

УДК 532.529

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТАВА ФАЗ ПРИ ТЕЧЕНИИ ДВУХФАЗНЫХ ЗЕОТРОПНЫХ СМЕСЕЙ НА ПЕРЕПАД ДАВЛЕНИЯ¹

© 2024 г. А. С. Шамирзаев*

Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск, Россия

**E-mail: alisham@itp.nsc.ru*

Поступила в редакцию 09.09.2022 г.

После доработки 13.11.2023 г.

Принята к публикации 04.12.2023 г.

В данной работе построена система уравнений, описывающих влияние трения, фазового перехода, теплового расширения и сжимаемости фаз на изменение паросодержания и градиент давления. Определены критерии, учитывающие влияние изменения массы, сжимаемости и теплового расширения фаз. В качестве дополнительного условия использовалось допущение о локальном равновесии фаз и о том, что трение при течении парожидкостных зеотропных потоков описывается по тем же законам, что и для однокомпонентных сред. Верификация модели показала хорошее соответствие рассчитанных значений экспериментальным данным.

DOI: 10.31857/S0040364424010096

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в соответствии с концепцией продвижения озонобезопасных рабочих тел с низкими потенциалами усиления глобального потепления при создании высокоэффективных и экологически безопасных охлаждающих систем большое внимание уделяется использованию смесевых хладагентов. При проектировании и оптимизации тепломассообменного оборудования важнейшим аспектом анализа является точная оценка падения давления в системе. Параметры течения пленок жидкости, формируемых напряжением межфазного трения на границе парожидкостного течения, являются существенным фактором, определяющим условия тепломассообмена при фазовых переходах: как при испарении (кипении), так и при конденсации. Несмотря на множество корреляций, предсказывающих падение давления парожидкостных потоков, существующие формулы хорошо применимы к конкретным условиям, для которых они были разработаны, и требуют верификации в разных условиях [1].

Еще одной причиной, по которой в настоящее время большое внимание уделяется исследованию перепада давления при течении зеотропных смесей, является задача оптимизации устройств, работающих на основе термодинамических циклов. Термодинамические свойства смесей хорошо изучены, но

термическое поведение смесей в теплообменниках еще не изучено подробно, и современные методы оптимизации не всегда обеспечивают наилучшую производительность систем. Анализ, проведенный в работе [2], подчеркивает проблемы оптимизации систем на базе цикла Джоуля–Томсона. При проектировании и оптимизации теплообменного оборудования важнейшим аспектом анализа является точная оценка падения давления в системе.

Современные методы численного моделирования парожидкостных течений, таких как решеточные уравнения Больцмана [3, 4] или гидродинамика сглаженных частиц [5], могут успешно решать такие задачи, но требуют больших вычислительных затрат, особенно при крупномасштабном численном моделировании. При использовании методов прямого численного моделирования для зеотропных смесей возникают дополнительные трудности, связанные с тем, что в условиях фазового перехода в зеотропных смесях изменяется состав компонентов в фазах, что может приводить к заметному изменению теплофизических свойств по потоку. В таких условиях возникает необходимость учета сжимаемости не только для паровой, но и для жидкой фаз из-за изменения плотности жидкой фазы по мере изменения компонентного состава.

В настоящее время проводятся многочисленные экспериментальные исследования, направленные на понимание особенностей течения зеотропных смесей. В работе [6] получен большой набор данных по перепаду давления при кипении

¹ По материалам Восьмой Российской национальной конференции по теплообмену (РНКТ-8). Москва. 17–22 октября 2022 г.

зеотропных смесей с большим температурным глайдом (от 135 до 53°C) в каналах диаметром 0.5 и 1.5 мм в диапазоне массовых скоростей до 250 кг/(м² с) и тепловых потоков до 120 кВт/м². Проведено сравнение с большим количеством моделей. Показано, что существующие модели, используемые в инженерной практике, плохо описывают сопротивление при течении смесей с большим температурным глайдом. Отклонение экспериментальных данных от расчетных зависимостей, наилучшим образом описывающих экспериментальные данные, может превышать 100% в области сильных изменений концентраций компонентов в фазах. Использование искусственных нейросетей для расчета перепада давления при кипении сильно зеотропных смесей при скоростях течения до 250 кг/(м² с), проведенное в Ливерморской лаборатории США [7], позволило уменьшить среднюю относительную ошибку расчета до 10%, при этом максимальные отклонения в расчетах достигают 40%. В то же время использование такого подхода требует большой экспериментальной базы для обучения и не может гарантировать правильного расчета при заметном изменении граничных условий.

В данном исследовании представлен приближенный метод расчета перепада давления при течении парожидкостного потока зеотропной смеси, учитывающий изменения теплофизических свойств жидкой и паровой фаз, по длине нагреваемого канала с использованием уравнения состояния.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Задача об определении перепада давления при течении парожидкостного потока зеотропной смеси рассматривается в рамках модели раздельного течения. Градиент давления в канале представлен в виде суммы потерь давления на трение и на ускорение потока, как в [8]:

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right) = -\left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{Fr}} + \left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{Acc}}, \quad (1)$$

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{\text{Acc}} = G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2 v_V}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_L}{(1-\alpha)} \right].$$

Здесь G – массовая скорость; x – массовое паросодержание; α – объемное газосодержание; v_V и v_L – удельные плотности пара и жидкости соответственно; z – продольная координата, мм. Гравитационная составляющая перепада давления не учитывается, рассматривается только горизонтальное течение.

В ходе течения парожидкостного потока зеотропной смеси изменение давления и температуры

вдоль течения приводит к изменению состава, следовательно, и плотности как паровой, так и жидкой фаз, что необходимо учитывать при расчете ускорения потока в формуле (1).

Используется допущение, что жидкость находится в равновесии с паровой фазой. В условиях фазового равновесия зеотропных смесей давление и температура определяют концентрацию компонентов и зависимость потерь на ускорение потока зеотропной смеси можно представить в виде

$$\left.\frac{dP}{dz}\right|_{\text{Acc}} = G^2 \left|_x \frac{dx}{dz} + G^2 \right|_P \frac{dP}{dz} + G^2 \right|_T \frac{dT}{dz},$$

$$\Omega_x = \left(\frac{2x}{\alpha} v_V - \frac{2(1-x)}{(1-\alpha)} v_L \right) + \left(\frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)^2} v_L - \frac{x^2}{\alpha^2} v_V \right) \left(\frac{\partial \alpha}{\partial x} \right)_{P,T},$$

$$\Omega_P = \frac{x^2}{\alpha} \left(\frac{\partial v_V}{\partial P} \right)_T + \left(\frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)^2} v_L - \frac{x^2}{\alpha^2} v_V \right) \times$$

$$\times \left(\frac{\partial \alpha}{\partial P} \right)_{x,T} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)} \left(\frac{\partial v_L}{\partial P} \right)_T,$$

$$\Omega_T = \frac{x^2}{\alpha} \left(\frac{\partial v_V}{\partial T} \right)_P + \left(\frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)^2} v_L - \frac{x^2}{\alpha^2} v_V \right) \times$$

$$\times \left(\frac{\partial \alpha}{\partial T} \right)_{x,P} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)} \left(\frac{\partial v_L}{\partial T} \right)_P.$$

Для расчета частных производных от удельного объема газа используется вириальное уравнение состояния до второго члена в виде

$$PV = ZRT,$$

$$Z = 1 + \frac{BP}{RT}.$$

В случае, когда приведенное давление в системе больше 0.4, необходимо учитывать следующие члены вириального разложения. Для расчета частных производных от удельного объема жидкости, используя тот факт, что рассматривается жидкость в состоянии равновесия с паром, можно использовать уравнение состояния, предложенное в работе [9]:

$$V_{L,\text{sat}} = \left(\frac{RT_{\text{cr}}}{P_{\text{cr}}} \right) Z_{\text{cr}}^{1+(1-T_r)^{2/7}},$$

где V – молярный объем (индекс sat подразумевает условие фазового равновесия); $Z_{\text{cr}} = (P_{\text{cr}} V_{\text{cr}}) / (RT_{\text{cr}})$; T_r – приведенная температура. Так как по потоку происходит изменение состава фаз,

производную от удельного объема жидкости по давлению в общем случае нельзя полагать равной нулю.

Следует отметить, что вследствие изменения состава фаз по потоку изменение локального паросодержания не прямо пропорционально изменению энтальпии потока. Изменение паросодержания по длине рассчитывается как

$$\frac{dx}{dz} = \frac{1}{GA} \sum \frac{dn_{V,i}}{dz} M_i, \quad (2)$$

где A — площадь сечения канала, $n_{V,i}$ — количество испарившегося вещества для i -го компонента в молях, M_i — молярная масса i -го компонента.

Изменение энтальпии потока H вдоль обогреваемого канала прямо пропорционально количеству тепла, поступившему в поток:

$$\frac{dH}{dz} = q\P.$$

Здесь q — тепловой поток на стенке канала, Π — обогреваемый периметр. В то же время для двухфазного парожидкостного течения изменение энтальпии потока можно рассчитать по изменению температуры и давления следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{dH}{dz} = & GA \left[\left[(1-x)C_{P,L} + xC_{P,V} \right] \frac{dT}{dz} + \right. \\ & + \left[x \left(v_V - \frac{T}{M_V} \left(\frac{\partial(\overline{M}_V v_V)}{\partial T} \right) \right)_P \right] + \\ & + (1-x) \left[v_L - \frac{T}{M_L} \left(\frac{\partial(\overline{M}_L v_L)}{\partial T} \right) \right)_P \left] \frac{dP}{dz} \right] + \\ & + \sum \frac{dn_{V,i}}{dz} \Delta \tilde{H}_{V,L}, \end{aligned} \quad (3)$$

где $\Delta \tilde{H}_{V,L}$ — разница молярных энтальпий газа и жидкости. Здесь использовано допущение об отсутствии теплоты смешения, что вполне справедливо для смесей недиссоциирующих веществ.

Решая систему уравнений (1), (3), получаем распределение температуры и давления по длине канала. В качестве модели для расчета потерь давления на трения необходимо выбрать модель, описывающую перепад давления для газожидкостного потока без фазовых переходов в исследуемых условиях. Расчет члена, учитывающего влияние ускорения потока, сделан в предположении, что течение квазиравновесно. Предполагается, что изменение градиента температуры по сечению канала не оказывает существенного влияния на изменение

плотности фаз по длине канала, и течение можно рассматривать в одномерном приближении:

$$\int_0^h dy \left(\frac{dv_{i,\text{sat}}}{dz} - \frac{dv_i}{dz} \right) dy \bigg/ \frac{dv_{i,\text{sat}}}{dz} \ll 1.$$

Здесь y — направление, ортогональное направлению течения, а пределы интегрирования определяются поперечными размерами канала. Фазы также не должны находиться в метастабильном состоянии.

ВЕРИФИКАЦИЯ

Для верификации вышеизложенного метода проведен расчет перепада давления для бинарной смеси “метан–этан” в условиях, соответствующих данным из работы [6], и проведено сравнение с экспериментальными данными по полному перепаду давления для канала диаметром 0.506 мм с необогреваемой длиной на концах канала 25.37 мм и обогреваемой длиной 17.5 мм. Общая длина канала — 68.24 мм, параметры потока взяты из прилагаемого к [10] файла.

Для бинарной смеси при расчете изменения паросодержания по длине канала количество испарившегося вещества для каждого компонента для уравнения (2) можно рассчитать из условия фазового равновесия следующим образом:

$$\frac{dn_{V,j}}{dz} = \frac{n_L y_j \frac{dx_j}{dz} + n_V x_j \frac{dy_j}{dz}}{x_1 y_2 - x_2 y_1}.$$

Здесь x_j ($j = 1, 2$) — молярные содержания метана и этана в жидкой фазе; y_j ($j = 1, 2$) — молярные содержания в паровой фазе. Молярные содержания компонентов определяются как функция температуры и давления в равновесных условиях.

На рис. 1 представлен пример расчета распределения температуры потока по длине экспериментального участка. В расчете отдельно рассмотрены адиабатические участки и участок с обогревом.

Результаты, полученные в конце входного адиабатического участка, использованы как граничные условия для обогреваемого участка. Аналогично для выходного адиабатического участка. В условиях, когда рассчитанный перепад давления отклоняется от экспериментального менее чем на 0.3 кПа, отклонение измеренных значений температуры от расчетных не превышает точности измерения. Максимальное отклонение рассчитанной температуры от измеренной по всей обработанной базе данных не превышало 1.3°C.

Рассчитанное распределение градиента давления по длине канала для условий, представленных на рис. 1, показано на рис. 2. В зоне подвода

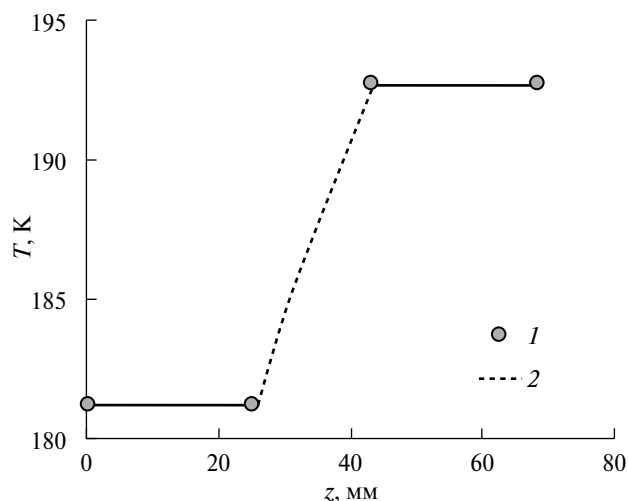


Рис. 1. Распределение температуры потока по длине канала для смеси 45% метана + 55% этана при $G = 145 \text{ кг}/(\text{м}^2 \text{ с})$, $q = 53 \text{ кВт}/\text{м}^2$, среднем паросодержании потока 0.3: 1 – эксперимент, 2 – расчет.

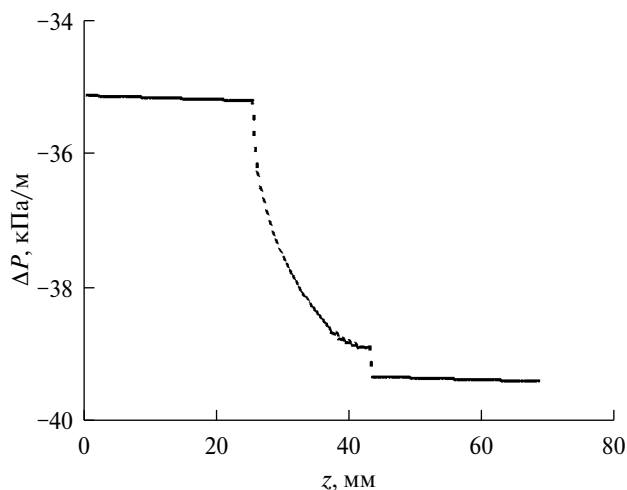


Рис. 2. Рассчитанное распределение градиента давления по длине канала.

теплового потока наблюдается существенная нелинейность градиента давления, вызванная изменением состава паровой и газовой фаз.

Сравнение зависимости полного перепада давления на экспериментальном участке с расчетом представлено на рис. 3. Данные получены в широком диапазоне паросодержаний (от 0 до 1). При таких условиях в системе наблюдаются различные режимы течения: от снарядного до кольцевого. Использовать одинаковую модель для расчета потери давления на трение при различных режимах течения некорректно, поэтому при расчете использованы две модели: гомогенная модель из работы [11], рекомендованная в [6], как показывающая наилучшее соответствие данным эксперимента, и

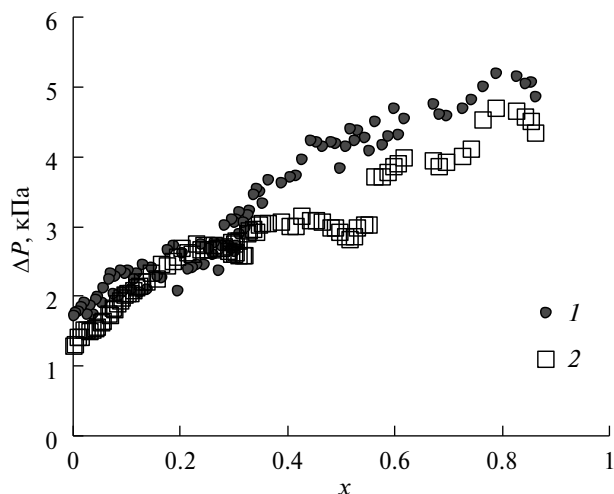


Рис. 3. Зависимости полного перепада давления от массового паросодержания потока для смеси 41–45% метана + 59–55% этана при $P_{\text{вход}} \approx 788 \text{ кПа}$, $G \approx 145 \text{ кг}/(\text{м}^2 \text{ с})$, $q \approx 53 \text{ кВт}/\text{м}^2$: 1 – эксперимент, 2 – расчет.

модель раздельного течения с учетом влияния пузырькового кипения на перепад давления из [12]. При расчете используется максимальное значение из полученных по двум предложенным моделям.

В расчете на рис. 3 гомогенная модель соответствует данным при паросодержании менее 0.6, а модель раздельного течения соответствует данным при паросодержании больше 0.6. Расчет объемного паросодержания зависит от режима течения и рассчитывается по уравнению

$$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{v_L}{v_V} \right)^k \right]^{-1},$$

где коэффициент k определяется как $k = 2/3$ для кольцевого течения, как в [13], $k = 1$ для подхода в рамках гомогенной модели для пузырькового и переходного течений. Результаты расчета хорошо соответствуют экспериментальным данным. Среднее абсолютное отклонение расчета от экспериментальных данных для обработанного эксперимента составляет 14%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведен анализ влияния изменения состава фаз на перепад давления при течении зеотропных смесей. Предложена методика расчета перепада давления в таких условиях. Проведена верификация предложенной методики по экспериментальным данным для сильно зеотропной смеси “метан–этан” для частично обогреваемого канала диаметром 0.506 мм при абсолютном давлении около 790 кПа в широком диапазоне паросодержаний. Расчет проведен в предположении, что корреляция, используемая для определения потерь давления на

трение, определяется режимом течения в канале. Гомогенная модель соответствует снаряжному и переходному режимам течения, модель раздельного течения соответствует кольцевому режиму течения. В качестве условия перехода между режимами выбрано условие равенства сопротивления трению по обоим моделям. Использовано допущение, что паровая и жидкостная фазы в обогреваемом канале находятся в равновесии. Сравнение результатов расчета с экспериментом показало хорошее соответствие рассчитанных значений экспериментальным данным.

Исследование выполнено в Институте теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН за счет гранта Российского научного фонда № 22-29-00168 (<https://rscf.ru/project/22-29-00168/>).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Adams D.C., Burr J., Hrnjak P., Newell T. Two Phase Pressure Drop of CO₂, Ammonia, and R245fa in Multiport Aluminum Microchannel Tubes // Proc. Int. Refrigeration and Air Conditioning Conf. Purdue, 2006. Paper 742. <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/742>
2. Barraza R.S., Schwartz F.J., Klein S.A., Nellis G.F., Reindl D.T. Experimental Facility to Measure Heat Transfer and Pressure Drop of Boiling Zeotropic Multi-component Mixtures in a Horizontal Tube // Sci. Technol. Built Environment. 2016. V. 22. P. 2.
3. Куперштох А.Л. Моделирование течений с границами раздела фаз жидкость–пар методом решеточных уравнений Больцмана // Вестн. НГУ. Сер.: Матем., мех., информ. 2005. Т. 5. № 3. С. 29.
4. Куперштох А.Л., Альянов А.В. Испарение и конденсация чистого пара на поверхности жидкости в методе решеточных уравнений Больцмана // Вычисл. методы и программирование. 2022. Т. 23. № 4. С. 311.
5. Zhao Z.X., Liu H., Gong Z.X. A High-efficiency Smoothed Particle Hydrodynamics Model with Multi-cell Linked List and Adaptive Particle Refinement for Two-phase Flows // Phys. Fluids. 2021. V. 33. P. 064102.
6. Barraza R., Nellis G., Klein S., Reindl D. Measured and Predicted Frictional Pressure Drop for Boiling Zeotropic Mixed Refrigerants in Horizontal Tubes // Int. J. Heat Mass Transfer. 2016. V. 98. P. 285.
7. Barroso-Maldonado J.M., Montañez-Barrera J.A., Belman-Flores J.M., Aceves S.M. ANN-based Correlation for Frictional Pressure Drop of Non-azeotropic Mixtures During Cryogenic Forced Boiling // Appl. Therm. Eng. 2019. V. 149. P. 492.
8. Collier J.G., Thome J.R. Convective Boiling and Condensation. Oxford: Clarendon Press, 1996. 596 p.
9. Rackett H.G. Equation of State for Saturated Liquids // J. Chem. Eng. Data. 1970. V. 15. P. 514.
10. Barraza R. Thermal-fluid Behavior of Mixed Refrigerants for Cryogenic Applications (Experimental Data). Ph.d. Medison: Univ. Wisconsin, 2015. <http://sel.me.wisc.edu/publications-theses.shtml>
11. Awad M.M., Muzychka Y.S. Effective Property Models for Homogeneous Two-phase Flows // Exp. Therm. Fluid Sci. 2008. V. 33. P. 106.
12. Kim S.M., Mudawar I. Universal Approach to Predicting Two-phase Frictional Pressure Drop for Mini/Micro-channel Saturated Flow Boiling // Int. J. Heat Mass Transfer. 2013. V. 58. P. 718.
13. Zivi S.M. Estimation of Steady-state Steam Void-fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production // ASME J. Heat Transfer. 1964. V. 86. P. 247.