

при температурах стенки $T_w \geq 93$ К, так и в условиях обдува при температурах стенки не менее $T_w = 213$ К и удельных весовых расходах воздуха не выше $\rho v = 10$ кг/(м² · с).

Список литературы

1. Джонс, Паркер. Образование инея при изменении параметров окружающей среды // Тр. американ. о-ва инженеров-механиков.— 1975.— Т. 97, № 2.— С. 103—107.

2. Константинов Л. И. Математическое моделирование рабочих процессов судовых холодильных установок на переменных и нестационарных режимах : Автореф. дис. ... д-ра техн. наук.— Л., 1974.— 52 с.

3. Кремерс, Мера. Образование инея на вертикальных цилиндрах в условиях свободной конвекции // Тр. американ. о-ва инженеров-механиков.— 1982.— Т. 104, № 1.— С. 1—7.

4. Маринюк Б. Т. Экспериментальные исследования теплоотдачи от влажного воздуха к вертикальной цилиндрической поверхности в условиях естественной конвекции воздуха и низких температур : Автореф. дис. ... канд. техн. наук.— М., 1975.— 16 с.

5. Напалков Г. Н. Тепло-массоперенос в условиях образования инея.— М. : Машиностроение, 1983.— 189 с.

6. Уайт, Кремерс. Расчет параметров, определяющих нарастание слоя инея в условиях вынужденной конвекции // Тр. американ. о-ва инженеров-механиков.— 1981.— Т. 103, № 1.— С. 1—6.

7. Чуклин С. Г., Мартыновский В. С., Мельцер Л. З. Холодильные установки.— М. : Госторгиздат, 1961.— 472 с.

8. Ямакава Норю, Аоки Хидэтоси, Отаци Сигэмори. Передача тепла при образовании инея в условиях искусственной конвекции.— Новосибирск : Пер. № 6541 ГПНТБ, 1978.— 26 с.

Поступила в редакцию 20.06.88

УДК 621.58

А. В. ОВСЯННИК, В. С. МУРАШОВ, В. В. МОСКОВЧЕНКО, кандидаты техн. наук

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КИПЕНИИ АММИАКА В ГОРИЗОНТАЛЬНОМ КОЛЬЦЕВОМ КАНАЛЕ

Приведены экспериментальные данные исследования процесса кипения аммиака в кольцевом горизонтальном канале цилиндра при температурах кипения аммиака $t_0 = -24 \dots -42$ °С и плотностях теплового потока $q = 36\ 000 \dots 82\ 000$ Вт/м². Полученная расчетная зависимость для коэффициента теплоотдачи кипящего аммиака в безразмерной форме хорошо согласуется с экспериментальными данными и может быть применена при тепловом и конструктивном расчетах теплообменных аппаратов.

В некоторых современных технологических теплообменных аппаратах (фризерах, льдогенераторах непрерывного действия, криоконцентраторах и др.) происходят процессы теплообмена, связанные, с одной стороны, с процессом кипения хладагента в кольцевом горизонтальном канале при условии беспрепятственного отвода паров из области кипения, и с другой, — с процессом кристаллизации жидкости на внутренней поверхности рабочего цилиндра. При выполнении тепловых и конструктивных расчетов подобных

аппаратов необходимо иметь зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи как со стороны кипящего хладагента, так и со стороны охлаждаемой жидкости.

В данной статье представлены результаты экспериментального исследования процесса кипения аммиака в кольцевом горизонтальном канале при различных температурах кипения хладагента и плотностях теплового потока. Схема движения хладагента в кольцевом канале и геометрические размеры исследуемого объекта показаны на рис. 1.

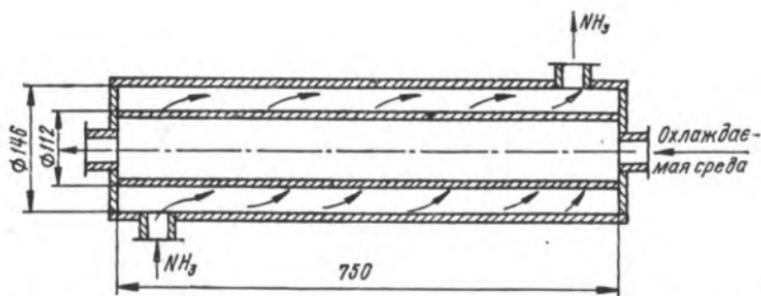


Рис. 1. Схема движения хладагента в горизонтальном кольцевом канале

При анализе и решении задачи об интенсивности теплообмена в условиях вынужденного движения кипящей жидкости возникают дополнительные трудности, по сравнению с кипением в большом объеме, трудности. Эти трудности вызваны многообразием форм течения парожидкостной смеси, необходимостью учитывать динамическое воздействие потока на процесс парообразования, а также процессы термического механического взаимодействия между фазами на границе раздела [1; 2].

При анализе условий теплообмена на наружной поверхности внутреннего цилиндра установлено, что при малых значениях скорости циркуляции хладагента теплоотдача на поверхности цилиндра определяется интенсивностью процесса парообразования, т. е. плотностью теплового потока q . С учетом этого процесс теплоотдачи на наружной поверхности внутреннего цилиндра можно рассматривать как теплоотдачу при пузырьковом кипении хладагента в условиях естественной конвекции [2] и критериальная зависимость для процесса теплообмена может быть представлена в общем виде

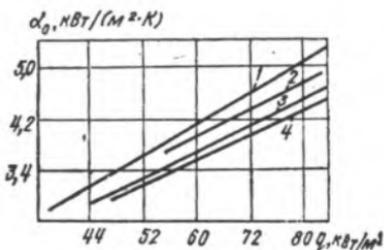
$$Nu_* = f(Re_*, Pr, Ar_*, K_l, K_p).$$

Из приведенных переменных величин, стоящих под знаком функции, необходимо выделить те, которые в большей степени влияют на процесс теплоотдачи, и исключить из числа аргументов те переменные, которые незначительно влияют на теплоотдачу при кипении

в исследуемых условиях и усложняют расчет процесса теплоотдачи. Установлено, что на интенсивность теплоотдачи наибольшее влияние оказывают плотность теплового потока q и давление (температура) насыщения p_0 при различных значениях расхода хладагента. Влияние величин q и p_0 определяется критерием Рейнольдса кипения Re_* и числом K_p . При реализации условия беспрепятственного отвода пузырьков пара теплоотдача при развитом кипении не зависит от формы и ориентации теплоотдающей поверхности кипения [2]. Это означает, что ускорение сил поля тяжести не оказывает заметного влияния на теплоотдачу и критерий

Рис. 2. Зависимости коэффициента теплоотдачи α_0 аммиака от плотности теплового потока q при различных температурах кипения хладагента:

1 — $t_0 = -24 \dots -26^\circ\text{C}$; 2 — $t_0 = -30 \dots -32^\circ\text{C}$;
3 — $t_0 = -35^\circ\text{C}$; 4 — $t_0 = -40 \dots -42^\circ\text{C}$



Архимеда кипения Ar_* можно исключить из числа аргументов. Кроме того, из числа аргументов можно исключить и комплексную переменную K_I , так как в нее входят параметры, незначительно влияющие на теплоотдачу при исследуемых условиях или влияние которых учтено Re_* или K_p . Критерий Прандтля Pr в исследуемом диапазоне температур кипения хладагента изменяется в пределах 1,81–2.

Следовательно, критериальная зависимость, описывающая процесс теплоотдачи на наружной поверхности внутреннего цилиндра, при кипении хладагента запишется в виде $Nu_* = f(Re_*, K_p)$.

Критериальное уравнение для определения коэффициента теплоотдачи α_0 при кипении хладагента имеет вид

$$Nu_* = c Re_*^m K_p^n,$$

где c , m , n — постоянные, определяемые из опыта; $Nu_* = \alpha_0 l_* / \lambda_a$; $Re_* = \omega_* l_* / \nu_a$; $K_p = p_0 / \sqrt{\sigma g (\rho' - \rho'')}$.

Коэффициенты теплопроводности λ_a и кинематической вязкости ν_a выбираются с учетом температуры кипения хладагента t_0 . Величина l_* является характерным линейным размером, имеет размерность длины и связана непосредственно с размером отрывного диаметра пузыря. Величина ω_* является приведенной скоростью парообразования: $l_* = \sqrt{\sigma / [g (\rho' - \rho'')]}$; $\omega_* = g / (\rho'' r)$, где σ — коэффициент поверхностного натяжения; ρ' , ρ'' — плотности хладагента в жидком и насыщенном парообразном состоянии, соответственно; r — удельная теплота парообразования.

Процесс теплообмена в кольцевом канале исследовался при различных температурах кипения хладагента ($t_0 = -24 \dots -42^\circ\text{C}$) и плотностях теплового потока ($q = 36\,000 \dots 82\,000 \text{ Вт/м}^2$). Температуры измерялись хромель-копелевыми термопарами, тепловая

нагрузка аппарата определялась двумя независимыми способами: по расходам холодильного агента и охлаждаемой среды [3]. Коэффициент теплоотдачи α_0 определялся из уравнения $q = \alpha_0 (t_{ст} - t_0)$ и значение его изменялось в пределах от 3700 до 5200 Вт/(м² · К).

Зависимости коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока при различных температурах кипения хладагента показаны на рис. 2. Полученные опытные значения коэффициента теплоотдачи использовались для определения методом наименьших квадратов постоянных c , m , n из уравнения (3).

Таким образом, критериальная зависимость для определения коэффициента теплоотдачи в исследуемом диапазоне температур кипения хладагента и плотностей теплового потока имеет вид $Nu_* = 0,235 \cdot 10^{-3} Re_*^{0,85} K_p^{0,73}$. Это выражение аппроксимирует опытные данные с точностью $\pm 4\%$ и может быть использовано при расчете теплообменных аппаратов, конструктивно выполненных подобным образом.

Список литературы

1. Кутателадзе С. С. Теплопередача при конденсации и кипении.— М. : Машгиз, 1952.— 232 с.
2. Кутепов А. М., Стерман Л. С., Стюшин Н. Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании.— М. : Высш. шк., 1983.— 382 с.
3. Овсянник А. В. Исследование и интенсификация процессов теплообмена во фризерах непрерывного действия : Автореф. дис. ... канд. техн. наук.— Одесса, 1981.— 22 с.

Поступила в редколлегию 25.04.88

УДК 621.57.041:621.515.4.001.5

В. К. ЧЕРНИЧЕНКО, канд. техн. наук

АККУМУЛИРОВАНИЕ АТМОСФЕРНОГО ХОЛОДА ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В УСТАНОВКАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ШАХТНОГО ВОЗДУХА

Приведено аналитическое решение задачи по намораживанию льда при переменной температуре испарения хладагента. Разработаны основы инженерного метода теплотехнического расчета льдоаккумулятора. Показана теплотехническая возможность его реализации в климатических условиях Донбасса.

В отличие от уже используемых в холодильной технике льдоаккумуляторов [2] шахтные должны иметь емкость на два порядка выше (в пределе до 3 тыс. т льда). Их использование в принципе не приведет к снижению установленной на шахте холодильной мощности. Кроме того, намораживание льда происходит при переменных режимах источника холода, обусловленных неуправляемостью тепловыми параметрами атмосферного воздуха.

Одним из предполагаемых технических решений является льдоаккумулятор на базе тепловых трубок. В установке кондиционирования шахтного воздуха он используется в комплексе с градирней,