T_{кип}^{2,33}}.$$

Решение этого уравнения методом деления интервала пополам показано в табл. 4.1.

Таблица 4.1

№ итерации	$\Delta T_{кип}^i$	$\Delta T_{кип}^{2,33}$	$\frac{\Delta T_{конд} - \Delta T_{кип}}{\Delta T_{кип}}$	$\Delta T_{конд}^{0,75}$	$\Delta T_{кип}^{i+1}$	$\Delta T_{кип}^i - \Delta T_{кип}^{i+1}$
1	2,00	5,0281	0,95	0,962	0,884	1,116
2	1,40	2,190	1,55	1,389	2,93	-1,530
6	1,68	3,349	1,27	1,196	1,651	0,029
7	1,67	3,303	1,28	1,203	1,680	0,01

В качестве решения принимаем $\Delta T_{кип} = 1,675$ К.

4. Температурный напор на стороне конденсации

$$\Delta T_{конд} = \bar{\Delta T} - \Delta T_{кип} = 1,275 \text{ К.}$$

5. Плотность теплового потока на стороне кипения по формуле (4.31)

$$q_{кип} = 0,0768 \Delta T_{кип}^{2,33} (l/d_s)^{1,5} H^{-3,53} = 0,0768 \cdot 1,675^{2,33} \cdot 84,1^{1,5} \cdot 0,6^{-3,53} = 1721,17 \text{ Вт/м}^2.$$

6. Площадь поверхности теплообмена на стороне кипения

$$F_{кип} = \frac{Q}{q_{кип}} = \frac{115,030}{1721,17} = 66,83 \text{ м}^2.$$

7. Число трубок

$$n = \frac{F_{кип}}{F_{тр}} = \frac{66,83}{3,14 \cdot 0,01 \cdot 1,025} = 2077.$$

Пример проверочного расчета конденсатора-испарителя с межтрубным кипением. Исходные данные — те же, что в рассмотренном выше примере; отличие состоит в том, что задано число труб $n = 2077$, а определяется давление на стороне конденсации.

1. Площадь поверхности теплообмена на стороне кипения

$$F_{кип} = n d l n = 66,8 \text{ м}^2.$$

2. Плотность теплового потока на стороне кипения

$$q_{кип} = \frac{Q}{F_{кип}} = \frac{115,03}{66,8} = 1,722 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}.$$

3. Температурный напор на стороне кипения по формуле (4.31)

$$q_{\text{кип}} = \alpha \Delta T_{\text{кип}} = 0,768 \Delta T_{\text{кип}}^{3,33} (U d_s)^{1,5} H^{-\frac{m}{0,3}},$$

откуда

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{кип}} &= 2,16 q_{\text{кип}}^{0,3} (U d_s)^{-0,45} H^m = \\ &= 2,16 \cdot 1722^{0,3} \cdot 84,1^{-0,45} \cdot 0,6^{1,3} = 1,41 \text{ К.} \end{aligned}$$

4. Плотность теплового потока на стороне конденсации

$$q_{\text{конд}} = q_{\text{кип}} \frac{d_{\text{ж}}}{d_{\text{жн}}} = \frac{1,722 \cdot 10^{-2}}{0,8 \cdot 10^{-2}} = 2,153 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}.$$

5. Температурный напор на стороне конденсации по формуле (4.32)

$$q_{\text{конд}} = \alpha_{\text{конд}} \Delta T_{\text{конд}} = \left(\frac{\lambda_{\text{ж}}}{l} \right)^{0,75} \left(\frac{\Delta T_{\text{конд}} \nu_{\text{ж}}}{r_{\text{ж}} g l^2} \right)^{-0,25} \Delta T_{\text{конд}},$$

откуда

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{конд}} &= \frac{q_{\text{конд}} l}{\lambda_{\text{ж}}} \left(\frac{q_{\text{конд}} \nu_{\text{ж}}}{r_{\text{ж}} g l^2} \right)^{1/3} = \frac{q_{\text{конд}} l}{\lambda_{\text{ж}}} \left(\frac{q_{\text{конд}}}{b a^2} \right)^{1/3} = \\ &= \frac{2153 \cdot 1,025}{0,106} \left(\frac{2153}{17,8 \cdot 4,63 \cdot 10^{14} \cdot 1,025^2} \right)^{1/3} = 1,27 \text{ К.} \end{aligned}$$

6. Определение температурной депрессии проводится аналогично предыдущему примеру, $\delta T = 0,5 \text{ К}$.

7. Температурный напор в верхнем сечении аппарата

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{верх}} &= \Delta T_{\text{кип}} + \Delta T_{\text{конд}} + 0,5 \delta T = \\ &= 1,41 + 1,27 + 0,25 = 2,93 \text{ К.} \end{aligned}$$

8. Температура конденсации азотной флегмы

$$\Delta T_{\text{конд}} = T_{\text{кип}} + \Delta T_{\text{верх}} = 93,2 + 2,93 = 96,13 \text{ К.}$$

9. Давление конденсации $p_{\text{конд}} = 0,586 \text{ МПа}$.

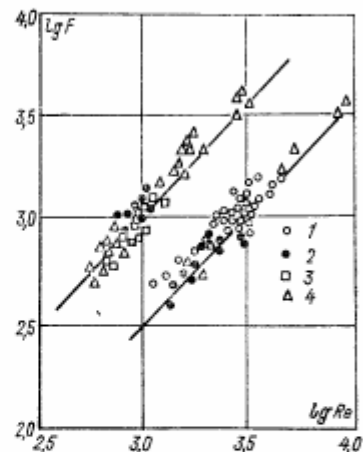
4.3. Интенсификация процессов кипения и конденсации в пластинчато-ребристых и напыленно-орбренных аппаратах

Совершенствование конструкций конденсаторов-испарителей является важным способом повышения технико-экономических характеристик воздуходелительных установок. При использовании пластинчато-ребристой насадки с развитой поверхностью теплообмена и малым эквивалентным диаметром каналов возможно уменьшение удельных тепловых потоков до $800\text{--}950 \text{ Вт/м}^2$ и температурного напора до $1,4\text{--}1,6 \text{ К}$.

Второе направление повышения эффективности конденсаторов-испарителей — применение труб с капиллярно-пористым

покрытием поверхности кипения и орбренной поверхностью на стороне конденсации. Исследования процесса кипения криогенных жидкостей на трубах с пористым покрытием, наносимых методом газотермического напыления металлов из расплава, показали возможность интенсификации теплоотдачи в $8\text{--}10$ раз по сравнению с теплоотдачей на технически гладкой поверхности. При этом коэффициент теплопередачи увеличивается примерно в $2,5$ раза при использовании со стороны конденсации гладкой поверхности и в $4\text{--}5$ раз при использовании орбренной поверхности. Аппараты этого типа могут работать при температурном напоре $1,0\text{--}1,6 \text{ К}$.

Исследование процесса кипения кислорода и азота в каналах пластинчато-ребристых конденсаторов-испарителей описано в [26]. Температурный напор в верхнем сечении аппаратов изме-



нялся в пределах $1\text{--}5,5 \text{ К}$, относительный кажущийся уровень кипящей жидкости составлял $0,4\text{--}0,9$ длины каналов, давление $0,125\text{--}0,157 \text{ МПа}$, высота насадки 6 мм , шаг рифления $3,63\text{--}4,22 \text{ мм}$, длина пакета 800 мм . Показано (рис. 4.9), что для расчета пластинчато-ребристых аппаратов можно применять выражение (4.37), полученное обобщением опытных данных по кипению в каналах трубчатых аппаратов.

В работе [56] расчетным путем установлено влияние размеров насадки на габариты аппарата. Варьировались высота насадки, шаг рифления, толщина насадки, длина каналов. Расчеты выполнены для конденсатора-испарителя при давлении паров кипящего кислорода $0,138 \text{ МПа}$, скорости циркуляции $0,1 \text{ м/с}$.

На рис. 4.10 приведена зависимость тепловой нагрузки в пакете пластинчато-ребристого конденсатора-испарителя с поперечным сечением $500 \times 500 \text{ мм}$ и длиной 1500 мм от температурного напора между конденсирующимся азотом и кипящим кислородом для различных размеров насадки со сто-

роны конденсации. Со стороны кипения принята насадка высотой 6 мм, шагом рифления 4 мм, толщиной насадки 0,2 мм [56]. Более компактная насадка на стороне конденсации приводит к увеличению тепловой нагрузки аппарата. Уменьшая шаг рифления от 4 до 2 мм при температурном напоре 1,8 К, можно увеличить тепловой поток в пакете конденсатора-испарителя от 126 до 187 кВт. Дальнейшее уменьшение шага насадки со стороны конденсации нецелесообразно из-за возможного взаимодействия конденсатных пленок.

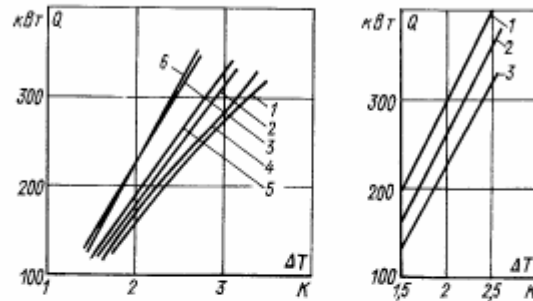


Рис. 4.10. Зависимость теплового потока конденсатора-испарителя от температурного напора при различных геометрических характеристиках насадки

Высота насадки 5 мм, шаг рифления 4 мм, 3 мм, 2 мм (1, 2, 3); высота насадки 4 мм, шаг рифления 4 мм, 3 мм, 2 мм (4, 5, 6)

Рис. 4.11. Тепловой поток конденсатора-испарителя при шаге рифления 4 мм, 3 мм и 2 мм (прямые 1, 2 и 3 соответственно)

На рис. 4.11 приведены результаты расчета теплового потока пакета тех же размеров при различном шаге рифления со стороны кипящего кислорода и шаге рифления 2 мм со стороны конденсации [56]. Уменьшение шага от 4 до 2 мм со стороны кипения также приводит к увеличению теплового потока. Дальнейшее уменьшение шага приводит к повышению гидравлического сопротивления каналов при движении двухфазного потока и к уменьшению скорости циркуляции. В результате были выбраны основные типоразмеры пакетов для конденсаторов-испарителей базовых схем воздухооразделительных установок. Большая часть ряда поверхностей теплообмена может быть укомплектована пакетами 3000×850×850 мм и 1500×500×500 мм с двумя типоразмерами насадки: 6×2×0,2 мм и 6×3×0,2 мм.

При кипении жидкости на поверхности с капиллярно-пористым покрытием высокий коэффициент теплоотдачи определяется высокой плотностью действующих центров парообразова-

ния, малым термическим сопротивлением жидкостной пленки в парогенерирующих каналах, интенсивной теплоотдачей в жидкостных питающих каналах. Образование пузырьков в тонкой пленке происходит в условиях весьма малого перегрева поверхности пористого покрытия. Так, согласно [21] кипение азота начинается при разности температуры подложки тела трубки и температуры насыщения, равной или меньшей 0,25 К. На интенсивность теплоотдачи существенное влияние оказывают открытая пористость, эквивалентный диаметр поры, толщина и теплопроводность материала покрытия.

Основные физические закономерности кипения на пористых поверхностях рассмотрены в [42, 66]. Движение жидкости в капиллярных каналах полагают ламинарным. При малых числах Рейнольдса

$$\alpha = C \frac{\lambda_m}{d_s}, \quad (4.51)$$

где C — константа, зависящая от геометрии канала; для каналов круглого сечения $C=3,65$. Поскольку диаметр каналов капиллярно-пористых структур имеет порядок 10^{-3} — 10^{-5} м, коэффициент теплоотдачи составляет 10^3 — 10^5 Вт/(м²·К).

Авторы [42] высокие тепловые потоки при малых разностях температур в процессе кипения на пористых структурах объясняют тремя факторами: 1) наличием внутри слоя границы раздела фаз, снижающей необходимый для парообразования перегрев; 2) высоким коэффициентом конвективного теплообмена при ламинарном движении жидкости в капиллярном канале; 3) развитой поверхностью капиллярной структуры.

В соответствии с этим механизмом явления пористый слой представлен в виде системы сообщающихся между собой круглых капилляров. Эквивалентный гидравлический диаметр капилляра

$$d_r = \frac{1}{3} \cdot \frac{\varepsilon d}{1 - \varepsilon}, \quad (4.52)$$

где d — диаметр зерна, ε — пористость слоя.

Эквивалентный тепловой диаметр из условия равенства объема и поверхности капилляров этим же характеристикам пор

$$d_r = 2d_r. \quad (4.53)$$

Толщина стенки капилляров, определенная из равенства объема зерен объему стенок капилляров,

$$\delta = \frac{d_r}{2} \left(\sqrt{\frac{1}{\varepsilon}} - 1 \right) = \frac{\varepsilon}{3(1 - \varepsilon)} \left(\sqrt{\frac{1}{\varepsilon}} - 1 \right) d. \quad (4.54)$$

Зависимость плотности теплового потока, отнесенной к плоской поверхности, q от ΔT получена в виде

$$q = \frac{64,8(1 - \varepsilon)}{d} \left[\left(\sqrt{\frac{1}{\varepsilon}} - 1 \right) \lambda_m \lambda_{ст} \right]^{0,5} \Delta T_0 \frac{m}{m+1}, \quad (4.55)$$

где m — число жидкостных (парогенерирующих) каналов, приходящееся на один паропроводящий канал,

$$m = 1,41 \cdot 10^{-3} \frac{\sigma r_p \cos \theta}{\mu_n \rho_n} \left(\frac{d}{h} \right)^2 \left(\frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \right)^2 - \Delta m; \quad (4.56)$$

$$q_k = \frac{\delta}{h} \lambda_{\text{сл}} \sqrt{\frac{2\alpha}{\delta \lambda_{\text{сл}}}} \Delta T_0; \quad (4.57)$$

ΔT_0 — температурный напор в основании ребра,

$$\Delta T_0 = (T_{\text{ст}} - T_n) - \Delta T^* = \Delta T - \Delta T^*; \quad (4.58)$$

$$\Delta T^* = 9,75 \frac{\sigma T_n}{r_p d}; \quad (4.59)$$

$$\Delta m = \frac{\mu_n \rho_n}{\mu_n \rho_n}; \quad (4.60)$$

θ — угол смачивания; h — высота эквивалентного капилляра; индексы означают: «к» — капилляр, «сл» — слой, «н» — насыщение.

В работе [66] на основе аналогичной модели капиллярного слоя и обобщения большого числа экспериментальных данных получено

$$q \sqrt{\frac{\nu_{\text{ж}}}{r \sigma \lambda_{\text{ж}}^3} \cdot \frac{1}{\lambda_{\text{ж}}^2 (1-\varepsilon)}} = 0,094 \left(\frac{\Delta T - \Delta T^*}{L_0} \right)^{5/6}, \quad (4.61)$$

где L_0 — характерный размер, $L_0 = [d_0 (f/\mu)^2]^{0,2}$;

$$\Delta T^* = \frac{4\sigma T_n}{r_p d_0};$$

d_0 — эквивалентный диаметр капилляра.

В работе [21] проведено исследование кипения азота, кислорода и водорода на трубах с капиллярно-пористым покрытием, сформулирована приближенная модель кипения на поверхности с таким покрытием, приведено уравнение для расчета коэффициента теплоотдачи.

Модель процесса содержит следующие допущения:

1. Теплообмен при кипении осуществляется преимущественно в паровых капиллярах (d_n), а жидкостные капилляры ($d_{\text{ж}} = d_0$) являются питающими.

2. Для капилляров покрытия справедливо соотношение $d_n^2 = m d_{\text{ж}}^2$, где $1 < m < 10$.

3. Средний локальный коэффициент теплоотдачи постоянен по высоте парогенерирующего канала.

4. В парогенерирующем канале при прохождении парового пузыря и жидкостной пробки $\alpha_n \gg \alpha_m$.

Уравнение, полученное на основе этой модели, с максимальной относительной погрешностью $\pm 40\%$ обобщает опытные данные по кипению криогенных жидкостей:

$$\text{Nu} = \left\{ 0,074 \left[\left(\frac{m+B}{m} \right)^3 \frac{\text{Re Bo } L^3}{\text{Ga}} \left(1 + K_m K_c \frac{\text{Gr}^{0,1} \text{Ga}^{0,5} \text{Pr}^{0,1}}{\text{Re}^{0,5}} \right)^2 \right]^{1,2} \times \right. \\ \left. \times \frac{\text{ch}(2K_1 \sqrt{\text{Bi}}) - A}{\text{ch}(K_1 \sqrt{\text{Bi}})} \right\}^{-1}, \quad (4.62)$$

где

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d_{\text{ж}}}{\lambda_{\text{ж}}}; \quad \text{Gr} = \frac{g \beta_{\text{ж}} d_n^3 \rho_{\text{ж}}}{\lambda_{\text{ж}} \nu_{\text{ж}}^2 \rho_{\text{ж}}^2}; \quad \text{Re} = \frac{q h}{r_p \nu_{\text{ж}}}; \\ \text{Bi} = \frac{\bar{\alpha} d_p}{\lambda_{\text{ст}}}; \quad \text{Bo} = \frac{d_p^2 g \beta_{\text{ж}}}{\sigma}; \quad \text{Ga} = \frac{g d_n^3}{\nu_{\text{ж}}^2}; \quad \text{Pr} = \frac{\mu_{\text{ж}} c_{\text{ж}}}{\lambda_{\text{ж}}}; \\ A = \frac{4\sigma T_n \lambda_{\text{ж}}}{r_p d_n^2}; \quad L = \frac{d_n}{h\varepsilon}; \quad K_1 = \frac{h}{d_p}; \\ K_m = \frac{1,741 m^{0,4}}{L^{0,4} (B+m)^{0,4}};$$

d_p — эквивалентный диаметр ребра, $d_p = \sqrt{f_p/0,785}$; f_p — площадь поперечного сечения условного ребра, $f_p = 0,785(1-\varepsilon)(B+m) \times d_{\text{ж}}^2/\varepsilon$; h — толщина напыленного слоя; T_n — температура насыщения; $\lambda_{\text{ст}} = \lambda_{\text{с}}(1-\varepsilon)$; $\bar{\alpha}$ — локальный коэффициент теплоотдачи в паровом канале, учитывающий время прохождения канала паровой $\tau_{\text{ж}}$ и жидкой $\beta_{\text{ж}}$ фазами, $\bar{\alpha} = \frac{\lambda_{\text{ж}} \tau_n}{\delta(\tau_{\text{ж}} + \tau_n)}$; δ — толщина жидкой пленки, отделяющей паровой пузырь от стенки канала; $\beta_{\text{ж}}$ — коэффициент объемного расширения; B — число жидкостных каналов, питающих один паровой, принято $B=25$; m — коэффициент, принято $m=4$.

Толщина жидкой пленки определялась по формуле В. А. Григорьева

$$\delta = 0,42 d_n \sqrt{\mu_{\text{ж}} \omega_n / \sigma}, \quad (4.63)$$

где

$$\omega_n = \frac{2q_k h}{r_p d_n \varphi}; \quad \varphi = \frac{\tau_n}{\tau_{\text{ж}} + \tau_n}; \quad q_k = \frac{q}{\pi d_n h B}; \\ B = \frac{K}{B+m}; \quad K = \frac{\varepsilon}{0,785 d_{\text{ж}}^2}.$$

При оценке геометрических характеристик напыленного слоя диаметр эквивалентной поры d_0 определялся методом капиллярного подъема этилового спирта и ацетона, а пористость —

методом гидростатического взвешивания сухого и пропитанного жидкостью образцов. Толщина покрытий исследованных образцов составляла 120—595 мкм, открытая пористость 0,19—0,41, эквивалентный диаметр поры 36—53 мкм.

В работе [57] выполнено исследование кипения азота и кислорода на поверхности алюминиевых труб с пористым покрытием. Толщина покрытия составляла 0,05—0,7 мм, открытая пористость $\epsilon=0,2\div 0,4$, эквивалентный диаметр поры 40—60 мкм. На рис. 4.12 приведены данные [57] по кипению азота. При толщине слоя 0,4—0,5 мм плотность теплового потока увеличивается в 8—10 раз по сравнению с кипением на гладкой поверхности. Устойчивое пузырьковое кипение сохраняется при плотности теплового потока вплоть до 700 Вт/м², что соответствует разности температур 0,3—0,4 К.

Для толщины покрытия 0,49 мм, являющейся наиболее эффективной, плотность теплового потока (в киловаттах) можно вычислять по формуле

$$q = 8,8668 \Delta T_{\text{кин}}^{1,4655}. \quad (4.64)$$

На рис. 4.13 сопоставлены данные [57] по теплопередаче в опытном конденсаторе-испарителе из труб с капиллярно-пористой структурой наружной поверхности и результаты расчета вертикальных аппаратов из гладких труб. Например, при температурном напоре 2,7 К плотность теплового потока составляет 5400 Вт/м², что в три раза выше, чем у длиннотрубных аппаратов и в 2,4 раза выше, чем у пластинчато-ребристых.

В работе [53] описано теоретическое исследование пленочной конденсации на вертикальном ребре, установленном на охлаждаемой плоской или цилиндрической стенке. Сделано предположение, что конденсат образует на поверхности ребра непрерывную пленку с гладкой поверхностью, расстояние между ребрами достаточно велико, чтобы соседние пленки конденсата не оказывали влияния друг на друга.

Основные уравнения для рассматриваемой задачи записаны в виде

$$\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} = \frac{\lambda_{ж}(T_p - T_n)}{\lambda_p t \delta}; \quad \frac{\partial(\delta^4)}{\partial z} = \frac{4\lambda_{ж}\mu_{ж}}{r g \rho_{ж}^2} (T_n - T_p), \quad (4.65)$$

где t — половина толщины ребра; x — горизонтальная координата; z — вертикальная координата; δ — толщина пленки конденсата; T_n — температура конденсации.

В безразмерных переменных

$$\theta = \frac{T_p - T_n}{T_{ст} - T_n}; \quad \Delta = \frac{\lambda_p t}{\lambda_{ж} L^2} \delta; \\ X = \frac{x}{L}; \quad Z = \frac{4\lambda_{ж}\mu_{ж}(T_n - T_{ст})}{r g \rho_{ж}^2} \left(\frac{\lambda_p t}{\lambda_{ж} L^2} \right)^4 z$$

уравнения принимают вид

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} - \frac{\theta}{\Delta} = 0; \\ \frac{\partial(\Delta^4)}{\partial Z} - \theta = 0, \quad (4.66)$$

где $T_{ст}$ — температура основания ребра; L — высота ребра.

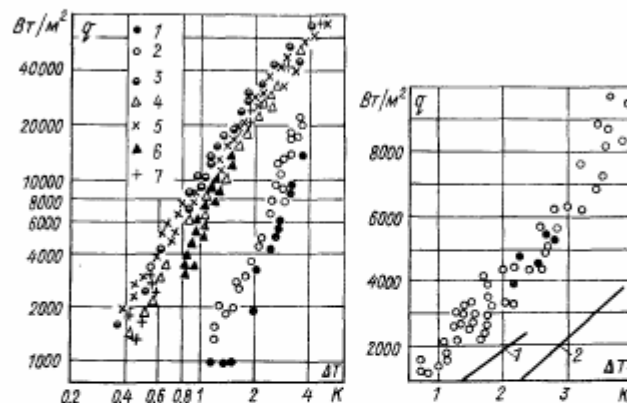


Рис. 4.12. Зависимость плотности теплового потока q от разности температур ΔT между стенкой и кипящей жидкостью

1, 2 — горизонтальная и вертикальная трубки; 3, 4, 5, 6, 7 — капиллярно-пористая поверхность с толщиной покрытия, равной соответственно 0,49; 0,52; 0,47; 0,46; 0,40 мм

Рис. 4.13. Зависимость плотности теплового потока q на внутренней поверхности труб от разности ΔT между температурой насыщения азота на входе в аппарат и температурой кипящего кислорода в верхнем сечении. О — опытный аппарат с капиллярно-пористой поверхностью кипения; ● — опытно-промышленный образец; 1 — расчет пластинчато-ребристого аппарата; 2 — расчет вертикального длиннотрубного аппарата

Граничные условия системы (4.66) записаны в виде: $\theta=1$ при $X=0$, $d\theta/dX=0$ при $X=1$, $\Delta=0$ при $Z=0$.

Система (4.66) включает в себя существенно взаимосвязанные нелинейные дифференциальные уравнения в частных производных, аналитическое решение которых невозможно.

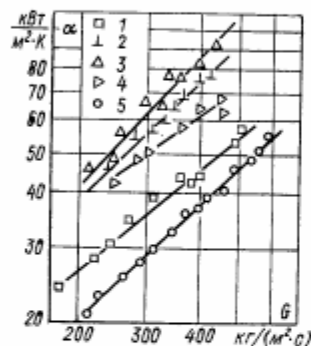
Для сечений, в которых $T_p \approx T_n$, т. е. $\theta=0$, уравнения (4.66) были преобразованы к обыкновенным дифференциальным и решены численно. Результаты этого решения представлены в виде простых алгебраических формул, применимых в диапазоне рабочих режимов конденсаторов:

$$q_0 = (1,080 \lambda_p (T_n - T_{ст}) / L) Z^{1,6}, \quad (4.67)$$

$$Q_p = \frac{0,6171 r g \rho_{ж}^2 L}{\mu_{ж}} \left(\frac{\lambda_{ж} L^2}{\lambda_{р} l} \right)^3 Z^{7,8}, \quad (4.68)$$

где q_p — локальная плотность теплового потока от ребра, приходящаяся на единицу площади поверхности контакта ребро — основание; Q_p — полный тепловой поток от ребра к поверхности основания.

В работе [64] исследован процесс конденсации в горизонтальных трубах со вставками из скрученной ленты и внутренним оребрением. На рис. 4.14 представлен средний коэффициент теплоотдачи в зависимости от плотности потока массы и типа оребрения (табл. 4.2). Трубы с внутренним оребрением дают увеличение коэффициентов теплоотдачи на величину до 150 % по сравнению со значениями для гладких труб.



Получено уравнение

$$\alpha = 0,0265 \frac{\lambda_{ж}}{d_s} \left(\frac{G_s d_s}{\mu_{ж}} \right)^{0,8} Pr^{0,33} \times \left[160 \left(\frac{b^2}{\bar{w} d_s} \right)^{1,91} + 1 \right], \quad (4.69)$$

где \bar{w} — среднее межреберное

Рис. 4.14. Экспериментальные коэффициенты теплоотдачи в зависимости от плотности потока массы для поверхностей конденсации 1—5 по табл. 4.2

расстояние по основаниям и вершинам ребер; b — высота ребра.

В работе [93] исследована конденсация хладагента R12 в трубах с внутренними продольными ребрами. Экспериментальные данные с погрешностью $\pm 30\%$ были описаны зависимостью

$$\alpha = 0,02 \frac{\lambda_{ж}}{2d_s} \left(\frac{2d_s G_s}{\mu_{ж}} \right)^{0,8} Pr_{ж}^{0,33} \left(\frac{p}{p_{кр}} \right)^{-0,66}, \quad (4.70)$$

где

$$G_s = [(\rho_{ж}/\rho_0)^{0,5} x + 1 - x] G;$$

G — плотность потока массы; x — массовое паросодержание; приведенное давление изменялось в пределах 0,18—0,46; плотность потока массы составляла 86,7—853 кг/(м²·с).

Результаты сопоставления конструкций конденсаторов-испарителей для воздухоразделительных установок, перерабатывающих 360 тыс. м³/ч воздуха, выполненные в [67], показывают

Таблица 4.2

Геометрические характеристики экспериментальных труб [64]

Характеристика труб	Оребренные трубы				Гладкие трубы
	спиральные ребра			прямые ребра	
	1	2	3		
Наружный диаметр, см	1,59	1,28	1,59	1,28	1,59
Внутренний диаметр, см	1,47	1,18	1,4	1,15	1,38
Эквивалентный диаметр, см	0,83	0,76	0,68	0,76	1,38
Высота ребер, см	0,06	0,17	0,14	0,16	—
Число ребер	32	6	16	6	—

(табл. 4.3), что наилучшими характеристиками обладают аппараты из труб с пористым покрытием и пластинчато-ребристые горизонтального типа.

Таблица 4.3

Характеристика конденсаторов-испарителей

Тип аппарата	Площадь поверхности теплообмена, м²	Масса аппарата, т	Температурный напор, К	Удельная масса аппарата
Трубчатый	8320	80	2,5—2,7	0,222
Трубно-ребристый вертикальный	14 800	32	2,0—2,2	0,089
Пластинчато-ребристый горизонтальный	11 080	22	1,6—2,0	0,061
Из труб с пористой поверхностью	3440	28	1,1—2,0	0,078

Пример расчета конденсатора-испарителя из напыленно-оребранных труб. Исходные данные. Давление конденсирующегося в трубках азота $p_{конд} = 0,68$ МПа. Давление кипящего в межтрубном пространстве кислорода $p_{кип} = 0,16$ МПа. Температура конденсирующегося азота $T_{конд} = 98,10$ К. Температура кипящего кислорода $T_{кип} = 94,76$ К. Полный тепловой поток $Q = 53,76$ кВт. Рабочая высота труб $l = 1,2$ м; шаг труб $\tau = 0,065$ м; наружный диаметр труб $d_n = 0,055$ м; внутренний диаметр $d_{вн} = 0,051$ м; высота ребра $L = 0,005$ м; ширина ребра у основания $s = 0,0031$ м; ширина ребра у вершины $b = 0,001$ м; расстояние между ребрами $d = 0,001$ м; число ребер $N = 39$; толщина покрытия 0,49 мм.

1. Температурный напор в верхней части аппарата

$$\Delta T_{верх} = T_{конд} - T_{кип} = 98,104 - 94,756 = 3,348 \text{ К.}$$

2. Расчет температурной депрессии. Ориентировочно плотность теплового потока на стороне кипения по рис. 4.13 $q_{\text{кип}}^0 = 7000 \text{ Вт/м}^2$.

Выражения для $\omega_{\text{пр}}$ и H , полученные для кипения на наружной поверхности гладких труб, в первом приближении могут быть использованы в настоящем расчете.

Приведенная скорость паров

$$\omega_{\text{пр}} = \frac{q_{\text{кип}}^0 d_n l}{r p_n (995 v^2 - 900 d_n^2)} = \frac{7000 \cdot 0,055 \cdot 1,2}{208,1 \cdot 10^3 \cdot 6,95 (995 \cdot 0,055^2 - 900 \cdot 0,055^2)} = 2,156 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Теплота парообразования кислорода $r = 208,1 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$; удельный объем жидкого кислорода $v_{\text{ж}} = 0,8999 \text{ дм}^3/\text{кг}$; удельный объем парообразного кислорода $v_{\text{п}} = 143,9 \text{ дм}^3/\text{кг}$.

Относительный кажущийся уровень кипящей жидкости

$$H = \frac{\sqrt{1 + 5,4 \omega_{\text{пр}} r_{\text{ж}}} - 1}{2,7 \omega_{\text{пр}} r_{\text{ж}}} = \frac{\sqrt{1 + 5,4 \cdot 2,156 \cdot 10^{-4} \cdot 1111,2} - 1}{2,7 \cdot 2,156 \cdot 10^{-4} \cdot 1111,2} = 0,796.$$

Температурная депрессия

$$\delta T = \frac{T_{\text{кип}} H r_{\text{ж}}}{0,102 r_{\text{п}}} = \frac{94,756 \cdot 0,796 \cdot 1,2 \cdot 1111,2}{0,102 \cdot 208,1 \cdot 10^3 \cdot 6,949} = 0,681 \text{ К}.$$

3. Средний температурный напор в аппарате

$$\bar{\Delta T} = \Delta T_{\text{кип}} + \Delta T_{\text{конд}} + \Delta T_{\text{ст}} + \Delta T_{\text{втр}} = 0,56 T = 3,348 - 0,340 = 3,008 \text{ К}.$$

4. Расчет удельного теплового потока и коэффициента теплоотдачи со стороны конденсации. Полный тепловой поток от одного ребра к поверхности основания по формуле (4.68)

$$Q_p = \frac{0,6171 r g_{\text{ж}}^2 L}{\mu_{\text{ж}}} \left(\frac{\lambda_{\text{ж}} L^2}{\lambda_p t} \right)^5 Z^{7,8},$$

где t — половина толщины ребра, $t = 0,001 \text{ м}$;

$$Z = \frac{4 \lambda_{\text{ж}} \mu_{\text{ж}} \Delta T_{\text{конд}}}{r g_{\text{ж}}^2} \left(\frac{\lambda_p t}{\lambda_{\text{ж}} L^2} \right)^4 l.$$

Теплота парообразования азота $r = 166,1 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$; теплопроводность жидкого азота $\lambda_{\text{ж}} = 100,192 \cdot 10^{-3} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; удельный объем жидкого азота $v_{\text{ж}} = 1,4252 \text{ дм}^3/\text{кг}$; динамическая вязкость жидкого азота $\mu_{\text{ж}} = 75,152 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$; теплопроводность металла ребра $\lambda_p = 89 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

Подставляя значения констант в выражения для Z и Q_p , получаем

$$Z = 71,814 \Delta T_{\text{конд}}; \quad Q_p = 30,906 \Delta T_{\text{конд}}^{0,875}.$$

Полный тепловой поток к поверхности всех ребер

$$Q_1 = N Q_p = 39 \cdot 30,906 \Delta T_{\text{конд}}^{0,875} = 1205,3 \Delta T_{\text{конд}}^{0,875}.$$

Поскольку выражение (4.68) справедливо для единичного ребра, в случае взаимного влияния близко расположенных ребер тепловой поток уменьшится.

Площадь поверхности всех ребер

$$F_{\text{конд}} = N u = 39 \cdot 1,2 \cdot 0,0122 = 0,525 \text{ м}^2,$$

где u — периметр ребра, $u = 0,0122 \text{ м}$.

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося азота

$$\alpha_{\text{конд}} = \frac{Q_1}{F \Delta T_{\text{конд}}} = 2295,9 \Delta T_{\text{конд}}^{-0,125}.$$

5. Расчет коэффициента теплоотдачи со стороны кипения.

В соответствии с формулой (4.64) получим (в ваттах)

$$\alpha_{\text{кип}} = 8866,8 \Delta T_{\text{кип}}^{0,4655}.$$

Площадь поверхности кипения

$$F_{\text{кип}} = \pi d_n l = 3,14 \cdot 0,055 \cdot 1,2 = 0,207 \text{ м}^2.$$

6. Перепад температуры в стенке трубы

$$\Delta T_{\text{ст}} = \frac{1}{2} q \frac{d_n}{\lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_n}{d_{\text{вн}}} = \frac{1}{2} q \frac{0,055}{89} \ln \frac{0,055}{0,051} = 2,33 \cdot 10^{-5} q.$$

Из равенства тепловых потоков следует

$$\Delta T_{\text{ст}} = 2,33 \cdot 10^{-5} q_{\text{кип}} \frac{F_{\text{кип}}}{F_{\text{ст}}} = 0,2143 \Delta T_{\text{кип}}^{1,4655}.$$

7. Температурные напоры определяются решением уравнения

$$\alpha_{\text{кип}} F_{\text{кип}} \Delta T_{\text{кип}} = \alpha_{\text{конд}} F_{\text{конд}} \Delta T_{\text{конд}}.$$

Подставляя выражения для α и F , запишем уравнение в форме $\Delta T_{\text{кип}} = f(\Delta T_{\text{конд}})$:

$$\Delta T_{\text{кип}} = 0,6566 \frac{\Delta T_{\text{конд}}^{-0,875}}{\Delta T_{\text{кип}}^{0,4655}}$$

или

$$\Delta T_{\text{кип}} = 0,6566 \frac{(\bar{\Delta T} - \Delta T_{\text{кип}} - 0,2143 \Delta T_{\text{кип}}^{1,4655})^{0,875}}{\Delta T_{\text{кип}}^{0,4655}}.$$

Отметим, что поскольку $|f'(\Delta T_{\text{кип}})| > 1$, то решение этого уравнения методом простых итераций расходится.

Результаты решения уравнения методом деления интервала пополам сведены в табл. 4.4.

8. Тепловой поток одной трубки со стороны конденсации

$$Q_1 = \alpha F_{\text{конд}} \Delta T_{\text{конд}} = q_{\text{конд}} F_{\text{конд}} = \\ = 1205,3 \Delta T_{\text{конд}}^{0,875} = 1953,1 \text{ Вт.}$$

9. Тепловой поток со стороны кипения

$$Q_1 = \alpha F_{\text{кип}} \Delta T_{\text{кип}} = q_{\text{кип}} F_{\text{кип}} = 8866,8 \cdot 0,207 \cdot 1,0438^{1,4665} = 1954,4 \text{ Вт.}$$

Таблица 4.4

Номер итерации	$\Delta T_{\text{кип}}$	$\Delta T_{\text{кип}}^{0,4665}$	$\Delta T_{\text{ст}}$	$\Delta T_{\text{конд}}$	$\Delta T_{\text{конд}}^{0,875}$	$f(\Delta T_{\text{кип}})$	$\Delta T_{\text{кип}} - f(\Delta T_{\text{кип}})$
1	1,0000	1,0000	0,2143	1,7937	1,6674	1,0948	-0,0948
2	1,2000	1,0886	0,2799	1,5281	1,4492	0,8741	0,3259
3	1,1000	1,0454	0,2464	1,6616	1,5594	0,9794	0,1206
5	1,025	1,0116	0,2222	1,7608	1,6406	1,0649	-0,0399
7	1,0438	1,0201	0,2282	1,7361	1,6204	1,0430	0,0008

10. Число трубок конденсатора-испарителя

$$n = \frac{Q}{Q_1} = \frac{53,76 \cdot 10^3}{1,953 \cdot 10^3} = 27,5.$$

Так как расчет стороны конденсации выполнен с погрешностью в сторону увеличения плотности теплового потока, в реальном аппарате следует предусмотреть запас поверхности.