

УДК 621.565

Потери давления на трение при кипении хладагента в трубах

Канд. техн. наук А. И. ЕЙДЕЮС¹, М. Ю. НИКИШИН², С. В. КОШЕЛЕВ³

¹xktk@bga.gazinter.net, ²miknik39@rambler.ru, ³entermoria@rambler.ru

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота (БГАРФ)

236029, г. Калининград, ул. Молодежная, 6

В России применяется две методики для расчета потерь давления двухфазного кипящего потока в гладких трубах. Переход на новые хладагенты и повышение массовой их скорости в испарителях вызывают необходимость повышения точности расчета потерь давления при кипении разных хладагентов. На основе анализа зарубежных источников выбраны четыре обобщенные методики, которые учитывают свойства кипящей жидкости и базируются на конкретных массивах экспериментальных данных. Для сравнения выполнены расчеты потерь давления по гомогенной модели и четырем моделям раздельного движения фаз при разных сочетаниях условий кипения хладагента. Результаты расчетов показывают, что удовлетворительную точность при сравнительной простоте обеспечивает методика Мюллера – Стейнхагена и Хека. Перспективной, но сложной представляется методика, которая учитывает смену режимов течения по ходу движения двухфазного потока. Наибольшего доверия заслуживает результат расчета потерь давления в конкретных условиях, который получается примерно одинаковым по двум или трем методикам.

Ключевые слова: двухфазный поток, трение, методика расчета, сравнение.

Frictional pressure drop in a boiling refrigerant flow in pipes

Ph. D. A. I. EIDEYUS¹, M. Yu. NIKISHIN²,
S. V. KOSHELEV³

¹xktk@bga.gazinter.net, ²miknik39@rambler.ru,
³entermoria@rambler.ru

Baltic Fishing Fleet State Academy (BFFSA)
236029, Russia, Kaliningrad, Molodyozhnaya str., 6

Two methods are used in this country to calculate pressure drops in a boiling two-phase flow through smooth pipes. The transition to new refrigerants and the increase of their mass flow rate in evaporators call for the need to improve the accuracy of calculating frictional pressure drop during evaporation of different refrigerants. Based on the analysis of foreign sources, four generalized correlations were selected. They take into account the properties of the boiling liquid and are based on specific experimental data sets. For the sake of comparison, calculations of pressure drops were made using the homogeneous model and four models of separate phase movement at different combinations of refrigerant boiling conditions. The calculation results show that sufficient accuracy and relative simplicity is provided by the Müller-Steinhagen and Heck correlation. The model which takes into account the change of flow regimes during the movement of boiling liquid seems promising but too complicated. The most credible is the result of pressure drop calculations for given conditions when it appears roughly similar for two or three methods.

Keywords: two-phase flow, friction, method of calculation, comparison.

Гидромеханический расчет теплообменных аппаратов с внутритрубным кипением хладагента предполагает определение падения его давления, на которое больше всего влияют трение и местные сопротивления. В целях интенсификации теплоотдачи увеличивают массовую скорость w хладагента, из-за чего растут потери его давления. По ходу движения понижается температура насыщения t_s и растет разность между температурами хладоносителя и хладагента, что сопровождается необратимыми потерями. Из-за понижения давления всасывания уменьшается производительность компрессора и увеличивается удельное потребление энергии. Приходится учитывать влияние массовой скорости w на интенсивность теплоотдачи и на гидравлическое сопротивление аппарата. С позиции проектирования и анализа работы холодильного оборудования, повышение точности определения потерь давления кипящего в трубах хладагента становится актуальной задачей.

В отечественной литературе [1, 2] можно найти рекомендации по определению потерь давления на трение при кипении в трубах лишь хладагентов R11, R12, R22. Использование поправочного коэффициента, представленного в графической форме, не позволяет распространить эти рекомендации на случай кипения альтернативных хладагентов. В связи с переходом на новые хладагенты, интерес представляют зависимости для определения потерь давления на трение, полученные разными авторами путем обобщения опытных данных по кипению хладагентов и других жидкостей в горизонтальных трубах. Здесь рассматриваются зависимости, которые подходят для гладких труб, с внутренним диаметром более 3 мм, хотя в последнее время много исследований посвящено гидродинамике и теплообмену двухфазных потоков в мини- и микроканалах [3].

Если не учитывать скольжение фаз и предположить, что в двухфазном потоке жидкость и пар движутся с одина-

ковой скоростью как однородная (гомогенная) среда, то потерю давления можно находить по формуле Дарси [4]

$$\Delta p_{T,Г} = \xi(l/d_T)(\rho_T w_T^2/2), \quad (1)$$

где ξ — коэффициент сопротивления; l — длина трубы; d_T — внутренний ее диаметр; ρ_T — плотность гомогенной смеси; w_T — средняя по сечению ее скорость.

Коэффициент ξ обычно находят по зависимостям для однофазных течений, но с использованием числа Рейнольдса смеси $Re_T = w_T d_T / \nu_T = \omega \rho d_T / \mu_T$. Трудности вызывает определение кинематической ν_T или динамической μ_T вязкости парожидкостной смеси. Для упрощения число Re_T нередко находят с использованием параметров однофазной жидкости [5] $Re_T = \omega \rho d_T / \mu'$.

Предложено также определять коэффициент сопротивления двухфазного потока с учетом массового паросодержания x по зависимостям [4]

$$\xi = \xi' - x(\xi' - \xi''), \quad (2)$$

где ξ' и ξ'' — коэффициенты сопротивления, рассчитанные по полному расходу смеси G для каждой из фаз в отдельности при их вязкости на линии насыщения.

Если использовать скорость циркуляции $w_0 = G/(\rho'S) = \omega \rho'$, то формулу (1) можно привести к виду:

$$\Delta p_{T,Г} = \xi(l/d_T)(\rho' w_0^2/2)[1 + x(\rho' - \rho'')/\rho''],$$

где ρ' и ρ'' — плотность жидкости и пара на линии насыщения.

Отсюда следует, что в случае совпадения коэффициентов сопротивления отношение падения давления гомогенного $\Delta p_{T,Г}$ и однофазного $\Delta p_{T,О}$ потоков при том же расходе G составляет:

$$\Delta p_{T,Г} / \Delta p_{T,О} = 1 + x(\rho' - \rho'')/\rho''. \quad (3)$$

Очевидно, что с ростом паросодержания x отношение $\Delta p_{T,Г}/\Delta p_{T,О}$ увеличивается. Экспериментальные данные подтверждают указанную закономерность, хотя результаты расчета по гомогенной модели могут значительно отличаться от опытных данных [4]. Если коэффициент трения ξ находить по зависимости (2), то перепад давления можно представить в виде:

$$\Delta p_{T,Г} / dz = \xi(\rho w)^2 [1 + x(\rho' - \rho'')/\rho''] / (2\rho' d_T). \quad (4)$$

Несмотря на линейное изменение паросодержания x по ходу движения потока при равномерном обогреве трубы, градиент давления $dp_{T,Г}/dz$ не остается постоянным и изменяется по нелинейной зависимости.

Раздельный подход к потерям давления жидкой и паровой фаз впервые применили Локкарт и Мартинелли в 1949 г. [5]. Разные варианты этого подхода использовали другие исследователи. Многократно проводилась оценка достоверности предложенных методик. Хорошего совпадения расчетных и экспериментальных данных в широком диапазоне свойств рабочих веществ, давлений, массовых скоростей и паросодержаний пока не удалось достичь [6]. Применительно к расчету потерь давления на трение при кипении хладагентов в трубах наиболее популярными стали методики, авторами которых являются Grönnerud (1972), Friedel (1979), Müller-Steinhagen и Heck (1986), Moreno Quiben и Thome (2006).

В методиках, опирающихся на раздельное движение фаз, падение давления жидкости $\Delta p_{ж}$ обычно выражают через массовую скорость:

$$\Delta p_{ж} = \xi(l/d_T)(\rho w)^2 / (2\rho'). \quad (5)$$

Коэффициент сопротивления Дарси-Вейсбаха ξ в случае однофазного потока в ламинарном режиме равен $\xi = 64/Re$, а в турбулентном режиме — $\xi = 0,3164/Re^{0,25}$. Аналогичный подход сохраняется при определении падения давления пара. Заметим, что в зарубежной литературе часто используется коэффициент сопротивления Феннинга $\xi_F = \xi/4$.

По методике Grönnerud [7] падение давления кипящего хладагента на трение находится как произведение падения давления насыщенной жидкости $\Delta p_{ж}$ и поправочного множителя $\Phi_{ГД}$:

$$\Phi_{ГД} = 1 + (dp/dz)_{Fr} \cdot [(\rho'/\rho'')/(\mu'/\mu'')^{0,25} - 1]. \quad (6)$$

Обусловленный трением, градиент давления зависит от числа Фруда для жидкости $Fr_{ж}$ и находится по выражениям

$$(dp/dz)_{Fr} = \xi_{Fr} [x + 4(x^{1,8} - x^{1,0} \xi_{Fr}^{0,5})];$$

$$\xi_{Fr} = Fr_{ж}^{0,3} + 0,0055[\ln(1/Fr_{ж})]^2;$$

$$Fr_{ж} = (\omega \rho)^2 / (g d_T \rho'^2).$$

Коэффициент трения ξ_{Fr} находится по записанному выражению лишь при $Fr_{ж} < 1$. Когда $Fr_{ж} \geq 1$, принимают $\xi_{Fr} = 1$.

В методике Friedel [8] также используется поправочный множитель для двухфазного потока

$$\Delta p_T = \Delta p_{ж} \Phi_{Ф}^2. \quad (7)$$

Как и в предыдущей методике, коэффициент сопротивления ξ определяется с использованием числа $Re = \omega \rho d_T / \mu'$, в которое входит динамическая вязкость насыщенной жидкости. Множитель $\Phi_{Ф}^2$ вычисляется по выражению, в которое входят числа Фруда Fr_c и Вебера We_c для смеси, а также безразмерные переменные:

$$\Phi_{Ф}^2 = E + 3,24 FH / (Fr_c^{0,045} We_c^{0,035}), \quad (8)$$

где

$$Fr_c = (\omega \rho)^2 / g d_T \rho_T;$$

$$We_c = (\omega \rho)^2 d_T / (\sigma \rho_T);$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 \rho' \xi_{II} / (\rho'' \xi_{ж});$$

$$F = x^{0,78} (1-x)^{0,224};$$

$$H = (\rho'/\rho'')^{0,91} (\mu''/\mu')^{0,19} (1-\mu''/\mu')^{0,7}.$$

Плотность гомогенной смеси выражена как $\rho_T = [x/\rho'' + (1-x)/\rho']^{-1}$.

Данная методика рекомендуется при отношении динамических вязкостей $\mu'/\mu'' < 1000$. Она применима при $0 \leq x \leq 1$.

Müller-Steinhagen и Heck в работе [9], обусловленный трением градиент парожидкостной смеси нашли путем интерполяции между градиентами при полном потоке жидкости $(dp/dz)_{ж}$ и полном потоке пара $(dp/dz)_{п}$. В результате было получено выражение

$$(dp/dz)_T = G(1-x)^{1/3} + Bx^3, \quad (9)$$

где

$$G = A + 2(B - A)x;$$

$$A = \xi_{ж}(\rho w)^2 / (2d_T \rho');$$

$$B = \xi_{п}(w\rho)^2 / (2d_T \rho'').$$

Коэффициенты сопротивления $\xi_{ж}$ и $\xi_{п}$ находятся в зависимости от числа Re жидкости или пара с использованием полного расхода смеси G , а также плотности и вязкости соответствующей фазы на линии насыщения. Данная методика базируется на большом массиве опытных данных по потерям давления на трение при кипении нескольких хладагентов и движении смесей воздух–масло, вода–водяной пар. Она охватывает диапазон $x = 0 \dots 1$.

Moreno Quiben и Thome в работе [10], для определения потерь давления на трение при кипении хладагентов в горизонтальных трубах, разработали методику, которая учитывает локальные режимы течения двухфазного потока и межфазные волновые эффекты. Используется описанная в книге [6] карта режимов течения. Границы режимов определяются в зависимости от паросодержания x и массовой скорости $w\rho$. Для каждого режима течения по-своему определяются коэффициент трения ξ и градиент давления dp/dz .

Рассмотрение двухфазного потока по отдельным участкам, зависящим от границ режима течения, повышает точность определения потерь давления за счет усложнения процедуры расчетов. Практическое использование методики целесообразно при наличии соответствующей программы для ЭВМ. Составленная авторами методики программа распространяется лишь на несколько хладагентов. Она позволяет сравнивать расчетные потери давления, найденные по четырем методикам, с опытными данными. Определялись отклонения расчетных значений падения давления Δp_p от экспериментальных Δp_p при соответствующих условиях: $\sigma = 100(\Delta p_p - \Delta p_p) / \Delta p_p, \%$. После этого находили процентное количество точек по каждой методике, которые отклоняются от экспериментальных данных на величину не более $\pm 20\%$ и $\pm 30\%$. Результаты сравнения приводятся в табл. 1.

Ни одна из методик не обеспечивает полного совпадения расчетных потерь на трение с экспериментальными данными. Наилучшие показатели имеют место в методике [10]. На второе место выходит методика [9], хотя она не на много лучше методики [8].

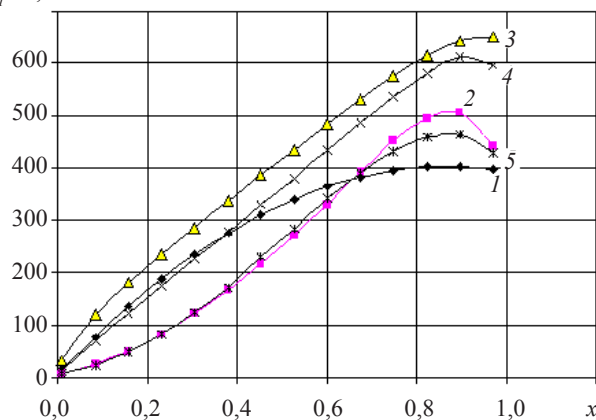
Расчет градиента давления dp/dz и потерь давления на трение Δp_T по обсуждаемым методикам покажем на примере кипения хладагента R22 при температуре $t_s = -30^\circ\text{C}$ в трубе диаметром $d_T = 0,012\text{ м}$ и длиной $l = 26,13\text{ м}$. Для исходного варианта приняты значения массовой скорости $w\rho = 60\text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, плотности теплового потока $q = 1500\text{ Вт}/\text{м}^2$, паросодержания на входе $x_1 = 0,01$, а на выходе $x_2 = 0,97$. Для учета нелинейного изменения ряда параметров двухфазного потока по ходу движения труба условно разделена на 13 участков длиной 2,01 м. Они находятся между смежными сечениями, число которых равно 14. Изменение градиента давления dp/dz в зависимости от паросодержания x , полученное по разным методикам, показано на рисунке. В рассмотренном примере хорошо совпадают градиенты давлени-

Сравнение четырех методик

| Методика | Диапазон отклонений | |
|------------------------------|---------------------|------------|
| | $\pm 20\%$ | $\pm 30\%$ |
| Moreno Quiben и Thome [10] | 64,7% | 82,3% |
| Müller-Steinhagen и Heck [9] | 49,6% | 75,8% |
| Friedel [8] | 51,8% | 67,3% |
| Grönnerud [7] | 40,5% | 46,2% |

ния по методикам работ [7] и [10]. С ростом массовой скорости расхождения между ними увеличиваются. При паросодержании $x < 0,5$ результаты расчета по гомогенной модели [4] близки к результатам методики [9]. Когда $x > 0,5$ гомогенная модель дает данные, которые в среднем близки к результатам расчета по методике [10]. По всем методикам при $x = 1$ градиент давления dp_T/dz приближается к его значению для насыщенного пара, которое в данном случае составляет 394 Па/м. Характер же этого приближения неодинаков. Особенно резкий излом кривых получается по методике авторов [8].

$dp_T/dz, \text{ Па/м}$



Изменение градиента давления:

1 — гомогенная модель [4]; 2 — Grönnerud [7]; 3 — Friedel [8];
4 — Müller-Steinhagen и Heck [9]; 5 — Quiben и Thome [10]

Потери давления на трение по участкам одинаковой длины $\Delta l = 2,01\text{ м}$ находятся как среднее значение градиента на границах участка, умноженное на длину участка

$$\Delta p_{Ti} = 0,5[(dp/dz)_{i-1} + (dp/dz)_i] \Delta l. \quad (10)$$

Расчетные значения потерь давления на выделенных участках, найденные по тем же методикам, приводятся в табл. 2. В последней ее строке указана сумма потерь давления на всех участках Δp_T . В зависимости от методики расчета, суммарные потери давления на трение в рассматриваемой трубе составили от 6572 до 10390 Па. Данные значения расходятся в 1,58 раза.

Аналогичные расчеты, при прежних условиях кипения хладагента R22, выполнены еще при двух сочетаниях варьируемых переменных:

— повышена массовая скорость до $w\rho = 180\text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, что в трубе выбранного размера обеспечивается при плотности теплового потока $q = 4500\text{ Вт}/\text{м}^2$;

— повышены значения паросодержаний $x_1 = 0,2$ и $x_2 = 0,98$ при сохранении $w\rho = 60\text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ и $q = 1500\text{ Вт}/\text{м}^2$.

Таблица 2

Потери давления по участкам для различных методик

| № участка | Δp_{tr} , Па | | | | |
|-------------------|----------------------|--------|---------|--------|--------|
| | [4] | [7] | [8] | [9] | [10] |
| 1 | 92,3 | 31,1 | 151,8 | 81,5 | 30,6 |
| 2 | 214,8 | 74,6 | 301,0 | 191,4 | 73,2 |
| 3 | 325,9 | 133,0 | 417,4 | 298,0 | 132,0 |
| 4 | 425,4 | 204,5 | 523,8 | 402,5 | 206,7 |
| 5 | 513,5 | 288,2 | 626,0 | 506,0 | 296,6 |
| 6 | 590,0 | 383,6 | 726,2 | 609,4 | 403,5 |
| 7 | 655,0 | 489,8 | 825,2 | 713,5 | 516,2 |
| 8 | 708,6 | 605,3 | 923,2 | 818,3 | 629,4 |
| 9 | 750,7 | 726,8 | 1019,5 | 923,3 | 737,3 |
| 10 | 781,2 | 847,1 | 1112,1 | 1026,4 | 825,5 |
| 11 | 800,3 | 950,4 | 1197,3 | 1123,1 | 895,5 |
| 12 | 807,9 | 1005,3 | 1265,8 | 1201,2 | 928,7 |
| 13 | 803,9 | 952,1 | 1300,0 | 1215,3 | 896,6 |
| Δp_{τ} | 7469,5 | 6691,8 | 10389,5 | 9109,8 | 6571,6 |

Таблица 3

Расчетные потери давления для различных методик

| Переменная | Δp_{τ} , Па | | | | |
|--|------------------------|---------|---------|---------|---------|
| | [4] | [7] | [8] | [9] | [10] |
| $w_p = 60 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ | 7469,5 | 6691,8 | 10389,5 | 9109,8 | 6571,6 |
| $w_p = 180 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ | 51080,6 | 67204,5 | 63149,9 | 62300,2 | 57769,4 |
| $x_1 = 0,2; x_2 = 0,98$ | 8738,3 | 8175,1 | 12141,4 | 10880,9 | 8084,3 |

Результаты расчета суммарной потери давления Δp_{τ} по тем же методикам, сопоставляются в табл. 3.

Из данных табл. 3 следует, что с ростом скорости w_p и паросодержания x_1 , расчетные потери давления Δp_{τ} в зависимости от методики расчета увеличиваются неодинаково. В частности, по сравнению с исходным вариантом $w_p = 60 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ при $w_p = 180 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ потеря давления Δp_{τ} возрастает в 6,08 раза по методике [4] и в 10,04 раза по методике [7]. При этом, наименьшее падение давления получается по методике [4], а наибольшее — по методике [7]. Повышенному паросодержанию x_1 соответствует наименьшее падение давления Δp_{τ} по методике [10] и наибольшее — по методике [8]. Если из каждой строки табл. 3 исключить наибольшее и наименьшее значения падения давления, то лишь результаты расчета по методике [9] не оказываются крайними. Можно ожидать, что методика [9] лучше других учитывает влияние варьируемых переменных. Важным ее достоинством является сравнительная простота расчетов.

Заключение

Предложенные в разное время методики расчета потерь давления на трение, при движении двухфазных потоков в трубах, базируются на конкретных массивах экспериментальных данных. Помимо гомогенной модели применяются модели раздельного движения фаз. Высо-

кая точность расчета пока не достигнута. Выполненные по пяти методикам расчеты показывают, что удовлетворительную точность при сравнительной простоте обеспечивает методика [9]. Перспективной, но сложной является методика [10]. Ввиду нелинейной зависимости параметров двухфазного потока от массового паросодержания x расчет потерь давления на трение при кипении хладагента приходится проводить по коротким участкам труб.

Список литературы (References*)

1. Теплофизические основы получения искусственного холода: Справ.: Холодильная техника/Под. ред. А. В. Быкова. — М.: Пищевая промышленность, 1980. 231 с.
2. Теплообменные аппараты холодильных установок/Под. ред. Г. Н. Даниловой. — Л.: Машиностроение, 1986. 303 с.
3. Ховалыг Д., Бараненко А. В. Методы расчета градиента давления двухфазного потока при течи в малых каналах // Вестник Международной академии холода. 2012. № 1. с. 3–10.
4. Кутепов А. М., Стерман Л. С., Стюшин Н. Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. — М.: Высшая школа. 1986. 448 с.
5. Лабунцов Д. А., Ягов В. В. Механика двухфазных систем. — М.: Издательский дом МЭИ, 2007. 384 с.
6. Thome J. R., 2004. *Engineering Data Book III*, Wolverine Tube Inc., Huntsville, AL.
7. Gronnerud R., 1972. Investigation in liquid holdup, Flow resistance and Heat Transfer in Circular Type Evaporators, part IV: Two-phase Resistance in boiling refrigerants, *Bulletin de l'Inst. du Froid*, Annexe 1972–1.
8. Friedel L., 1979 Improved Friction Pressure Drop correlations for Horizontal and Vertical two-phase pipe flow, *European Two-phase Flow Group Meeting*, Ispra, Italy, June, paper E2.
9. Muller-Steinhagen H., Heck K., 1986. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. *Chem. Eng. Process*, vol. 20, pp. 297–308.
10. Quiben J. M., Thome J. R., 2007. Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes, part II: New phenomenological model. *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 28, Issue 5, pp. 1060–1072.

*References [1–5]

1. Teplofizicheskie osnovy polucheniya iskusstvennogo holoda: Sprav.: Holodil'naja tehnika/Под. ред. А. В. Быкова. — М.: Pishhevaja promyshlennost', 1980. 231p.
2. Teploobmennye apparaty holodil'nyh ustanovok/Под. ред. G. N. Danilovoj. — L.: Mashinostroenie, 1986. 303 p.
3. Hovalygy D., Baranenko A. V. *Vestnik Mezhdunarodnoj akademii holoda*. 2012. No 1. pp. 3–10.
4. Kutepov A. M., Sterman L. S., Stjushin N. G. *Gidrodinamika i teploobmen pri paroobrazovanii*. — M.: Vysshaja shkola. 1986. 448 p.
5. Labuncov D. A., Jagov V. V. *Mehanika dvuhfaznyh sistem*. — M.: Izdatel'skij dom MJEI, 2007. 384 p.