И З В Е С Т И Я томского ордена трудового красного знамени политехнического института имени С. М. Кирова

Том 110

1962

ПЕРЕНОС ТЕПЛА ПРИ КАПЕЛЬНОЙ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА

В. В. ИВАНОВ

(Представлено профессором доктором Г. И. Фуксом)

Одним из способов интенсификации теплопередачи в теплообменных аппаратах может служить искусственное получение капельной конденсации. Эта форма конденсации сопровождается очень высокими (до 200000 ккал/м². час. °С) коэффициентами теплоотдачи и, следовательно, дает возможность, не изменяя тепловой нагрузки, уменьшать поверхности охлаждения. Применение термостойких, не растворимых в конденсате полимерных гидрофобизаторов открывает широкие возможности для практического использования капельной конденсации. Так, Калберг и Кендалл [1], применяя в качестве гидрофобизатора силиконовый лак, получили покрытие, сохраняющее после 1500 часов работы свои первоначальные свойства.

Важной проблемой является создание теории переноса тепла при капельной конденсации, которая позволила бы анализировать процессы, происходящие в теплообменниках с несмачиваемой поверхностью, конструировать подобные аппараты и ускорить их внедрение в промышленность. Кроме того, изучение переноса тепла при капельной конденсации необходимо для проектирования теплообменников ртутносиловых установок, где этот процесс имеет место [8]. Хотя механизм капельной конденсации в настоящее время достаточно хорошо изучен [2, 3, 4], попытки теоретически рассчитать теплоотдачу [5, 6] не привели к удовлетворительным результатам. Полученные уравнения не позволяют объяснить всю совокупность достоверных опытных данных и не могут служить надежной основой для практических расчетов.

В данной работе излагаются результаты теоретических и экспериментальных исследований теплообмена при капельной конденсации.

Вывод уравнения для коэффициента теплоотдачи при капельной конденсации

Будем исходить из следующих положений:

1. Перенос тепла при капельной конденсации рассматривается как процесс теплопроводности через капли и охлаждаемую стенку. При этом термическое сопротивление на границе пар—поверхность капель отсутствует, а сама поверхность капель имеет температуру насыщения.

II. Процесс стационарен, точнее, усреднен за рассматриваемое время: а) температурное поле считается установившимся и неизменным во времени; б) влияние пульсаций, связанных с периодичностью процесса образования и отрыва капель, не учитывается, поскольку пульсирующий режим заменяется стационарной моделью.



на охлаждаемой стенке.

Тогда средний за время т коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации определится уравнением

$$\overline{a} = \frac{Q}{(t_{H} - t_{cm})F\tau} , \qquad (1)$$

где <u>Q</u> — тепловой поток от пара к охлаж-

дающей воде через поверхность конденсации F; (t_н-t_{cm})-средний за время т температурный перепад от насыщенного пара к стенке.

Если площадь поверхности, покрытая каплями, F_{κ} , то, в соответствии с рис. 1, Q можно выразнить как можно выразить как Рис. 1. Капельная конденсация величину -

$$\frac{Q}{z} = K_{n\kappa}(t_{\mu}-t_{s})F_{\kappa}+K_{0}(t_{\mu}-t_{s})(F-F_{\kappa})$$
(2)

Здесь $K_{n\kappa}$ —коэффициент теплопередачи через капли и стенку под ними к охлаждающей воде; K_0 —коэффициент теплопередачи от пара к "обнаженной" стенке и через стенку к охлаждающей воде; $(t_{\mu}-t_{s})$ средняя разница температур между паром и охлаждающей водой.

Исходя из соотношения термических сопротивлений, имеем

$$\frac{1}{K_{n\kappa}} = \frac{1}{K_{\kappa}} + \frac{1}{K}; \qquad (3)$$

$$\frac{1}{K_0} = \frac{1}{\alpha_n} + \frac{1}{K}.$$
 (4)

В этих формулах К_к-коэффициент теплопередачи через капли; а_п-коэффициент теплоотдачи от пара к "обнаженной" поверхности; *К*-коэффициент теплопередачи через стенку ко охлаждающей воде, $=\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}+\frac{1}{\alpha_s}$, где α_s —коэффициент теплоотдачи от стенки к причем охлаждающей воде.

Объединяя (1), (2), (3) и (4), получим нов у си

$$\begin{bmatrix} \overline{\alpha}(t_{\mu}-t_{cm})F = \begin{bmatrix} K(t_{\mu}-t_{cm})+K(t_{cm}-t_{\mu}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{K_{\kappa}F_{\kappa}}{K+K_{\kappa}}+\frac{\alpha_{\mu}(F-F_{\kappa})}{K+\alpha_{\mu}} \end{bmatrix};$$
88

Заменяя $K(t_{cm}-t_{s})=\tilde{\alpha}(t_{\mu}-t_{cm})$, решаем последнее уравнение относительно α



Рассмотрим теперь 2 частных случая формулы (5).

1. $F_{\kappa}=0$, а $\alpha = \alpha_n$. Физически это означает, что происходит не конденсация, а только охлаждение перегретого пара, причем коэффициент теплоотдачи α_n может быть рассчитан по уравнениям конвективного теплообмена.

II. $F_{\kappa} = F$, и $\alpha = K_{\kappa}$. В этом случае отдельные капли, сливаясь вместе, образуют "единую каплю" — пленку, которая полностью покрывает поверхность охлаждения, и капельная конденсация переходит в пленочную.

С практической точки зрения большой интерес представляет исследование теплоотдачи при капельной конденсации чистого пара, как это может иметь место в теплообменниках, работающих не под вакуумом, а при избыточном давлении. В этих условиях присосы воздуха исключаются, и тепловое сопротивление парогазового слоя у поверхности охлаждения перестает быть существенным фактором:

 $\frac{1}{\alpha_n} \approx 0$ и $\alpha_n \rightarrow \infty$. Коэффициент теплоотдачи при капельной конденса-

ции чистого пара найдем из (5)

$$\overline{\alpha}_{\alpha_{n\to\infty}} = \frac{F}{F_{\kappa}} \left(K_{\kappa} + K \right) - K.$$
(6)

Величина К_к может быть определена из соотношения

$$K_{\kappa} = \frac{Q_{\kappa}}{F_{\kappa}(t_{\kappa} - t_{\kappa})} , \qquad ((7)$$

где Q_{κ} —тепловой поток, проходящий через капли, а $(t_{\kappa}-t_{\kappa})$ —средняя разница температур между поверхностью капель и их основанием.

Можно показать, что температурное поле внутри единичной капли, имеющей форму шарового сегмента радиуса R² (рис. 2), дается следующим выражением:

$$\frac{\underline{t}(r,\Theta)-\underline{t}_{\kappa}}{\underline{t}_{\kappa}-\underline{t}_{\kappa}} = \frac{\sum_{n=1}^{\infty} \left[P_{n-1}\left(\cos\beta\right)-P_{n+1}\left(\cos\beta\right) \right] \left[\left(\frac{r}{R}\right)^{n} P_{n}(\cos\Theta)-(\cos\beta)^{n}(-1)^{n} \right]}{1+\cos\beta-\sum_{n=1}^{\infty} \left[P_{n-1}\left(\cos\beta\right)-P_{n+1}(\cos\beta) \right] (\cos\beta)^{n}(-1)^{n}}$$
(8)

89

(5)

Здесь t_{μ} -температура сферической поверхности, t_{κ} - температура основания капли, β -угол смачивания, $P_n(x)$ -полиномы Лежандра *n*-го порядка, а *r* и Θ -текущие координаты. Для частного случая полушара $\left(\beta = \frac{\pi}{2}\right)$ уравнение (8) принимает вид $t(r, \Theta) = t$ $\sum_{n=1}^{\infty} (r_n) = t$

$$\frac{t(r,\Theta)-t_{\kappa}}{t_{\kappa}-t_{\kappa}} = \sum_{n=0}^{\infty} \left(-1\right)^{n} \frac{1\cdot 3\cdot 5\cdots (2n-1)(4n+3)}{2\cdot 4\cdot 6\cdots (2n+2)} \left(\frac{r}{R}\right)^{2n+1} P_{2n+1}(\cos\Theta),$$

что соответствует решению, приведенному в [9].



Рис. 2. Изотермы внутри сферической капли.

Тепло через рассматриваемый шаровой сегмент может быть подсчитано с помощью температурного градиента у поверхности

$$Q = \lambda \int_{0}^{\beta} \left(\frac{\partial t}{\partial r} \right)_{r=R} 2\pi R^{2} \sin \Theta d\Theta,$$

где *коэффициент теплопроводности конденсата.* Находя градиент температуры по уравнению (8), будем иметь

$$Q = 2\pi\lambda (t_n - t_\kappa)R \frac{\sum_{n=1}^{\infty} \left[P_{n-1}(\cos\beta) - P_{n+1}(\cos\beta) \right] n}{1 + \cos\beta - \sum_{n=1}^{\infty} \left[P_{n-1}(\cos\beta) - P_{n+1}(\cos\beta) \right] (\cos\beta)^n (-1)^n} \cdot \int_{-\infty}^{0} P_n(\cos\theta) d(\cos\theta)$$

Интеграл в последнем равенстве равен [9]

$$\int P_n(\cos\Theta)d(\cos\Theta) = \frac{1}{2n+1} \left[P_{n-1}(\cos\beta) - P_{n+1}(\cos\beta) \right]$$

90

Поэтому

$$Q = 2\pi\lambda (t_{\mu} - t_{\kappa})R \cdot \frac{\sum_{n=1}^{\infty} \frac{n}{2n+1} \left[P_{n-1}(\cos\beta) - P_{n+1}(\cos\beta) \right]^{2}}{1 + \cos\beta - \sum_{n=1}^{\infty} \left[P_{n-1}(\cos\beta) - P_{n+1}(\cos\beta) \right] (\cos\beta)^{n} (-1)^{n}}$$
(9)

Подставляя в (9) различные значения угла В, получим

$$Q = \pi \lambda (t_{\mu} - t_{\kappa}) R \psi(\beta), \qquad (10)$$

где $\psi(\beta)$ — безразмерная функция угла смачивания, которая находится по кривой (рис. 3).



Рис. 3. Графики функций $\psi(\beta)$ и $f(\beta)$.

Коэффициент теплопередачи через единичную каплю определим как

$$K_{\rm eg} = \frac{Q}{F_0(t_{\mu} - t_{\kappa})} \,. \tag{11}$$

Здесь $F_0 = \pi R_0^2$ — площадь основания капли, причем $R_0 = R \sin\beta$ (рис. 2). Объединяя (10) и (11), получим

$$K_{\rm eg} = \frac{\lambda \Psi(\beta)}{R_0 \sin \beta} = \frac{\lambda f(\beta)}{R_0} . \tag{12}$$

Функция $f(\beta) = \frac{\psi(\beta)}{\sin \beta}$ представлена на рис. 3.

Если на несмачиваемой охлаждаемой стенке сконденсировано N различных по размерам капель, то тепловой поток через них равен

$$Q_{\kappa} = Q_1 + Q_2 + \cdots + Q_N,$$

где Q_1 -тепловой поток через каплю радиуса R_1 , Q_2 -тепловой поток через каплю радиуса R_2 и т. д. Как показывает непосредственная обработка фотоснимков процесса капельной конденсации, поверхность стенки покрыта каплями различных размеров, но примерно одинаковых по форме ($\beta = idem$).

$$Q_{\kappa} = \pi \lambda (t_{\kappa} - t_{\kappa}) \psi(\beta) \left(\frac{R_1 + R_2 + \dots + R_N}{N} \right) N = \pi \lambda (t_{\kappa} - t_{\kappa}) \psi(\beta) R_{cp} N$$
(13)

Сопоставляя теперь (6), (7) и (13), получим

$$\overline{\alpha} = \frac{F}{F_{\kappa}} \left[\frac{\pi \lambda \psi(\beta) R_{cp} N}{F_{k}} + K \right] - K.$$

Последнее соотношение может быть значительно упрощено, если положить $F_{\kappa} = N \pi R_{ocp}^2$. Физическое содержание такого допущения заключается в замене различных капель, находящихся на поверхности, одинаковыми, среднего размера. При этом расчетное и действительное значения F_{κ} будут тем ближе, чем меньше разнятся между собой размеры отдельных капель и чем больше их число. Учитывая это, получим следующее выражение для α .

$$\overline{\alpha} = \frac{F}{F_{\kappa}} \left[\frac{\lambda f(\beta)}{R_{ocp}} + K \right] - K.$$
(14)

Уравнение (14) позволяет выявить некоторые существенные черты механизма переноса тепла при капельной конденсации. Оно позволяет также оценить значения коэффициента теплоотдачи α через величины, допускающие непосредственное измерение: F_{κ} , β и R_{ocp} . С этой целью была проделана обработка большого числа фотоснимков процесса капельной конденсации. Подсчет F_{κ} и R_{ocp} проводился на илоской охлаждаемой стенке, покрытой определенным гидрофобизатором. На стенке был нанесен линейный масштаб (видимое на снимках I деление соответствует 5 *мм*).

Как оказалось, площадь, занятая каплями, и средний размер кашель в широких пределах не зависят от тепловой нагрузки поверх-

ности охлаждения
$$-q_{\kappa}\left[\frac{\kappa\kappa a\Lambda}{m^2 4ac}\right]$$
.

Проделанные опыты показали приближенное постоянство α в широком интервале изменения q_{κ} , что подтверждает ранее полученные результаты некоторых исследователей [7]. Качественно этот эффект хорошо согласуется с уравнением (14). Действительно, если F_{κ} , R_{ocp} и β не зависят от тепловой нагрузки, то влияние q_{κ} на α сказывается лишь через величину K. Сопоставление экспериментальных данных показывает, что с ростом q_{κ} коэффициент K возрастает примерно от 2800 до 5500 $\kappa \kappa a \Lambda / M^2 4 a c$. °C. тогда как α в изучаемой области колеблется в пределах от 20000 до 200000 $\kappa \kappa a \Lambda / M^2 4 a c$. °C. Вследствие этого, величина K дает несущественную поправку к уравнению (14), и коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации, согласно (14), практически не зависит от q_{κ} .

Для расчета теплоотдачи необходимо знать связь площади, занятой каплями, и среднего размера капель с температурным напором между паром и охлаждаемой стенкой. Решение этого вопроса осложняется тем, что для каждой величины F_{κ} и R_{ocp} имеет место своя температурная зависимость, не поддающаяся теоретическому расчету. В этих условиях единственно надежным методом определения F_{κ} , R_{ocp} и β является эксперимент. Анализ фотокадров процесса капель-

92



Рис. 4. Фотоснимки процесса капельной конденсации на вертикальной охлаждаемой стенке, покрытой керосином.

ной конденсации позволил установить некоторое влияние температурного напора на F_{κ} и R_{ocp} . Опыты проводились в широком интервале из-менения $(t_{\kappa} - t_{cm})$: от 0,8 до 20°С.

Количественная обработка сильно увеличенных фотографий процесса капельной конденсации показала, что F_к в изучаемой области составляет \approx (35÷55)% от всей поверхности охлаждения, R_{ocp} (0,1÷0,5) мм, а угол β для олеиновой и стеариновой кислот, керосина, машинного масла СУ колеблется в пределах примерно от 90 до 100°. Приближенно для расчетов можно положить β≈95°, тем более, что входящая в (14) функция f(3) вблизи точки $\beta = 95^{\circ}$ меняется очень слабо (рис. 3).

Подстановка этих значений Гк, Rocp и β в уравнение (14) дает пределы изменения а с ростом ($t_{\mu} - t_{cm}$) от 135000 до 20000 ккал/м² час °С.

Полученные значения а в общем удовлетворительно согласуются с опытными данными. Поэтому соотношение (14) в первом приближении может быть применимо для оценки коэффициента теплоотдачи при капельной конденсации, если из опыта известны F_{κ} , $R_{\rho c \rho}$ и β .

ЛИТЕРАТУРА

1. Kullberg G, Kendall H., Chem. Eng. Prog., 56, № 1, 1960.

2. Emmons H., Trans. Am. Inst. Chem. Eng., 35, 1939.

 Burnons H., Engineering, 172, № 4464, 1951.
 Hampson H., Engineering, 179, № 4655, 1955.
 Fatica N., Katz D., Chem. Eng. Prog., 45, № 11, 1949.
 Sugawara S., Michiyoshi J., Mem. Fac. Eng. 18, № 11, 1956.
 Гребер Г., Эрк С. и Григулль У. Основы учения о теплообмене. ГИИЛ. 1958.

8. Ложкин А. Н., Канаев А. А. Бинарные установки, Машгиз. 1946. 9. Кошляков Н. С.: Основные дифференциальные уравнения математической физики. ОНТИ, 1936.