

УДК 536.242, 536.248.2

PACS: 64.70.F- 44.35.+c

Падение давления в процессе конденсации паров в микро-, мини- и макроканалах (обзор)

В. А. Иодис

В статье дан обзор результатов исследований падения давления в процессе конденсации паров воды, смеси паров воды с парами этанола в горизонтальных трапециевидных, прямоугольных, квадратных, треугольных микроканалах при значениях критерия Бонда от 0,000805 до 0,036. Исследования показали, что конденсация в микроканалах приводит к росту падения давления, которое зависит от давлений на входе и выходе канала, массовой скорости пара, эквивалентного диаметра, теплового потока, степени сухости пара, а также от соотношения сторон микроканала. Анализ используемых для расчетов падения давления моделей, показал, что наименьшее расхождение результатов расчетов с экспериментальными данными в пределах $\pm 15\%$ дает модель Локкарта-Мартинелли. Также проведен обзор работ с результатами наблюдений конденсации потоков в горизонтальных микро-, мини- и макроканалах ($0,013 < Bo < 14,65$) хладагентов R134a, R1234ze(E), CO₂ прямоугольной и овальной форм. Исследования показали схожие результаты.

Ключевые слова: конденсация пара, падение давления, микро-, мини-, макроканал, массовая скорость пара, эквивалентный диаметр, температура насыщения пара.

Ссылка: Иодис В. А. // Успехи прикладной физики. 2020. Т. 8. № 5. С. 315.

Reference: V. A. Iodis, Usp. Prikl. Fiz. **8** (5), 315 (2020).

Введение

Интенсификация процессов теплопередачи при конденсации сред, происходящих в проницаемой области геотермального резервуара, приводит к росту падения давления, сведение которого к минимуму,

при тех же параметрах процесса, является важной задачей исследований процесса конденсации водяного пара в микроканалах. Однако основные механизмы двухфазного падения давления при конденсации водяного пара в микроканалах до сих пор недостаточно изучены. В литературе представлено ограниченное количество результатов исследований падения давления в микроканалах, в отличие от значительного количества исследований падения давления в мини- и макроканалах [1, 2]. В связи со сложностью монтажа экспериментальных стендов, высокой стоимостью контрольно-измерительной аппаратуры для моделирования тепломассооб-

Иодис Валентин Алексеевич, в.н.с., к.т.н.
Научно-исследовательский геотехнологический центр Дальневосточного отделения РАН.
Россия, 683002, г. Петропавловск-Камчатский,
ул. Северо-Восточное шоссе, 30.
E-mail: nigtc@nigtc.ru

Статья поступила в редакцию 07 августа 2020 г.

© Иодис В. А., 2020

менных процессов в трещинах горных пород применяется математическое моделирование [3, 4], использующее результаты исследований двухфазного падения давления конденсационного потока в микроканале.

Классификация канала на макро-, мини- или микроканал является первоочередной задачей, так как от нее зависит преобладание тех или иных действующих сил в двухфазном конденсационном потоке. Существует несколько классификаций, предложенных Kew и Cornwell [5], Kandlikar и Grande [6, 7], Ullmann, Brauner [8] и Cheng и др. [9]. Cheng и др. предложена классификация каналов по значению числа Бонда, Bo , так при значении $Bo < 0,05$ – это микроканал [10–13]. В данной статье рассматривались исследования в микроканалах по классификации работы [9].

Исследования падения давления водяных паров в трапециевидных микроканалах

Одно из исследований о падении давления водяных паров в «микромасштабных» силиконовых трапециевидных каналах – статья Wu H. Y. и Cheng P. [10]. Эксперимент по конденсации водяного

пара в 10-ти микроканалах при $Bo \approx 0,001$, с эквивалентным диаметром, $D_h = 82,8$ мкм (таблица), проводился при разных значениях давления на входе в каналы, p_{in} от $4,15 \times 10^5$ до $1,25 \times 10^5$ Па, с соответствующим уменьшением массовой скорости пара, v_{sv} от 47,5 до 19,3 г/см² с. При $p_{in} = 4,15 \times 10^5$ Па, $v_{sv} = 47,5$ г/см² с, падении давления $\Delta p = 3,15 \times 10^5$ Па по всей длине микроканала образовывалась капельная структура потока, при $p_{in} = 2,15 \times 10^5$ Па, $v_{sv} = 30,4$ г/см² с и $\Delta p = 1,15 \times 10^5$ Па появлялась инжекция потока, возникающая после эмульсионной и кольцевой структур потока, но перед снарядно-пузырьковой структурой. При $p_{in} = 1,45 \times 10^5$ Па, $v_{sv} = 23,6$ г/см² с и $\Delta p = 0,45 \times 10^5$ Па инжекционная структура потока образовывались ближе к входу в канал, в то время как на выходе также оставалась снарядно-пузырьковая структура. Заключительный эксперимент проходил при $p_{in} = 1,25 \times 10^5$ Па, $v_{sv} = 19,3$ г/см² с и $\Delta p = 0,25 \times 10^5$ Па, где инжекция потока происходила непосредственно на входе в каналы, кольцевой же поток исчезал полностью, а снарядно-пузырьковый поток занимал уже практически весь микроканал. Экспериментом было установлено, что картины течения в микроканале в значительной степени зависят от массового расхода пара и падения давления.

Таблица

Данные экспериментальных исследований падения давления при конденсации паров в горизонтальных микроканалах

Авторы	Среда	Канал		Δp^1 , кПа $\Delta p/L^2$, кПа/м Δp^3 , бар	v_{sv} , кг/м ² с
		D_h , мкм	Bo		
Wu H. Y., Cheng P. (2005) [10]	Водяной пар	82,8	0,001	315 ¹	47500
				115 ¹	30400
				45 ¹	23600
				25 ¹	19300
Hu J. S., Chao C. Y. H. (2007) [11]	Водяной пар	73 131 177 237	0,000805÷0,00848	110–740 ²	16–45
				50–260 ²	15–35
				40–260 ²	12–25
				20–60 ²	5–22

Окончание табл. 1

Авторы	Среда	Канал		Δp^1 , кПа $\Delta p/L^2$, кПа/м Δp^3 , бар	ν_{sv} , кг/м ² с
		D_h , мкм	Bo		
Quan X., Cheng P., Wu H. 2008 [9]	Водяной пар	490	0,036	7–34 ² 7–79 ²	200, 400
Quan X., Cheng P., Wu H. 2008 [12]	Водяной пар	151	0,0018÷0,01	75–270 ³	253
				50–200 ³	187
		25–125 ³		105	
		142		70–170 ³	231
		109, 259		60 – 330 ³	187
Fan X., Ma X., Yang L., Lan Z., Hao T., Jiang R., Bai T. (2016) [15]	Водяной пар	134,52	0,0027	50–230 ¹	175–358
		138,72	0,0029	50–220 ¹	135–285
		165,87	0,0041	38–122 ¹	130–270
Fang C., David M., Wang F., Goodson K. E. (2010) [16]	Водяной пар	100–333,3	0,0015÷0,0167	125,5 ¹	20–650
Odaymet A., Louahlia- Gualous H. (2012) [13]	Водяной пар	305	0,014	24,2–106 ²	4–31
Jiang R., Lan Z., Sun T., Zheng Y., Wang K., Ma X. (2018) [18]	Водяной пар, этанол	134,5	0,0027	120–260 ¹	333–428
		138,7	0,0029	–	259–299
		126,2	0,0024	125–300 ¹	262–297
		155	0,0026	–	413–504

К подобным выводам при исследовании падения давления также в силиконовых трапециевидных микроканалах пришли Hu и Chao [11], изучавшие процесс конденсации водяного пара в микроконденсаторе с тридцатью параллельными каналами при значении $Bo \approx 0,000805 \div 0,00848$ (см. таблицу).

Эксперименты показали, что в микроканалах с меньшим D_h падение давления на единицу длины канала, $\Delta p/L$, было больше при одних тех же числах Рейнольдса конденсата, $Re_l - D_h = 73$ мкм, $Re_l = 17$, $\Delta p/L = 145$ кПа/м; $D_h = 131$ мкм, $Re_l = 17$, $\Delta p/L = 121$ кПа/м; $D_h = 177$ мкм, $Re_l = 17$, $\Delta p/L = 92$ кПа/м; $D_h = 237$ мкм, $Re_l = 17$, $\Delta p/L = 48$ кПа/м. С увеличением теплового потока падение давления уменьшается, так как уменьшаются скорости «пробки» конденсата, ν_f , его пленки и пузырька пара. Кроме того, с увеличением теплового потока меньшая часть микроканала занята

областью с пробково-жидкостной структурой. Поскольку трение в области с пузырьковой структурой потока ниже, в сравнении с трением в области с пробково-жидкостной структурой, уменьшение длины области с пробково-жидкостной структурой способствует уменьшению падения давления. Кроме того, при более высоком тепловом потоке больше пузырьков пара сталкиваются, сливаются, увеличивая область с пузырьковой структурой потока, что также снижает потери давления по длине потока.

Авторы [11] градиент давления выражали формулой:

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_l = -\frac{8\nu_f\mu_l}{(R_{\text{кан}}^2 - R_{\text{пуз}}^2)}, \quad (1)$$

где μ_l – коэффициент динамической вязкости конденсата (жидкости), Па с; $R_{\text{кан}}$, $R_{\text{пуз}}$ – радиусы канала, пузырька, м.

Cheng P., Quan X., Wu H. в работе [9] измерили значения $\Delta p/L$ на входе и выходе трапецевидного микроканала (таблица) при различных v_{sv} водяного пара, степени сухости пара, плотностях тепловых потоков. Как показали замеры, с увеличением v_{sv} в два раза $\Delta p/L$ возросло в $1,8 \div 2,26$ раза, с ростом степени сухости пара, x от 0,05 до 0,9 – $\Delta p/L$ также увеличивалось.

Проводя дальнейшие исследования Δp при конденсации водяных паров в трапецевидных микроканалах с $Bo \approx 0,0018 \div 0,01$ (таблица) Quan, Cheng и Wu [12] обнаружили, что с увеличением теплового

потока Δp уменьшается. Давление, измеренное в экспериментах, определялось, как сумма двухфазного падения давления, падения давления на трение, падения статического давления, потери давления на местных сопротивлениях – сжатие на входе и расширение на выходе из микроканала.

Данные экспериментов [12] по двухфазному падению давления на трение в зависимости от v_{sv} и x представлены на рис. 1, а, б. Как показали эксперименты более высокая v_{sv} или более высокая x способствуют более высокому двухфазному падению давления на трение.

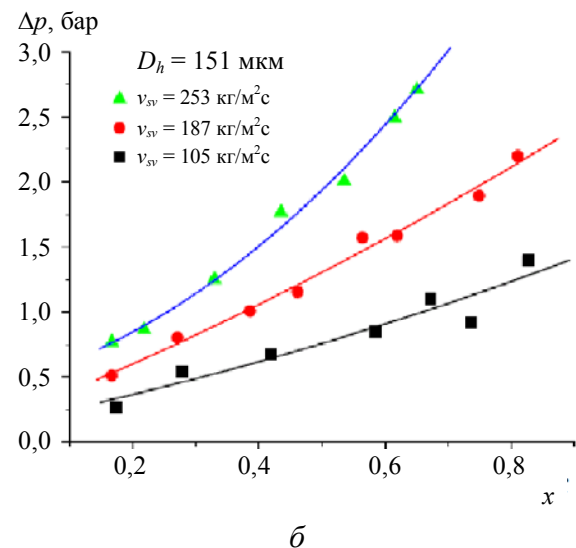
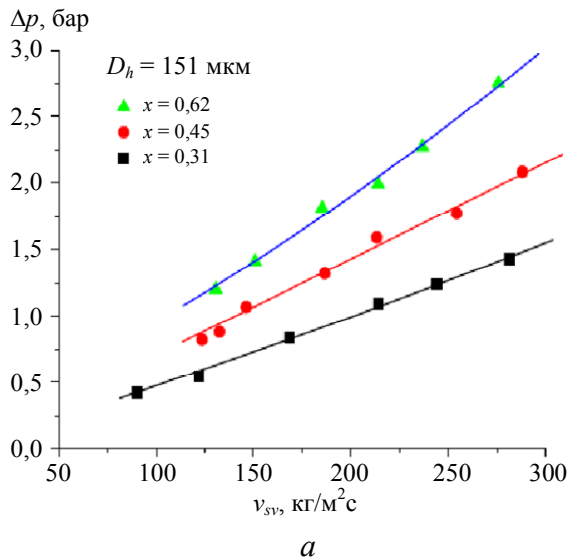


Рис. 1. Зависимости падения давления от: массовой скорости пара (а) и от сухости пара (б).

Это связано с тем, что плотность пара уменьшается с увеличением x , и, следовательно, средняя скорость потока конденсата увеличивается при постоянной v_{sv} , что приводит к большей силе трения потока конденсата о стенку микроканала. Кроме этого, на Δp оказывает сильное влияние D_h – чем он больше, тем ниже перепад давления.

Quan и др. [12] для определения падения давления в трапецевидном микроканале использовали модель, корреляцию Локкарта-Мартинелли [14], с константой Мартинелли-Чисхолма, C , параметром Мартинелли, X_{tt} , критериями Рейнольдса, Бонда, Сурагмана, Su :

$$C = C_0 Bo^n Re_l^m Su^p, \quad (2)$$

где C_0 – коэффициент; n , m , p – показатели степени.

В свою очередь критерии определялись как:

$$Re = \frac{v_{sv} D_h}{\mu_l}; \quad (3)$$

$$Bo = \frac{g D_h^2 (\rho_l - \rho_v)}{\sigma}, \quad (4)$$

где g – коэффициент свободного падения, м/с²; $\rho_{l,v}$ – плотности конденсата и пара, кг/м³; σ – поверхностное натяжение, Н/м.

$$\text{Su} = \frac{\mu_l^2}{\rho_l D_h \sigma}. \quad (5)$$

На основании полученных данных экспериментов авторами [12] получена следующая корреляция для C :

$$C = 0,168 \text{Bo}^{0,265} \text{Re}_l^{0,337} \text{Su}^{-0,041}. \quad (6)$$

С учетом формулы (6) двухфазный перепад давления может быть рассчитан при использовании множителя двухфазного трения, ϕ и X_{tt} :

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2}, \quad (7)$$

где

$$X_{tt}^2 = \frac{\left(-\frac{dp}{dx}\right)_l}{\left(-\frac{dp}{dx}\right)_v}, \quad (8)$$

$$\phi_l^2 = \frac{\left(-\frac{dp}{dx}\right)_{\text{тр}}}{\left(-\frac{dp}{dx}\right)_l}, \quad (9)$$

где

$$\left(-\frac{dp}{dx}\right)_{\text{тр}} = \left(-\frac{dp}{dx}\right)_l + C \times \left[\left(\left(-\frac{dp}{dx}\right)_l \times \left(-\frac{dp}{dx}\right)_v \right)^{0,5} + \left(-\frac{dp}{dx}\right)_v \right]. \quad (10)$$

Однофазное падение давления определяли:

$$\left(-\frac{dp}{dx}\right)_l = \frac{2 f_k v_{sl}^2}{D_h \rho_l}, \quad (11)$$

где коэффициент трения потока конденсата, зависящий от верхней, B_v и нижней ширины, B_n трапециевидного микроканала, определялся:

$$f_k = \frac{\left(11,43 + 0,8 \exp\left(2,76 \frac{B_v}{B_n} \right) \right)}{\text{Re}_l}. \quad (12)$$

Сравнение экспериментальных исследований с результатами расчетов по формулам (2)–(12) показало расхождение в пределах $\pm 15\%$.

В 2016 г. Fan X., Ma X. и др. [15] также для трапециевидных микроканалов (таблица) с различной геометрией поперечного сечения исследовали двухфазное падение давления при конденсации паров воды. Результаты показали, что существенное влияние на перепад давления при двухфазном режиме течения оказывает не только тепловой поток, v_{sv} , x , D_h , но и соотношение сторон микроканала. Авторы, как и в работах [9, 10, 12], обнаружили, что измеренный общий перепад давления увеличивается с увеличением v_{sv} из-за большего касательного напряжения между конденсатом и стенкой канала, вызванного более высокой скоростью конденсата. Однако, как и в работе [11] отмечалось, что общий перепад давления уменьшается с увеличением объемного расхода охлаждающей воды (теплового потока) при почти одинаковой v_{sv} . Авторы связывают это с тем, что более высокая x достигается при более низком тепловом потоке в микроканале из-за более низкой теплоотдачи, что приводит к увеличению межфазного трения между конденсатом и паром, что в свою очередь приводит к более высокому падению давления.

Для прогнозирования падения давления авторы применили модифицированную модель Фридела с критериями Вебера, We , Bo , отношением градиентов давления пара и конденсата, Γ :

$$\left(-\frac{dp}{dx}\right)_{\text{тр}} = \left(-\frac{dp}{dx}\right)_l \times \phi_l^2;$$

$$\phi_l^2 = C_1 + C_2 + C_3; \quad (13)$$

$$C_1 = (1-x)^2 + x^2 \times \Gamma^2; \quad (14)$$

$$\Gamma^2 = \left(\frac{dp}{dx} \right)_v / \left(\frac{dp}{dx} \right)_l; \quad (15)$$

$$C_2 = x^{0,78} (1-x)^{0,24} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,89} \times \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,17} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,71}; \quad (16)$$

$$C_3 = 353,03 \times We_l^{0,25} \times Bo^{1,11} \times \left(\frac{B_n}{B_b} \right)^{4,93}; \quad (17)$$

$$We_l = \frac{G_l^2 D_h}{\sigma \rho_l}, \quad (18)$$

где G_l – массовый расход конденсата, кг/с.

Сравнение экспериментальных исследований [15] с результатами расчетов по модели показало расхождение в пределах $\pm 20\%$.

Исследования падения давления водяных паров в микроканалах прямоугольной, квадратной, трапециевидной и треугольной форм

Перепад давления конденсационного потока по всему прямоугольному микроканалу каналу с $D_h = 100, 133, 167, 200, 286, 333,3$ был определен в работе [16]. Исследование показало, что каналы с меньшими D_h дают значительно более высокие перепады давления, как и более высокие v_{sv} на входе в микроканал (таблица).

Локальные значения давление потока конденсата в квадратном силиконовом микроканале (таблица) измерены Odaymet, Louahlia-Gualous [13] при $v_{sv} = 4 \div 31$ кг/м² с и p_{in} от 101 до 115 кПа. Для их измерения использовали формулу:

$$p_{v,z} = p_{in} - \Delta p_m - \Delta p_{тр}, \quad (19)$$

где $\Delta p_{тр}$ – потеря давления на трение, Па.

Потеря давления, вызванная внезапным сжатием на входе микроканала определялась как:

$$\Delta p_m = \frac{G^2}{2\rho_l} \left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 \left[1 + x_z \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right], \quad (20)$$

где C_c – коэффициент сужения микроканала, а x_z – локальное значение степени сухости пара.

Падение давления двухфазного потока на расстоянии z от входа в микроканал рассчитывается по формулам (6)–(9) [12]. Однако коэффициент трения потока конденсата определялся как [17]:

$$f_k = (11,43 + 0,8 \exp(2,67)) \frac{\mu_k}{G_k D_h}, \quad (21)$$

где k – показатель фазы потока.

Jiang R. и др. [18] в 2018 г. исследованы характеристики двухфазного падения давления потока конденсации смесей этанол-вода в кремниевых микроканалах. Были использованы четыре типа многопортовых трапециевидных с $D_h = 134,5$ мкм (№ 1), $D_h = 138,7$ мкм (№ 2) и треугольных микроканалов с $D_h = 126,2$ мкм (№ 3), $D_h = 155$ мкм (№ 4). Падение давления определяли при v_{sv} от 259,2 до 504 кг/м² с, когда весовая концентрация этанола на входе, W изменялась от 1 % до 65 %.

Общее Δp складывается из потерь давления на местных сопротивлениях, падения давления при замедлении двухфазного течения, Δp_z и $\Delta p_{тр}$, в микроканалах № 1 и № 3 при различных v_{sv} и W представлено на рис. 2. Обнаружено, что общий перепад давления увеличивается с увеличением v_{sv} при той же W , так как Δp_z и $\Delta p_{тр}$ растут. Общее Δp уменьшается при той же v_{sv} , что и W . Экспериментальные исследования показали, что Δp_z уменьша-

ется с увеличением W , в то время как Δp_3 не сильно меняются с изменением W .

Авторы [18] определяли падения давления в микроканалах также, как и в работах [12, 13], но f_k и C потока конденсата при наблюдаемых гладкой кольцевой и полосово-кольцевой структурах потока определялся согласно модели Ким, Мудавар [19]:

– для гладкой кольцевой структуры потока:

$$f_k = 16Re_k^{-1}; \tag{22}$$

$$C = 3,5 \times 10^{-5} Re_l^{0,44} Su_v^{0,5} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,48}, \tag{23}$$

при значениях разностей свободных энергий на поверхности между каплями конденсата и пленкой в месте возникновения

полосово-кольцевой структуры потока, определяемое отношением числа Марангони, Ma к его же максимальному значению, Ma_{max} , в зависимости от капиллярного числа паров этанола и воды, Ca_v :

$$\frac{Ma}{Ma_{max}} \leq \frac{1}{174,77Ca_v}. \tag{24}$$

При значениях Ma и Ma_{max} для полосово-кольцевой структуры потока:

$$\frac{Ma}{Ma_{max}} > \frac{1}{174,77Ca_v}; \tag{25}$$

$$f_k = 0,079Re_k^{-0,25}; \tag{26}$$

$$C = 8,7 \times 10^{-4} Re_l^{0,17} Su_v^{0,5} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,14}. \tag{27}$$

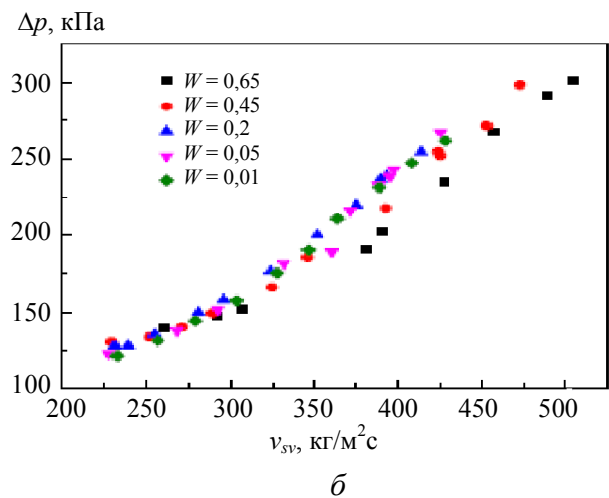
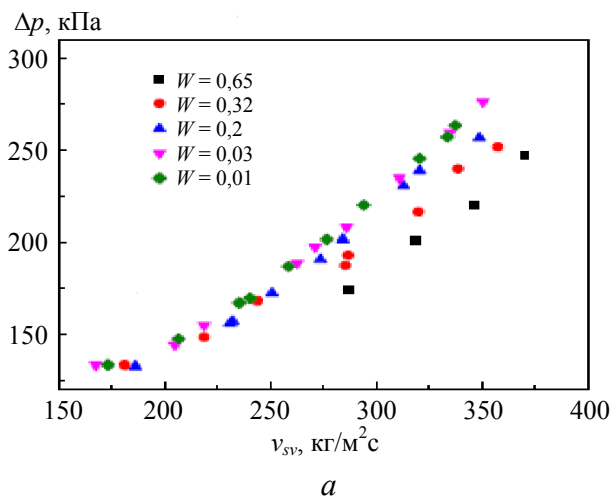


Рис. 2. Зависимости общего падения давления от массовой скорости пара: а – микроканала № 1; б – микроканала № 3.

Сравнение экспериментальных исследований [18] с результатами расчетов по моделям [14, 19] показало расхождение в пределах $\pm 20\%$.

Исследования падения давления хладагентов R134a, R1234ze(E), CO₂ в микро-, мини- и макроканалах

Схожие результаты получали исследователи [20–23] при исследовании процесса

конденсации потоков хладагентов R134a, R1234ze(E) и CO₂ однако не только для микроканалов, но и для каналов при значениях $0,05 < Bo < 3,0$, $Bo > 3,0$. При значениях числа $0,05 < Bo < 3,0$ канал можно классифицировать, как миниканал, где гравитационный эффект уступает эффекту поверхностного натяжения. В случае, когда $Bo > 3,0$ гравитационная сила преобладает над силой поверхностного натяжения и канал классифицируется как макроканал [9].

В работе [20] были измерено падение давления трения во время конденсации хладагента *R134a* в прямоугольных микроканалах с D_h от 100 до 160 мкм, соотношением сторон канала, AR от 1 до 4 и при $0,014 < Bo < 0,036$. Измерения проводились в зависимости от v_{vs} (диапазон $300 \div 800$ кг/м² с), x ($0 \div 1$), D_h , AR , и температуры насыщения, T_{sat} 30, 40, 50, 60 °С. Было обнаружено, что падение давления увеличивается с увеличением x и v_{vs} , снижением T_{sat} .

Для овальных параллельных микроканалов ($D_h = 301,6$ мкм, $Bo \approx 0,13$) Wang J. и др. исследовали влияния v_{vs} , x и способов охлаждения (асимметричное и симметричное) на dp/dx [21]. Степень сухости пара и массовая скорость потока лежали в пределах от 0,1 до 0,9 и $60\text{--}250$ кг/(м² с), а T_{sat} на входе в канал составляла 31,3 °С. Как показало исследование, dp/dx увеличивается с увеличением v_{vs} и его x – при 60 кг/м² с и $x = 0,05 \div 0,45$, $dp/dx = 21 \div 92$ кПа/м; при 250 кг/м² с и $x = 0,05 \div 0,7$, $dp/dx = 150 \div 1480$ кПа/м. В наблюдаемых двух режимах течения потока волнообразно-угловом и пленочно-волнообразном падение давления на трение происходит в основном из-за разницы скоростей между паром хладагента и конденсатом, как и в работе [11]. При данной массовой скорости потока, но более высокой его степень сухости возрастает скорость пара хладагента и снижается скорость его конденсата, что приводит к большей разнице скоростей двух сред. Для данной степени сухости пара более высокая массовая скорость потока вызывает более высокую скорость пара и более высокий градиент скорости конденсата, перпендикулярный стенке микроканала. Следовательно, увеличение как v_{vs} , так и x вызывает более высокие касательные напряжения пар-конденсат и конденсат-поверхность микроканала, что, в свою очередь, увеличивает двухфазное падение давления. При одинаковых v_{vs} и x , перепад давления трения в потоке *R134a*

при симметричном охлаждении несколько ниже, чем при асимметричном охлаждении.

Продолжив исследования работы [21] Wang J., Li J. M. в работе [22] также исследовали влияния v_{sv} , x и методов охлаждения на dp/dx , но при температурах насыщения 31 °С, 37 °С, 41 °С и 45 °С хладагентов *R134a* и *R1234ze(E)*. Падения давления трения *R134a* и *R1234ze(E)* сравнивались. Результаты показали, что падение давления на трение увеличивается с увеличением v_{sv} , x на входе и температуры воды на входе (тепловой поток) и уменьшается с увеличением T_{sat} хладагентов. Падение давления трения при симметричном охлаждении также ниже, чем при асимметричном охлаждении. При высоких значениях v_{sv} и x на входе падение давления трения у *R134a* немного ниже, чем у *R1234ze(E)*.

Исследование конденсации углекислого газа в прямоугольных мини- и макроканалах, с $D_h = 1,5$ (канал № 7), 0,78 (№ 23), 0,68 мм (№ 19), при $3 < Bo < 14,65$ проведено в работе [23]. Процесс конденсации проходил в диапазоне температур от минус 5 °С до 5 °С, при v_{sv} от 400 до 800 кг/м² с. При увеличении v_{sv} падение давления увеличивалось. Например, Δp в микроканале № 19 при 800 кг/м² с и 5 °С был больше на 57 % и 21 %, чем при 400 и 600 кг/м² с, соответственно. Что касается влияния температуры конденсации на Δp , перепад давления в микроканале № 19 при 5 °С был ниже на 19 % и 63 %, чем при 0 °С и минус 5 °С при $v_{sv} = 600$ кг/м² с. Как отмечают авторы, при кольцевой структуре потока скорость паровой фазы и разность скоростей между жидкой и паровой фазами являются доминирующими параметрами, которые определяют двухфазный перепад давления на трение. Увеличение v_{sv} и понижение температуры конденсации увеличивают скорость пара и разницу скоростей между фазами пар-конденсат.

Заключение

Обзор результатов исследований падения давления при конденсации водяных паров и их смеси с парами этанола в трапециевидных, треугольных, прямоугольных, квадратных, микроканалах при различных значениях критерия Во показал ограниченное количество работ по данной тематике [24–27], не всегда имеющие однозначный характер. В большинстве рассмотренных работ рост падения давления зависит от давлений на входе и выходе канала, массовой скорости пара, эквивалентного диаметра, теплового потока, степени сухости пара, а также от соотношения сторон микроканала. Похожие результаты получены при конденсации потоков хладагентов $R134a$, $R1234ze(E)$ и CO_2 в горизонтальных микро-, мини-, макроканалах ($0,013 < Bo < 14,65$) прямоугольной и овальной форм. Однако падение давления, как показал обзор, зависит еще и от температуры насыщения пара хладагента, способа охлаждения (симметричное и ассиметричное).

Анализ моделей, используемых для расчета падения давления, показал, что наименьшее расхождение результатов аналитических расчетов с экспериментальными данными дает модель Локкарта-Мартинелли (в пределах $\pm 15\%$).

Обзор результатов исследований падения давления в микро-, мини- и макроканалах, показал схожие зависимости падения давления от физических, геометрических параметров конденсационного потока, показал необходимость проведения экспериментальных и аналитических исследований падения давления в микроканалах различной формы, эквивалентного диаметра вертикально и наклонно ориентированных к горизонту.

ЛИТЕРАТУРА

1. Muratov P. V., Pashkevich R. I. // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2015. Vol. 91. P. 494.

2. Pashkevich R. I., Muratov P. V. // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2015. Vol. 81. P. 804.

3. Пашкевич Р. И. // ГИАБ. 2015. № 63. С. 378.

4. Пашкевич Р. И., Таскин В. В. // Термодинамическое моделирование теплопереноса в породах Мутновской магмагеотермальной системы. – Владивосток: Дальнаука, 2009.

5. Kew P. A., Cornwell K. // Appl. Therm. Eng. 1997. Vol. 17. P. 705.

6. Kandlikar S. G., Grande W. J. // Heat Transfer Eng. 2003. Vol. 24 (1). P. 3.

7. Kandlikar S. G. // Exp. Thermal Fluid Sci. 2002. Vol. 26. P. 389.

8. Ullmann A., Brauner N. // Multiphase Science and Technology. 2007. Vol. 19. № 1. P. 49.

9. Cheng P., Quan X., Wu H. // Encyclopedia of Microfluidics and Nanofluidics. 2008. P. 285.

10. Wu H. Y., Cheng P. // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2005. Vol. 48. P. 2186.

11. Hu J. S., Chao C. Y. H. // Int. J. Refrig. 2007. Vol. 30. P. 1309.

12. Quan X., Cheng P., Wu H. // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2008. Vol. 51. P. 5454.

13. Odaymet A., Louahli-Gualous H. // Exp. Thermal Fluid Sci. 2012. Vol. 38. P. 1.

14. Lockhart R. C., Martinelli R. W. // Chem. Eng. Prog. 1949. Vol. 45. P. 39.

15. Fan X., Ma X., Yang L., Lan Z., Hao T., Jiang R., Bai T. // Exp. Thermal Fluid Sci. 2016. Vol. 76. P. 45.

16. Fang C., David M., Wang F., Goodson K. E. // Int. J. Multiphase Flow. 2010. Vol. 36. P. 608.

17. Wu H. Y., Cheng P. // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2003. Vol. 46. P. 2519.

18. Jiang R., Lan Z., Sun T., Zheng Y., Wang K., Ma X. // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2018. Vol. 127. P. 160.

19. Kim S. M., Mudawar I. // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2012. Vol. 55. P. 3246.

20. Garimella S., Agarwal A., Fronk B. M. // Int. J. Multiphase Flow. 2016. Vol. 84. P. 129.

21. Wang J., Wang J., Li J. M. // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2017. Vol. 115. P. 1091.

22. Wang J., Li J. M. // Exp. Thermal Fluid Sci. 2018. Vol. 96. P. 266.

23. Heo J., Park H., Yun R. // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2013. Vol. 65. P. 719.

24. Иодис В. А. // ГИАБ. 2018. № 12 (специальный выпуск 60). С. 141.

25. Иодис В. А. // ГИАБ. 2018. № 12 (специальный выпуск 59). С. 163.

26. Иодис В. А., Пашкевич Р. И. // ГИАБ. 2014. № 0B2. С. 99.

27. Пашкевич Р. И., Иодис В. А. // ГИАБ. 2014. № 0B2. С. 136.

The pressure drop in the condensation process of vapors in micro-, mini- and microchannels (a review)

V. A. Iodis

Research geotechnological center of the far Eastern branch
of the Russian Academy of Sciences
30 Severo-Vostochnoye shosse st., Petropavlovsk-Kamchatsky, 683002, Russia

Received August 07, 2020

The article provides an overview of the results of studies of pressure drop during the condensation of water steam, a mixture of water steam with ethanol vapor in horizontal trapezoidal, rectangular, square, triangular microchannels with Bond criterion values from 0.000805 to 0.036. Studies have shown that condensation in microchannels leads to an increase in the pressure drop, which depends on the pressures at the inlet and outlet of the channel, the mass velocity of the steam, the equivalent diameter, the heat flux, the degree of steam quality, and also on the aspect ratio of the microchannel. The analysis of the models used to calculate the pressure drop showed that the smallest discrepancy between the calculation results and experimental data within $\pm 15\%$ is given by the Lockhart-Martinelli model. Also, a review of works with the results of observations of condensation of flows in horizontal micro-, mini- and macrochannels ($0.013 < Bo < 14.65$) of refrigerants R134a, R1234ze(E), CO₂ of rectangular and oval shapes is carried out. Research has shown similar results.

Keywords: steam condensation, pressure drop, micro-, mini-, macrochannel, mass steam velocity, equivalent diameter, steam quality, steam saturation temperature.

REFERENCES

1. P. V. Muratov, Int. J. Heat and Mass Transfer **91**, 494 (2015).
2. R. I. Pashkevich and P. V. Muratov, Int. J. Heat and Mass Transfer **81**, 804 (2015).
3. R. I. Pashkevich, GIAB, No. 63, 378 (2015).
4. R. I. Pashkevich and V. V. Taskin, *Termogidrodinamicheskoe modelirovanie teploperenosa v porodah Mutnovskoy magmageotermal'noj sistemy* (Dal'nauka, Vladivostok, 2009).
5. P. A. Kew and K. Cornwell, Appl. Therm. Eng. **17**, 705 (1997).
6. S. G. Kandlikar and W. J. Grande, Heat Transfer Eng. **24** (1), 3 (2003).
7. S. G. Kandlikar, Exp. Thermal Fluid Sci. **26**, 389 (2002).
8. A. Ullmann and N. Brauner, Multiphase Science and Technology **19** (1), 49 (2007).
9. P. Cheng, X. Quan, and H. Wu, Encyclopedia of Microfluidics and Nanofluidics, 285 (2008).
10. H. Y. Wu and P. Cheng, Int. J. Heat and Mass Transfer **48**, 2186 (2005).
11. J. S. Hu and C. Y. H. Chao, Int. J. Refrig **30**, 1309 (2007).
12. X. Quan, P. Cheng, and H. Wu, Int. J. Heat and Mass Transfer **51**, 5454 (2008).
13. A. Odaymet and H. Louahlia-Gualous, Exp. Thermal Fluid Sci. **38**, 1 (2012).

14. R. C. Lockhart and R. W. Martinelli, *Chem. Eng. Prog.* **45**, 39 (1949).
15. X. Fan, X. Ma, L. Yang, Z. Lan, T. Hao, R. Jiang, and T. Bai, *Exp. Thermal Fluid Sci.* **76**, 45 (2016).
16. C. Fang, M. David, F. Wang, and K. E. Goodson, *Int. J. Multiphase Flow.* **36**, 608 (2010).
17. H. Y. Wu and P. Cheng, *Int. J. Heat and Mass Transfer* **46**, 2519 (2003).
18. R. Jiang, Z. Lan, T. Sun, Y. Zheng, K. Wang, and X. Ma, *Int. J. Heat and Mass Transfer* **127**, 160 (2018).
19. S. M. Kim and I. Mudawar, *Int. J. Heat and Mass Transfer* **55**, 3246 (2012).
20. S. Garimella, A. Agarwal, and B. M. Fronk, *Int. J. Multiphase Flow.* **84**, 129 (2016).
21. J. Wang, J. Wang, and J. M. Li, *Int. J. Heat and Mass Transfer* **115**, 1091 (2017).
22. J. Wang and J. M. Li, *Exp. Thermal Fluid Sci.* **96**, 266 (2018).
23. J. Heo, H. Park, and R. Yun, *Int. J. Heat and Mass Transfer* **65**, 719 (2013).
24. V. A. Iodis, *GIAB*, No. 12 (60), 141 (2018).
25. V. A. Iodis, *GIAB*, No. 12 (59), 163 (2018).
26. V. A. Iodis and R. I. Pashkevich, *GIAB*, No. OV2, 99 (2014).
27. R. I. Pashkevich and V. A. Iodis, *GIAB*, No. OV2, 136 (2014).