

УДК 621.56; 536.2

# Методы расчета градиента давления двухфазного потока при течении в малых каналах

Д. ХОВАЛЫГ, д-р техн. наук А. В. БАРАНЕНКО

Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет ИТМО  
Институт холода и биотехнологий  
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

*In this article the question will be dealt with two-phase flow behavior of matter in small channels and an overview of methods for calculating the pressure gradient. A comparison of experimental data with computational methods.*

**Key words:** heat exchanger, diphasic stream, coolant, pressure gradient.

**Ключевые слова:** теплообменник, двухфазный поток, хладагент, градиент давления.

Применение в промышленности компактных теплообменников с малыми каналами для подвода или отвода тепла становится в настоящее время все более привлекательным по сравнению с использованием традиционных теплообменников. Повышение компактности и прочности аппарата, благодаря значительному увеличению поверхности теплообмена на единицу объема, наряду со способностью выдерживать высокие рабочие давления, более высокие показатели коэффициента теплопередачи при одинаковых условиях являются безусловными преимуществами теплообменников с малыми каналами. Компактные теплообменники менее материалоемки и, более того, позволяют значительно снизить объем заправки рабочим веществом, что является огромным преимуществом в свете повышенного внимания к проблемам экологии. Компактные теплообменники с малыми каналами находят широкое применение, в частности, в тепловых насосах, холодильных машинах, системах автомобильного кондиционирования, охлаждающих устройствах электронного оборудования, малых химических реакторах, системах охлаждения топливных элементов ядерных реакторов.

Серьезно изучать теплообменники с малыми каналами стали в начале 90-х годов XX в. Определение границы разделения на макро- и микротеплообменники является непростой задачей. Кандликер С. Г. в своей работе [1] в 2002 г. предложил общепринятую ныне классификацию каналов в зависимости от их гидравлического диаметра  $D_h$ :

- 1) традиционные каналы,  $D_h > 3$  мм;
- 2) миниканалы,  $200 \text{ мк} < D_h < 3$  мм;
- 3) микроканалы,  $10 \text{ мк} < D_h < 200$  мк.

Важно отметить, что такое разделение больше символическое, нежели определяющее влияние размеров канала на физический механизм поведения потока. Выдвигались и другие варианты классификации [2, 3].

Теоретическое описание поведения двухфазного потока вещества в малых каналах компактных испарителей является достаточно сложной задачей в связи с комплексным поведением кипящего потока жидкости. Вынужденное кипение в мини- и микроканалах ставит три основных вопроса перед исследователями и инженерами [1]:

1. Каким образом малый размер канала влияет на парообразование и на вынужденное течение двухфазного потока внутри него?

2. Каков характер коэффициента теплоотдачи и градиента давления?

3. Какие различия существуют в поведении потока при течении в одиночном канале и в нескольких параллельных каналах?

В рамках данной статьи будет освещен вопрос поведения двухфазного потока вещества в малых каналах и дан обзор методов расчета градиента давления.

## Структура двухфазного потока

Размер канала значительно влияет на характер парообразования во время кипения жидкости в потоке. На рис. 1 схематически показаны стадии роста парового пузыря внутри малого канала и характер его поведения [4]. В начальный момент при подводе теплоты через стенки канала жидкость начинает перегреваться и в отдельных точках поверхности (в центрах парообразования) образуются пузырьки. При повышении температурного напора давление внутри пузыря увеличивается и пузырь начинает расти, занимая все сечение малого канала (см. рис. 1, б). Если движущая сила парообразования достаточно велика для преодоления динамического давления потока и (или) давления на входе в канал, пузырь

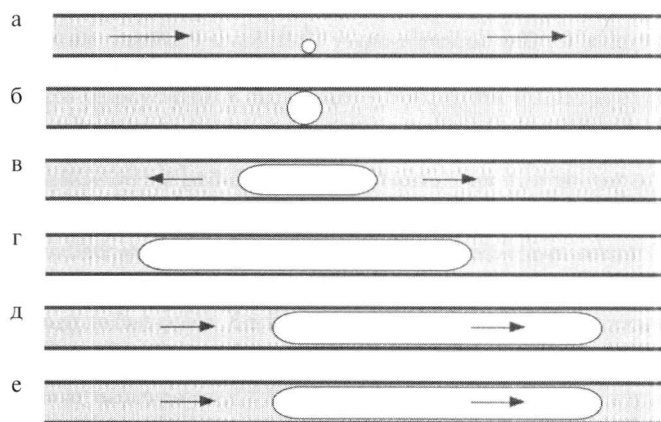


Рис. 1. Схематическое изображение роста пузыря и характер его движения в малом канале

начинает расти как по направлению, так и против направления течения потока, принимая вытянутую форму (см. рис. 1, в). Такое поведение пузыря наблюдалось во многих экспериментах [4], реверсивный рост пузыря порой локально меняет направление течения потока. Как только перегрев жидкости достигает максимума, вытянутый пузырь перестает расти (см. рис. 1, г) и градиент давления вынуждает его двигаться вдоль потока (см. рис. 1, д). Следовательно, наблюдается кольцевой режим, при котором между стенкой и паровым пузырем существует тонкая пленка жидкости. Дальнейшее испарение жидкости приводит к частичному осушению стенки (см. рис. 1, е).

К настоящему времени разработано большое количество карт режимов двухфазного потока жидкости в малых каналах [4, 5]. Первое подробное изучение структуры потока в малых каналах было проведено в 1964 г. исследователями Суо М. и Гриффис П. на основе наблюдений за потоком жидкого гептана и воды, а также газообразного гелия и азота в каналах круглого сечения диаметрами 1,03 и 1,6 мм [6]. Ими была составлена карта режимов двухфазного потока (рис. 2) в зависимости от свойств вещества и расходных характеристик: динамической вязкости жидкости  $\mu_{ж}$ , поверхностного натяжения  $\sigma$ , скорости жидкости  $U_{ж}$ , объемного расхода жидкости  $Q_{ж}$  и газа  $Q_{г}$ .

Корнвелл К. и Кью П. А. в 1992 г. выявили четыре режима двухфазного потока хладагентов R113 и R141b в каналах прямоугольного сечения размерами 1,2×0,9 мм и 3,3×1,1 мм: отдельные пузыри, стесненные пузыри, снарядно-кольцевой режим и режим, в котором наблюдается частичное высыхание стенок.

На рис. 3 изображена разработанная Янгом и Шиих [7] карта режимов хладагента R134a и смеси вода–воздух в трубке диаметром 2 мм. Они определили шесть режимов: пузырьковый (*bubble*), снарядный (*slug*), пробковый (*plug*), расслоенный волновой (*wavy stratified*), дисперсный (*dispersed*) и кольцевой (*annular*). Необходимо отме-

тить, что характер поведения потока напрямую зависит от свойств вещества, в первую очередь от поверхностного натяжения. На рис. 3 можно заметить, что переход от снарядного к кольцевому режиму потока R134a, по сравнению со смесью вода–воздух, в связи с меньшим значением поверхностного натяжения происходит при меньших скоростях газа.

Существуют и более детальные разбивки режимов двухфазного потока. Например, Колеман и Гаримелла в серии работ (1999, 2000, 2003 гг.) выделили четыре основных режима двухфазного потока хладагента R134a: дисперсный, прерывный, волновой, кольцевой — и разделили их суммарно на 16 режимов [5].

Наблюдения за характером вынужденного течения в основном ведутся с помощью скоростной видеосъемки, когда анализ полученных кадров субъективно и всецело зависит от толкования автора. В работе [8] для определения структуры потока применен оптический метод с использованием пары лазерных источников и пары диодов в качестве приемников, расположенных с противоположных сторон стеклянной трубки, по которой течет хладагент. Такой метод позволяет не только наблюдать за поведением потока, но и определять частоту образования пузырей, скорость и длину пузырей, а также косвенно определять истинное объемное паросодержание.

На рис. 4 показаны наблюдаемые в работе [8] режимы двухфазного потока хладагента R245fa в канале диаметром 0,509 мм при температуре насыщения 35 °С, температуре переохлаждения 6 °С и расходе  $G = 500$  кг/(м<sup>2</sup>·с).

Опытные наблюдения за двухфазным потоком подтверждают отсутствие в малых каналах расслоенного режима, который характерен для больших каналов, вследствие значительной роли сил поверхностного натяжения по сравнению с силой тяжести. Наряду с этим подъемная сила с уменьшением размера канала имеет нивелирующее влияние (рис. 5).

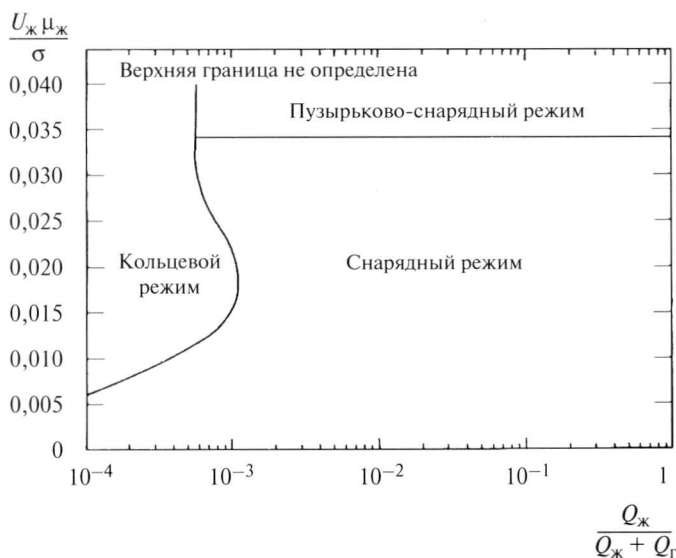


Рис. 2. Карта режимов двухфазного потока в малых каналах, разработанная Суо М. и Гриффис П.:  
 $\mu_{ж}/\mu_{г} = 50$ ;  $Re_{ж}/We_{ж} = 0,75 \cdot 10^{-5}$

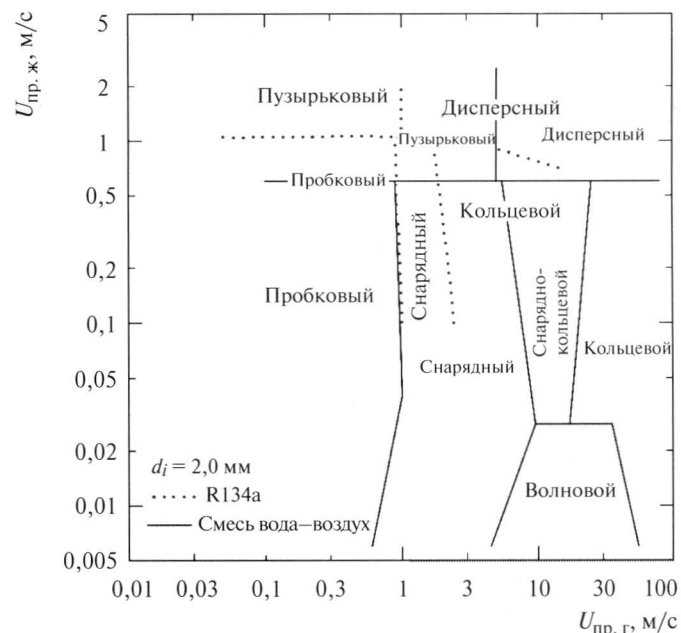


Рис. 3. Карта режимов двухфазного потока, разработанная Янгом и Шиих:  
 $U_{пр.ж}$  — приведенная скорость жидкости;  
 $U_{пр.г}$  — приведенная скорость газа

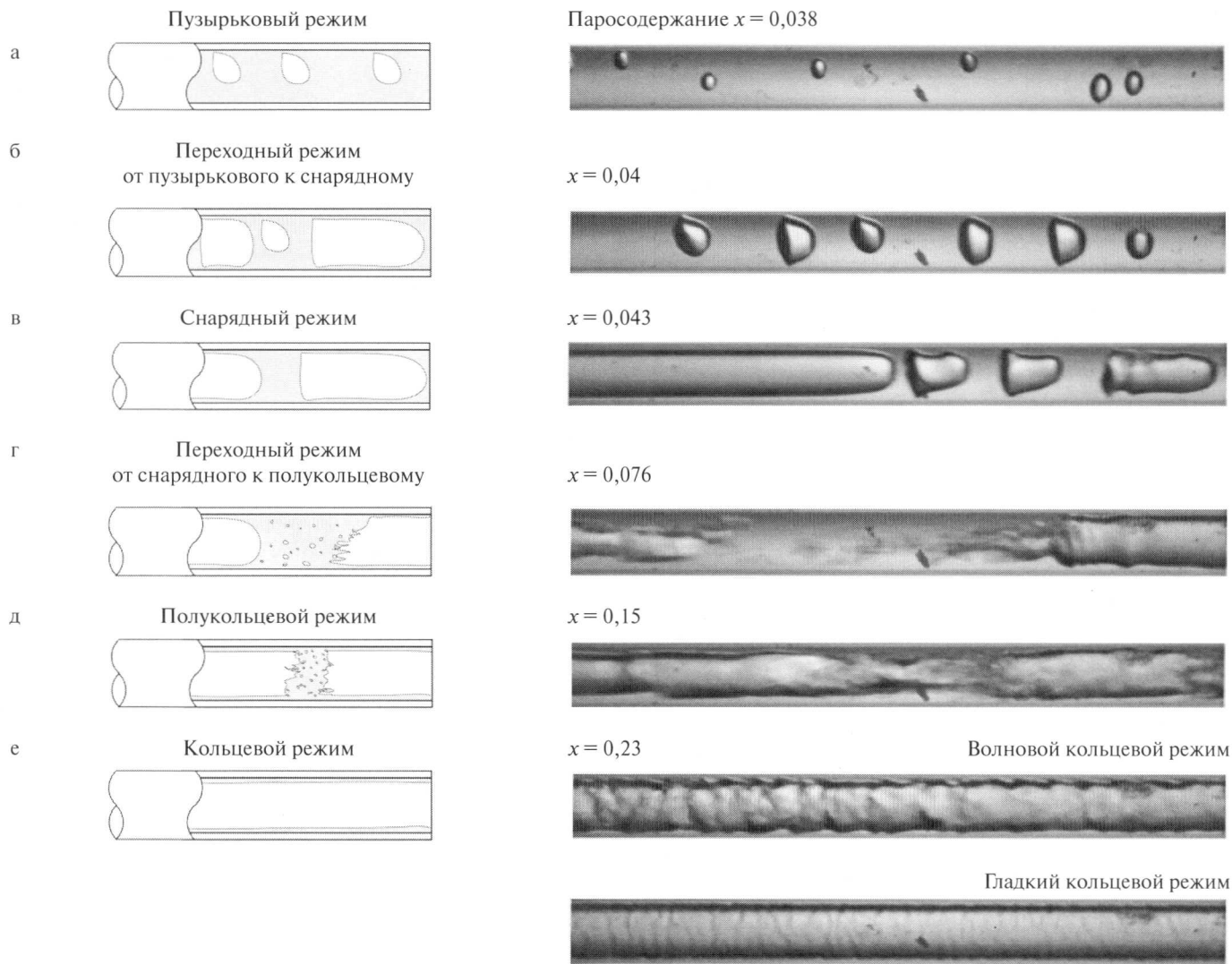


Рис. 4. Схематическое изображение и фотографии изменения характера двухфазного потока R245fa в канале диаметром 0,509 мм

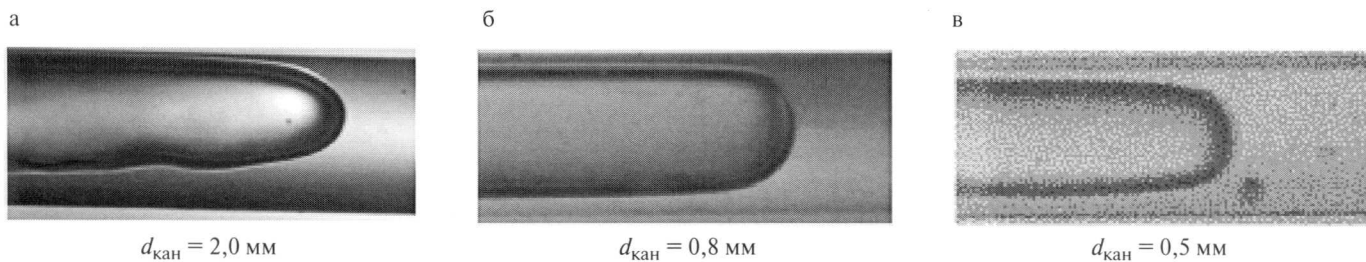


Рис. 5. Иллюстрация влияния подъемной силы в малых каналах [9]

Таким образом, структура потока практически не зависит от ориентации канала, разность истинных скоростей фаз (скорость скольжения потока) уменьшается, это сдерживает появление касательного напряжения на границе жидкость–газ и подавляет образование волн на границе раздела фаз [8].

Необходимо отметить, что характер потока в одиночном канале (экспериментальный случай) отличается от характера поведения в параллельных каналах (практический случай). В многоканальных испарителях наблюдаются разные режимы двухфазного потока, как в одном и том же канале по мере продвижения потока, так и в па-

раллельных каналах (рис. 6). Наряду с этим существуют значительные флуктуации давления в связи с локальным реверсивным движением жидкости.

Таким образом, в зависимости от свойств вещества и массового расходного паросодержания  $x$  наблюдаются различные режимы двухфазного потока. В общем случае все наблюдения можно разделить на три группы: пузырьковый, снарядный и кольцевой режимы. Каждый из режимов характеризуется отдельным механизмом процесса теплообмена и способом описания градиента давления.

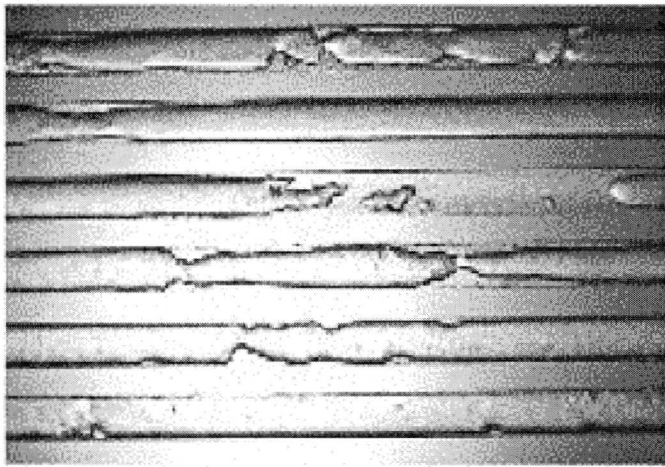


Рис. 6. Структура двухфазного потока хладагента R134a в шести параллельных каналах:  
 $D_h = 1,54 \text{ мм}$ ;  $T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $x = 17 \%$ ;  $G = 500 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  [10]

Разработка расчетных соотношений для определения градиента давления в каналах с максимальной схожимостью расчетных данных с практическими, обеспечение возможности теоретической оценки потерь давления в испарителях с малыми каналами является важной задачей на пути массового промышленного производства высокоэффективных испарителей с малыми каналами.

Теоретические модели описания двухфазного потока в малых каналах приведены в работах [11–13].

### Методы описания градиента давления

Существует три фактора, которые влияют на градиент давления при движении двухфазного потока в канале: сила вязкого трения, статический напор и инерция потока [4]:

$$\frac{dP}{dz} = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{тр}} + \left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{ст}} + \left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{ин}}. \quad (1)$$

Падение давления за счет статического напора равно нулю в случае горизонтального канала. Падение давления за счет сил инерции берется в расчет в случае прокачки жидкости внешним усилием или в случае адиабатного процесса (процесс, во время которого тепловая энергия подводится или отводится):

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{ин}} = G^2 \frac{\Delta x (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{г}})}{L \rho_{\text{ж}} \rho_{\text{г}}}, \quad (2)$$

где  $\Delta x$  — изменение массового расходного паросодержания;

$\rho_{\text{ж}}$  — плотность жидкости;

$\rho_{\text{г}}$  — плотность газа.

В общем случае уравнение (1) имеет следующий вид [4]:

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right) = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{тр}} + [(1 - \alpha)\rho_{\text{ж}} + \alpha\rho_{\text{г}}] g \sin \Omega + \frac{d}{dz} \left[ \frac{G^2 x^2}{\rho_{\text{ж}} \alpha} + \frac{G^2 (1 - x)^2}{\rho_{\text{ж}} (1 - \alpha)} \right], \quad (3)$$

где  $g$  — ускорение свободного падения;

$\Omega$  — угол наклона канала;

$\alpha$  — истинное объемное паросодержание;

$x$  — массовое расходное паросодержание.

Составляющая градиента давления за счет вязкого трения  $\left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{тр}}$  определяется на основе различных теоретико-экспериментальных моделей для конкретных каналов и специфических термодинамических условий движения потока, именно определение этой составляющей во многом предопределяет корректность теоретического расчета.

В случае двухфазного потока в каналах существует два принципиально разных подхода к расчету градиента давления, обусловленного вязким трением, — гомогенная модель и модель разделенных потоков. Гомогенная модель предполагает, что двухфазный поток ведет себя как однофазная жидкость с мнимой плотностью и вязкостью, которые рассчитываются на основе оценки долей паровой фазы и жидкой фазы, а в некоторых случаях представляют собой средние свойства потока. Модель разделенных потоков предполагает, что фазы разделены на два отдельных потока и взаимодействуют только вдоль общей границы фаз [5].

### Гомогенная модель

Падение давления, обусловленное трением, определяется из расчета потерь давления однофазного потока через коэффициент гидравлического сопротивления двухфазного потока  $f_{\text{тп}}$ , рассчитываемый на основе свойств парожидкостной смеси. Для адиабатного потока с постоянным паросодержанием ( $x = \text{const}$ ) формула расчета падения давления определяется отношением [5]

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{тр}} = \frac{2f_{\text{тп}} L G^2}{D \rho_{\text{тп}}}, \quad (4)$$

где  $f_{\text{тп}}$  — коэффициент гидравлического сопротивления двухфазного потока (фактор Фаннинга);

$L$  — длина канала;

$G$  — массовый расход вещества;

$\rho_{\text{тп}}$  — плотность потока;

$D$  — внутренний диаметр канала.

Для адиабатного потока с переменным паросодержанием ( $x = \text{var}$ ) падение давления рассчитывают, учитывая изменения паросодержания:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{тр}} = \frac{2f_{\text{тп}} L G^2}{D \rho_{\text{тп}}} \left[ 1 + \frac{\Delta x}{2} \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{г}}} \right]. \quad (5)$$

При течении жидкостей в малых каналах переход к турбулентному режиму наблюдается при числах Рейнольдса, равных или больше 2000; ламинарное течение характерно при числах Рейнольдса меньше 2000. В общем случае коэффициент  $f_{\text{тп}}$  определяется выражением

$$f_{\text{тп}} = N \text{Re}_{\text{тп}}^{-n}, \quad (6)$$

где  $N = 0,079$  и  $n = 1/4$  для турбулентного течения;

$N = 16$  и  $n = 1$  для ламинарного течения.

Средняя плотность потока определяется как

$$\rho_{\text{тп}} = \left( \frac{x}{\rho_{\text{г}}} + \frac{1 - x}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{-1}. \quad (7)$$

Определение средней динамической вязкости потока основано на том, что вязкость паровой фазы определяется при паросодержании потока, близком к единице, а вязкость жидкой фазы определяется при паросодержании потока, близком к нулю. Соотношения для расчета вязкости в литературе [14] представлены: МакАдамсом, Вудсом и Брайаном (1942 г.); Девидсоном и коллегами (1943 г.); Сичитти и коллегами (1960 г.); Овенсом (1961 г.); Даклером, Виксом и Клевелендом (1964 г.); Битти и Уаллей (1982 г.); Гарсия и коллегами (2003 г.); Авад и Музыка (2008 г.).

Далее приведены наиболее часто используемые соотношения:

МакАдамс, Вудс и Брайан

$$\mu_{tp} = \left( \frac{x}{\mu_{\Gamma}} + \frac{1-x}{\mu_{ж}} \right)^{-1}; \quad (8)$$

Сичитти и др.

$$\mu_{tp} = x\mu_{\Gamma} + (1-x)\mu_{ж}; \quad (9)$$

Даклер, Викс и Клевеленд

$$\mu_{tp} = \rho_{tp} \left( x \frac{\mu_{\Gamma}}{\rho_{\Gamma}} + (1-x) \frac{\mu_{ж}}{\rho_{ж}} \right). \quad (10)$$

В общем виде расчет градиента давления в случае принятия гомогенной модели представления двухфазного потока имеет следующий вид [4]:

$$-\frac{dP}{dz} = \frac{\Phi_{ж\Gamma}^2 + \frac{2f_{ж\Gamma}LG^2v_{ж}}{D\rho_{tp}} + G^2v_{lv} \frac{dx}{dz} + \frac{g \sin \Omega}{v_{ж} + xv_{ж\Gamma}}}{1 + G^2x \frac{dv_{\Gamma}}{dP}}, \quad (11)$$

где жт — индекс, обозначающий свойства вещества, если бы вместо двухфазного потока текла только жидкость с полным массовым расходом потока;

ж — индекс, обозначающий свойства вещества, если бы только жидкость текла в канале с соответствующим расходом  $G(1-x)S$ ;

г — индекс, обозначающий свойства вещества, если бы в канале существовал только поток газа с расходом  $GSx$ ;

жг — индекс, обозначающий разность свойств газа и жидкости.

Множитель трения двухфазного потока  $\Phi_{ж\Gamma}^2$  определяется из соотношения

$$\Phi_{ж\Gamma}^2 = \frac{f_{tp}}{f_{ж\Gamma}} \left[ 1 + \left( \frac{\rho_{ж}}{\rho_{\Gamma}} - 1 \right) x \right]. \quad (12)$$

## Модель разделенных потоков

Модель разделенных потоков предполагает, что каждая фаза движется со своей средней скоростью [15]. Модель непрерывно дополняется с момента ее разработки Локхартом и Мартинелли в 1949 г. Основной целью данной модели является нахождение эмпирической взаимосвязи множителя трения двухфазного потока  $\Phi^2$  с независимыми переменными потока. Множитель  $\Phi^2$  и соотношение падения давления для однофазного потока применяются для определения потерь двухфазного потока [4, 5]:

$$\Phi^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}, \quad (13)$$

где  $C$  — константа, зависящая от режима каждой фазы (табл. 1);  $X$  — параметр Мартинелли,

$$X = \left[ \frac{\left( \frac{dP}{dz} \right)_{ж}}{\left( \frac{dP}{dz} \right)_{\Gamma}} \right]^{1/2}.$$

Падение давления, обусловленное силами вязкого трения, определяется из соотношения

$$\left( \frac{dP}{dz} \right)_{тр} = \left( \frac{dP}{dz} \right)_{ж} \Phi^2, \quad (14)$$

где  $\left( \frac{dP}{dz} \right)_{ж}$  определяется из предположения, что весь двухфазный поток представляет собой жидкость,

$$\left( \frac{dP}{dz} \right)_{ж} = \frac{2f_{ж}LG^2}{D\rho_{ж}}.$$

В общем случае расчет градиента давления при использовании метода разделенных потоков определяется соотношением [4]

$$-\frac{dP}{dz} = \frac{1}{\Lambda} \left[ \Phi_{ж\Gamma}^2 \left( \frac{2f_{ж\Gamma}G^2}{D\rho_{tp}} \right) + [(1-\alpha)\rho_{ж} + \alpha\rho_{\Gamma}]g \sin \Omega + G^2 \frac{dx}{dz} \left( \left[ \frac{2xv_{\Gamma}}{\alpha} - \frac{2(1-x)v_{ж}}{1-\alpha} \right] + \frac{d\alpha}{dx} \left[ \frac{(1-x)^2v_{ж}}{(1-\alpha)^2} - \frac{v_{\Gamma}x^2}{\alpha^2} \right] \right) \right], \quad (15)$$

где

$$\Lambda = 1 + G^2 \left[ \frac{x^2}{\alpha} \left( \frac{dv_{\Gamma}}{dP} \right) + \frac{d\alpha}{dP} \left( \frac{(1-x)^2v_{ж}}{(1-\alpha)^2} - \frac{v_{\Gamma}x^2}{\alpha^2} \right) \right].$$

Таблица 1

Значение константы  $C$  в зависимости от режимов жидкости и газа [5]

Режим течения жидкости	Режим течения газа	Константа $C$
Турбулентный	Турбулентный	20
Ламинарный	Турбулентный	12
Турбулентный	Ламинарный	10
Ламинарный	Ламинарный	5

Наиболее часто используемые методы расчета градиента давления для традиционных больших каналов приведены в работе [16], в том числе расчетное соотношение Мюллера–Стейнхагена и Хека:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{тр}} = F(1-x)^{1/3} + \left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{гт}} x^3,$$

где

$$F = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{жт}} + 2x \left[ \left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{гт}} - \left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{жт}} \right].$$

Многие методы расчета градиента давления при течении вещества в малых каналах представляют собой модификации метода Локхарта–Мартинелли с предложением новых значений константы  $C$ , которая определяется эмпирическим путем и различна для разных условий экспериментов (табл. 2, 3).

Как видно, расчетные соотношения для малых каналов в основном представляют собой модификации ранее разработанных моделей для традиционных больших каналов.

Таблица 2

Соотношения для расчета падения давления в малых каналах [16, 17]

Авторы (год)	Расчетные соотношения	Примечания
Мишима и Хибики (1996 г.)	На основе метода Локхарта–Мартинелли константа $C$ рассчитывается из соотношения $C = 21(1 - e^{-0,319D})$ .	Пароводяная смесь в вертикальной трубке круглого сечения диаметром 1–4 мм, адиабатные условия
Тран и другие (2000 г.)	$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{тр}} = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{жт}} \Phi_{\text{жт}}^2$ , где $\Phi_{\text{жт}}^2 = 1 + (4,3Y^2 - 1)[C_0x^{0,875}(1-x)^{0,875} + x^{1,75}]$ , $C_0 = \left(\frac{\dot{\sigma}}{D^2g(\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{г}})}\right)^{0,5}$ , $Y^2 = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{гт}} / \left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{жт}}$ .	R134a, R12 и R113 в каналах круглого сечения диаметрами 2,46 и 2,92 мм и в канале прямоугольного сечения 4,06×1,7 мм
Ли и Ли (2001 г.)	На основе метода Локхарта–Мартинелли константа $C$ рассчитывается из соотношения $C = A\lambda^q\psi^r \text{Re}_{\text{жт}}^s$ , где $\lambda = \frac{\mu_{\text{ж}}^2}{\rho_{\text{ж}}\sigma D}$ ; $\psi = \frac{\mu_{\text{ж}}j}{\sigma}$ (значения чисел $A, q, r, s$ приведены в табл. 3).	Двухфазная смесь воды с воздухом в горизонтальных каналах сечением (0,4...4) 20 мм
Жанг и Вебб (2001 г.)	$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{тр}} = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{жт}} \Phi_{\text{жт}}^2$ , где $\Phi_{\text{жт}}^2 = (1-x)^2 + 2,87x^2 \left(\frac{P}{P_{\text{крит}}}\right)^{-1} + 1,68x^{0,8}(1-x)^{0,25} \left(\frac{P}{P_{\text{крит}}}\right)^{-1,64}$	R134a, R22 и R404a в каналах круглого сечения диаметром 2,13; 3,25 и 6,25 мм, адиабатные условия
Ли и Мудавар (2005 г.)	На основе метода Локхарта–Мартинелли константа $C$ рассчитывается из следующих соотношений: – для ламинарных потоков жидкости и газа $C_{\text{лл}} = 2,16\text{Re}_{\text{жт}}^{0,047}\text{We}_{\text{жт}}^{0,6}$ , – для ламинарного потока жидкости и турбулентного газа $C_{\text{лт}} = 1,45\text{Re}_{\text{жт}}^{0,25}\text{We}_{\text{жт}}^{0,23}$ , где $\text{We}_{\text{жт}} = \frac{G^2D}{\rho_{\text{ж}}\sigma}$	R134a в микроканалах прямоугольного сечения 231×713 мк
Жанг и Мишима (2006 г.)	На основе метода Локхарта–Мартинелли константа $C$ рассчитывается из соотношения: $C = 21(1 - e^{-0,358/La})$ , где $La = \frac{(\sigma/[g(\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{г}})])^{0,5}}{D}$	—
Сан и Мишима (2009 г.)	На основе метода Локхарта–Мартинелли $C \left(\frac{\text{Re}_{\text{г}}}{\text{Re}_{\text{ж}}}, \frac{1-x}{x}\right)$ $\Phi^2 = 1 + \frac{1}{X^2} + \frac{1}{X^n}$ , где $C = 1,79 \left(\frac{\text{Re}_{\text{г}}}{\text{Re}_{\text{ж}}}\right)^{0,4} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,5}$ ; $n = 1,19$	Соотношение разработано на основе статистических данных [17]

Таблица 3

Значения параметров для расчетного соотношения Ли и Ли [18]

Режим потока жидкость/газ	$A$	$q$	$R$	$S$	$X$	$\text{Re}_{\text{жт}}$
Ламинарное/ламинарное	$6,833 \cdot 10^{-8}$	-1,317	0,719	0,557	0,776–14,176	175–1480
Ламинарное/турбулентное	$6,185 \cdot 10^{-2}$	0	0	0,726	0,303–1,426	293–1506
Турбулентное/ламинарное	3,627	0	0	0,174	3,276–79,415	2606–17642
Турбулентное/турбулентное	0,408	0	0	0,451	1,309–14,781	2675–17757

### Состоятельность расчетных методик при сравнении с экспериментальными данными

В работе [19] выполнен анализ определения потерь давления за счет сил вязкого трения для каналов различных диаметров, включая малые, по 12 расчетным методикам на основании более 900 экспериментальных данных для восьми веществ, полученных различными авторами. Рассматривались двухфазная смесь воды с воздухом и такие хладагенты, как R12, R113, R134a, R410a и другие; массовый расход варьировался от 23 до 6000 кг/(м<sup>2</sup>·с); значение паросодержания достигало единицы; эксперименты проводились как при адиабатных, так и при диабатных условиях. Критериями сравнения являлись средняя абсолютная погрешность и попадание экспериментальных данных в  $\pm 30\%$ -й диапазон от расчетных значений. Наилучшее совпадение с экспериментом показала расчетная методика Мюллера–Стейнхагена и Хека [16]. Гомогенная модель с расчетом вязкости по соотношению Сичитти (9) [5, 14] и расчетный метод Мишима–Хибики (см. табл. 2) на основе модели разделенных потоков Локхарта–Мартинелли показали второй результат.

Расчетные методики по определению потерь давления за счет сил вязкого трения хуже предсказывают экспериментальные данные при паросодержании потока больше 0,6 в связи с образованием кольцевого течения, появлением частичного осушения стенок канала и переходом потока к эмульсионному режиму.

В работе [14] при сравнении 3908 экспериментальных данных по падению давления двухфазного потока в каналах диаметрами от 0,517 до 31,7 мм с расчетными величинами по 24 теоретико-эмпирическим корреляциям выявлено, что наилучшее предсказание потерь давления при кольцевом режиме в малых каналах показывают расчетные соотношения Ломбарди [20], при которых 87,5 % экспериментальных данных находятся в диапазоне  $\pm 30\%$  от расчетных; Мюллера–Стейнхагена и Хека — 67,2 % [16], а также гомогенная модель с расчетом динамической вязкости по Сичитти — 71,8 % [5, 14].

В работе [17] были обобщены 2092 экспериментальных данных по потерям давления при двухфазном течении таких веществ, как R123, R134a, R22, R236ea, R245fa, R404a, R407C, R410a, R507, CO<sub>2</sub>, вода и воздух, из 18 публикаций. Гидравлические диаметры каналов варьируются от 0,506 до 12 мм; числа Рейнольдса, рассчитанные для жидкости, варьируются от 10 до 37000, для газа — от 3 до  $4 \cdot 10^5$ . Сравнение экспериментальных данных с результатами расчета потерь давления за счет сил вязкого трения при двухфазном течении веществ по 12 теоретическим методам показало, что во всем диапазоне практических данных расчетное соотношение Сана и Мишима (см. табл. 2) определяет наилучшую сходимость. Это объясняется представлением множителя трения двухфазного потока  $\Phi^2$  зависимым от режимов потока (от чисел Рейнольдса, рассчитанных отдельно по свойствам жидкости и газа). В области турбулентного течения расчетное соотношение Мюллера–Стейнхагена и Хека оказывается наилучшим, наряду с корреляцией Сан–Мишима. Однако для ламинарного режима ( $Re_{ж}$  и  $Re_{г}$  меньше 2000), характерного для малых каналов, расчетные соотношения Мишима–Хибики и Жанг–Мишима показывают наибольшую сходимость с экспериментальными данными (см. табл. 2).

В работе [21] приведены результаты исследования по определению потерь давления двухфазного потока R134a в прямоугольных каналах гидравлическим диаметром от 69,5 до 304,7 мк при массовом расходе 101,7–793,8 кг/(м<sup>2</sup>·с), паросодержании  $x = 0,02 \div 0,98$  и температурах насыщения 23,2–28,9 °С. Установлено, что из 266 значений наилучшее совпадение с экспериментом имеет гомогенная модель с расчетом свойств хладагента по Даклеру [5, 14]; среднее отклонение составляет 16,5 %.

В работе [22] проводилось сравнение экспериментальных данных с расчетными значениями по падению давления при течении диоксида углерода в круглой трубке диаметром 0,529 мм при массовом расходе 200–1400 кг/(м<sup>2</sup>·с), паросодержании до  $x = 1$  и температурах насыщения –10, –5, 0, 5 °С. Сравнения показали, что для всего диапазона температур наилучшее предсказание дают данные, полученные по расчетному соотношению Мюллера–Стейнхагена и Хека — 75 % экспериментальных данных находятся в диапазоне  $\pm 20\%$  от расчетных [16]. Наряду с этим сделано наблюдение, что при температуре –10 °С двухфазный поток лучше описывается моделью разделенных потоков, а при температуре 5 °С — гомогенной моделью. Таким образом, подтверждается очевидный вывод, что при более высоких температурах структура двухфазного потока более однородна из-за уменьшения отличий в свойствах жидкой и газовой фаз вещества (в частности, плотности), а при низких температурах двухфазный поток больше предрасположен к расслоению.

Потери давления при течении двухфазного потока вещества в малых каналах находятся в строгой зависимости от режима течения, свойств вещества и массового расхода. По мере увеличения расхода вещества и массового расходного паросодержания режим потока меняется от однородного до кольцевого с последующим высыханием, потери давления по мере увеличения паросодержания растут [23]. При малых значениях паросодержания двухфазный поток вещества имеет более однородную структуру и наилучшим образом теоретически предсказывается гомогенной моделью. По мере увеличения паросодержания поток переходит к кольцевому режиму, который можно рассматривать как движение двух отдельных фаз, такой поток наилучшим образом предсказывается моделью разделенных потоков.

В общем случае сравнение экспериментальных данных с данными, полученными расчетными методами, показывает следующее. Для традиционных больших каналов расчетные методы в среднем дают завышенные результаты, с увеличением температуры отклонение увеличивается. Гомогенная модель, наряду с расчетными методами, для малых каналов дает в среднем заниженные данные с максимальным отклонением при низких температурах [22]. На данный момент ни один из существующих расчетных методов по определению градиента давления при двухфазном течении вещества в малых каналах не является универсальным. Наилучшую сходимость расчетных и экспериментальных величин показывают следующие методы: расчетное соотношение Мюллера–Стейнхагена и Хека для традиционных больших труб, корреляция для малых каналов Мишима–Хибики метода разделенных потоков Локхарта–Мартинелли (см. табл. 2) и гомогенная модель с расчетом динамической вязкости потока по соотношению Сичитти. Названные методы

могут быть рекомендованы для использования в практических расчетах.

### Список литературы

1. *Kandlikar S. G.* Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels // *Experimental thermal and fluid science*. 2002. Vol. 26.
2. *Mehendal S. S., Jacobi A. M., Shah R. K.* Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design // *Appl. mech. rev.* 2000. Vol. 53.
3. *Kew P. A., Cornwell K.* Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels // *Applied thermal engineering*. 1997. Vol. 17.
4. *Carey P. Van.* Liquid vapor phase change phenomena: An introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment // 2<sup>nd</sup> ed. Taylor & francis group, LLC. 2008.
5. *Thome R. J.* Engineering data book III // Wolverine tube, Inc. 2004–2010.
6. *Suo M., Griffith P.* Two-phase flow in capillary tubes // *ASME J. Basic eng.* 1964. Vol. 86.
7. *Yang C.-Y., Shieh C.-C.* Flow pattern of air–water and two-phase R134a in small circular tubes // *International Journal of Multiphase flow*. 2001. Vol. 27.
8. *Revelline R.* Experimental two-phase fluid flow in microchannels // Ph. D. thesis N 3437. Ecole polytechnique federale de lausanne. 2005.
9. Characterization of diabatic two-phase flows in microchannels: Flow pattern results for R134a in a 0,5 мм channel / R. Revellin, V. Dupont, T. Ursenbacher, R. J. Thome, I. Zun // *International journal of multiphase flow*. 2006. Vol. 32.
10. *Jassim E. W., Newell T. A.* Prediction of two-phase pressure drop and void fraction in microchannels using probabilistic flow regime mapping // *International journal of heat and mass transfer*. 2006. Vol. 49.
11. *Garimella S., Killion J. D., Coleman J. W.* Experimentally validated model for two-phase pressure drop in the intermittent flow regime for circular microchannels // *Journal of fluids engineering, transactions of the ASME*. 2002. Vol. 124 (1).
12. *Chung P. M.-Y., Kawaji M.* The effect of channel diameter on adiabatic two-phase flow characteristics in

microchannels // *International journal of multiphase flow*. 2004. Vol. 30.

13. *Thome J. R., Dupont V., Jacobi A. M.* Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part I: Presentation of the model // *International journal of heat and mass transfer*. 2004. Vol. 47.
14. *Cioncolini A., Thome R. J., Lombardi C.* Unified macro-to-microscale method to predict two-phase frictional pressure drops of annular flows // *International journal of multiphase flow*. 2009. Vol. 35.
15. *Lockhart R. W., Martinelli R. C.* Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes // *Chem. eng. prog.* 1949. Vol. 45.
16. *Revellin R., Thome J. R.* Adiabatic two-phase frictional pressure drops in microchannels // *Experimental thermal and fluid science*. 2007. Vol. 31.
17. *Sun L., Mishima K. A.* Evaluation analysis of prediction methods for two-phase flow pressure drop in mini-channels // *International journal of multiphase flow*. 2009. Vol. 35.
18. *Lee H. J., Lee S. Y.* Pressure drop correlations for two-phase flow within horizontal rectangular channels with small heights // *International journal of multiphase flow*. 2001. Vol. 27.
19. *Ribatski G., Wojtan L., Thome J. R.* An analysis of experimental data and prediction methods for two-phase frictional pressure drop and flow boiling heat transfer in micro-scale channels // *Experimental thermal and fluid science*. 2006. Vol. 31 (1).
20. *Lombardi C., Carsana C. G.* A dimensionless pressure drop correlation for two-phase mixtures flowing up flow in vertical ducts covering wide parameter range // *Heat and technology*. 1992. Vol. 10 (1–2).
21. *Tu X., Hrnjak P. S.* Pressure drop and visualization of R134a two-phase flow in a rectangular microchannel. Part I // *ASHRAE Transactions*. 2003. Vol. 109.
22. Carbon dioxide flow boiling in a single microchannel. Part I: Pressure drops / M. Ducoulombier, S. Colasson, J. Bonjour, P. Haberschill // *Experimental thermal and fluid science*. 2011. Vol. 35 (4).
23. Flow-regime-based model for pressure drop predictions in microchannels / G. V. Nino, W. E. Jassim, P. S. Hrnjak, A. T. Newell // *HVAC& R Research*. 2006. Vol. 12 (1).