

# Определение характеристик капиллярных трубок

Канд. техн. наук А.И.ЕЙДЕЮС  
Балтийская государственная академия,  
В.Л.КОШЕЛЕВ,  
компания «ФАВВ рефимпэкс», г. Калининград

**The opportunity of definition of the capillary tubes, after a choice of their suitable sizes, is shown on the basis of a technique of their numerical calculation. The basic and additional characteristics show dependence of the mass flow and critical pressure on an outlet from condition of the refrigerant on an inlet in a tube. Parameters of points for drawing of characteristics of a concrete tube are received due to selection of the flow of a refrigerant until coincide of it calculated and real lengths at the given combination of parameters of throttled refrigerant.**

Известно, что капиллярная трубка (КТ) в малых холодильных машинах обеспечивает оптимальную степень заполнения испарителя жидким хладагентом лишь в расчетном режиме. По мере отклонения рабочих параметров от расчетных значений возрастает удельное энергопотребление [1, 3]. Если одна и та же КТ реверсивного кондиционера дросселирует жидкий хладагент в режимах охлаждения и нагрева воздуха, то перерасход энергии может быть достаточно большим. Для количественной его оценки нужна характеристика КТ. Когда в режиме охлаждения хладагент дросселирует одна КТ, а в режиме нагрева – другая, усложняется схема холодильной машины. Кроме того, характеристики обеих КТ должны быть согласованы с характеристиками компрессора и теплообменных аппаратов кондиционера.

Все методики расчета КТ ориентированы на определение диаметра и длины трубки по заданным условиям работы. Некоторые из них допускают определение пропускной способности КТ выбранных размеров по заданным параметрам хладагента на ее входе и выходе [2, 5]. Расчеты показывают, что при достаточно высоких давлениях конденсации  $p_k$  в КТ возникает критический режим течения с давлением  $p_{кр}$ , превышающим давление кипения  $p_0$ . При этом давление  $p_0$  не влияет на расход  $G$  и другие параметры критического режима. Если давление кипения  $p_0$  оказывается выше расчетного значения  $p_{кр}$ , то скорость истечения хладагента из трубки  $w$  становится ниже критической  $w_{кр}$ , уменьшается и расход  $G$ . Действительное его значение определяют путем умножения найденного по номограммам или эмпирическим формулам расчетного расхода  $G_p$  на поправочный коэффициент  $\psi$ , который нелинейно зависит от отношения перепадов давления  $\pi = (p_k - p_0)/(p_k - p_{кр})$  [1, 2, 5]. О слабом влиянии давления  $p_0$  на расход  $G$  даже в докритическом режиме свидетельствует тот факт, что в диапазоне  $\pi = 0,4...1$  коэффициент  $\psi$  изменяется от 0,8 до 1.

Основной характеристикой КТ выбранных размеров следует считать зависимость расхода дросселируемого хладагента  $G$  от давления конденсации  $p_k$  и степени пе-

реохлаждения  $\Delta t_n$  или начального паросодержания  $x_0$ . Во многих случаях удобнее вместо давления хладагента использовать температуру его насыщения. Дополнительная характеристика КТ отражает зависимость критической температуры  $t_{кр}$  (давления  $p_{кр}$ ) от температуры конденсации  $t_k$  (давления  $p_k$ ) и переохлаждения  $\Delta t_n$  или начального паросодержания  $x_0$  хладагента.

Применительно к дросселированию R12 и R22 обе характеристики в неявном виде представлены на широко используемых номограммах [1, 2]. Для ограниченного диапазона диаметров КТ и параметров фреона на основе номограмм получены эмпирические формулы [5]. Поскольку номограммы и формулы распространяются только на R12 и R22, в качестве более универсальной предлагается методика последовательного расчета КТ по участкам при дросселировании любого хладагента с известными свойствами [4].

Методика предполагает, что движущая сила (разность давлений хладагента) преодолевает потери на трение и ускорение потока. По длине КТ давление нелинейно понижается, а потери на трение  $\Delta p_t$  и ускорение  $\Delta p_u$  возрастают из-за вскипания хладагента. Ввиду нелинейного изменения параметров парожидкостной смеси расчет приходится вести по коротким участкам. Целесообразно задаваться не длиной участков, а понижением давления  $\Delta p$  (температуры насыщения  $\Delta t_s$ ) на каждом из них. Последним считается участок, на котором потеря давления на ускорение становится равной принятому понижению давления  $\Delta p$ . Это означает, что движущая сила израсходована на предыдущих участках и наступил критический режим. Суммарная длина участков  $l_c$  определяет расчетную длину КТ. Каждому сочетанию расхода  $G$  и параметров  $p_k$ ,  $\Delta t_n$ ,  $x_0$  принятого хладагента при выбранном диаметре  $d$  соответствуют свои значения длины трубки  $l_c$  и критического давления  $p_{кр}$ .

В случаях, когда  $p_{кр} < p_0$ , приходится в процессе расчета находить участок КТ, на котором давление дросселируемого потока совпадает с давлением кипения  $p_0$ . Удаленность этого участка от входного сечения и определя-



ет расчетную длину КТ. Особенность заключается в необходимости учета потерь давления из-за внезапного расширения потока на выходе из КТ. Чтобы не усложнять программу расчетов, рекомендуется на основе известных исходных данных выполнить расчет КТ до наступления критического режима. По давлению  $p_0$  (температуре  $t_0$ ) из расчетной таблицы определяются средние значения скорости  $w_c$  и удельного объема парожидкостной смеси  $v_c$  на соответствующем участке. С использованием коэффициента местного сопротивления при внезапном расширении потока  $\zeta = 0,85$  вычисляется потеря давления на выходе  $\Delta p_{\text{вых}} = \zeta w_c^2 / (2v_c)$ . Давление в выходном сечении КТ считается равным  $p_{\text{вых}} = p_0 + \Delta p_{\text{вых}}$ . По нему из расчетной таблицы выбирается длина трубки  $l_c$ . Она оказывается немного меньше длины КТ, при которой наступает критический режим.

Построение характеристик КТ с известным диаметром  $d$  и длиной  $l_t$  предполагает получение ряда значений расхода хладагента  $G$  при фиксированных значениях давления конденсации  $p_k$  (температуры  $t_k$ ), варьируемых значениях переохлаждения  $\Delta t_n$  и паросодержания  $x_0$ . Для этого требуются последовательные приближения и соблюдение некоторых условий. Напомним, что гидравлические расчеты, направленные на совмещение характеристик насоса или компрессора и сети трубопроводов, выполняются методом последовательных приближений или графоаналитическим способом. В точке совпадения значений располагаемого напора и сопротивления сети находится искомый расход (скорость).

При определении характеристик КТ следует учитывать особенности критического режима. Он наступает, когда скорость парожидкостной смеси в выходном сечении трубки достигает максимального значения  $w_{\text{кр}}$ , близкого к скорости распространения звука смеси. Основными его показателями являются  $p_{\text{кр}}$ ,  $G_{\text{кр}}$ ,  $w_{\text{кр}}$ . В критическом режиме понижение давления кипения  $p_0$  перестает влиять на параметры потока. Численный анализ показывает, что при повышении давления конденсации  $p_k$ , увеличении переохлаждения жидкости  $\Delta t_n$  или уменьшении паросодержания  $x_0$  режим остается критическим, но сопровождается некоторым ростом значений  $p_{\text{кр}}$  и  $G_{\text{кр}}$ . Критическая скорость растет при повышении давления  $p_k$ , но падает при увеличении  $\Delta t_n$  и уменьшении  $x_0$ . Противоположное изменение значений  $p_k$ ,  $\Delta t_n$  и  $x_0$ , а также достижение  $p_0 > p_{\text{кр}}$  способствуют переходу потока в докритический режим течения.

Ошибочным является предположение о том, что критическая скорость потока может быть достигнута в любом сечении трубки. Кажется правдоподобным такое рассуждение: если при некотором расходе хладагента критический режим наступил в выходном сечении трубки, то после увеличения расхода критическая скорость потока будет достигнута в сечении, находящемся ближе ко входу в трубку. Из этого попутно вытекает, что на конечном участке трубки скорость потока станет выше критической. Однако это противоречит теоретически и экспериментально установленному факту: путем односто-

ронного воздействия на поток сжимаемой среды в канале постоянного сечения режим течения можно довести до критического, но нельзя перевести в сверхкритический [6].

Из сказанного следует, что критический расход  $G_{\text{кр}}$  через трубку заданных размеров однозначно зависит от сочетания параметров хладагента перед трубкой. Он устанавливается при достижении критической скорости только в выходном сечении. На него можно повлиять лишь изменением параметров дросселируемого хладагента. Отмеченные здесь особенности в предлагаемой методике численного расчета КТ учитываются проверкой знака разности  $\Delta p - \Delta p_y = \Delta p_T$ . При появлении значений  $\Delta p_T \leq 0$  расчет прекращается, так как наступил критический режим.

Расчет характеристик КТ лучше начинать с режима, по условиям которого подобраны ее размеры. Назовем его номинальным, а параметрам хладагента для этого режима присвоим индекс «н»:  $G_n$ ,  $l_{\text{к.н}}$ ,  $\Delta t_{\text{н.н}}$ ,  $x_{0\text{н}}$ . Изменение любого параметра сопровождается изменением расчетной длины  $l_c$ . При заданных размерах трубки происходит изменение расхода  $G$  в зависимости от сочетания параметров хладагента. Наибольшее влияние на расход оказывает давление конденсации  $p_k$ . Если  $p_k < p_{\text{к.н}}$ , то расход  $G$  уменьшится, понизится и критическое давление. Полагая остальные параметры неизменными, подбираем расход  $G$  так, чтобы на выходе КТ при суммарной длине участков  $l_c = l_t$  наступил критический режим с давлением  $p_{\text{кр}}$ . В случае соблюдения условия  $p_{\text{кр}} > p_0$  расход подобран правильно. Если  $p_{\text{кр}} < p_0$ , то необходимо уменьшить расход  $G$  до значения, при котором давление на выходе трубки  $p_{\text{вых}} = p_0 + \Delta p_{\text{вых}}$ , а  $l_c = l_t$ .

Когда  $p_k > p_{\text{к.н}}$ , расход  $G$  и критическое давление повышаются. Расход  $G$  подбирается так, чтобы при  $l_c = l_t$  наступил критический режим с давлением  $p'_{\text{кр}}$ . Обычно в этом случае  $p'_{\text{кр}} > p_0$ . Если же  $p'_{\text{кр}} < p_0$ , то расход  $G$  надо уменьшить до значения, при котором  $p_{\text{вых}} = p_0 + \Delta p_{\text{вых}}$ .

При наличии программы расчета КТ в пакете Excel подбор расхода  $G$  осуществляется путем последовательной замены численного его значения в одной ячейке и проверки условия совпадения длин  $l_c$  и  $l_t$ . Чтобы уменьшить число попыток подбора, полезно строить вспомогательный график зависимости расчетной длины  $l_c$  от расхода  $G$ . Поскольку расчетная длина  $l_t$  известна, для определения истинного расхода  $G$  с использованием графика достаточно нескольких приближений.

Ввиду зависимости свойств хладагента от температуры насыщения при расчете характеристик КТ удобнее задаваться давлением  $p_k$  и находить влияние  $\Delta t_n$  и  $x_0$  на расход. Начальное паросодержание  $x_0$  при постоянном давлении  $p_k$  зависит от энтальпии дросселируемой жидкости  $i_j$ , которая задается для каждого варианта расчета КТ. Если  $x_0 > x_{0\text{н}}$ , то при номинальном расходе  $G_n$  получим  $l_c < l_t$ . Чтобы добиться равенства  $l_c = l_t$ , приходится постепенно уменьшать расход  $G$ . Далее задается новое значение  $x_0$  и повторяется подбор расхода  $G$  до наступления равенства  $l_c$  и  $l_t$ . Для построения соответствующей



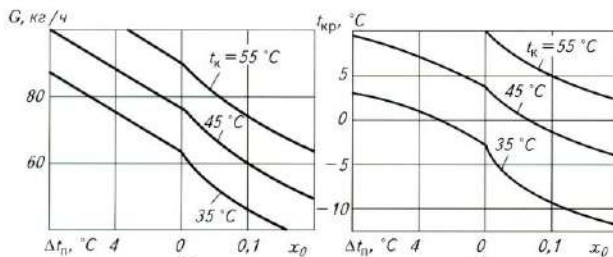
$t_k, ^\circ\text{C}$	$\Delta t_n, ^\circ\text{C}$	$x_0$	$G, \text{кг/ч}$	$t_{кр}, ^\circ\text{C}$	$w_{кр}, \text{М/с}$
55	0	0	90,1	10	71,02
	—	0,05	79,8	7	79,57
	—	0,1	72,6	5	86,31
	—	0,2	63,1	2	99,11
45	10	—	103,1	10	46,36
	4	—	89,1	7	56,7
	2	—	83,9	6	59,2
	0	0	78,5	4	64,04
	—	0,05	67	1	71,45
	—	0,1	59,9	—1	77,92
	—	0,2	51	—4	90,5
35	10	—	91,4	3	42,33
	4	—	77,6	0	52,87
	2	—	72,4	—1	55,18
	0	0	66,9	—3	59,66
	—	0,02	61,1	—5	64,3
	—	0,06	53,4	—8	72,63
	—	0,1	48,3	—10	79,45

ветки характеристики КТ желательны иметь не менее четырех точек. Значения  $x_0 > 0,2$  нехарактерны для холодильных машин.

Переохлаждение хладагента  $\Delta t_n = t_k - t_{ж}$  повышает его расход через КТ. При задании переохлаждения необходимо учитывать, что в диапазоне температур от  $t_k$  до  $t_{ж}$  в методике расчета используются значения удельного объема  $v'$ , энтальпии  $l'$  и вязкости жидкости  $\nu'$ , соответствующие температуре жидкости  $t_{ж}$ , а не температуре насыщения при понижающемся давлении [4]. Если  $\Delta t_n > \Delta t_{n,н}$ , то путем постепенного увеличения расхода  $G$  следует добиться равенства  $l_c = l_t$ . Значения  $\Delta t_n$ , как и  $x_0$ , выбираются в пределах, обеспечивающих ожидаемый диапазон изменения расхода дросселируемого хладагента.

Аналогичный подбор расхода проводится при других температурах конденсации, которые также задаются из ожидаемого диапазона. В качестве примера определены характеристики КТ с  $d = 2,2$  мм,  $l_t = 2,1$  м при дросселировании R22. Размеры ее подходят для работы в составе реверсивного кондиционера с расчетной холодопроизводительностью  $Q_0 = 3,3$  кВт. Результаты расчета при трех значениях  $t_k$  приводятся в таблице.

Вид основной и дополнительной характеристик КТ показан на рисунке. Точные графики по результатам расчета можно строить на миллиметровой бумаге или сформировать их построение в пакете Excel. Наличие графи-



Основная (а) и дополнительная (б) характеристики КТ

ков позволяет определить расход  $G$  и критическую температуру  $t_{кр}$  при известном сочетании параметров дросселируемого хладагента на входе в КТ. Если при анализе работы холодильной машины оказывается, что  $t_{кр} < t_0$ , то расход  $G_p$  следует уменьшить так, чтобы при  $l_c = l_t$  соблюдалось равенство  $p_{вых} = p_0 + \Delta p_{вых}$ . Учесть влияние давления кипения можно также путем умножения найденного по расчету расхода  $G_p$  на поправочный коэффициент  $\psi$ . Численные его значения приводятся в ряде источников [1; 2].

Важным показателем критического режима считается отношение  $\beta_k$  критического давления  $p_{кр}$  к давлению среды перед дроссельным органом, в нашем случае к давлению конденсации  $p_k$ . Теоретически, при истечении газа из плавного сужающегося сопла  $\beta_k \approx 0,5$ . Практически оно зависит от конструкции дроссельного органа и свойств протекающей среды [6]. По приведенным в таблице данным для КТ  $\beta_k = 0,23...0,31$  при  $t_k = 55^\circ\text{C}$ ;  $\beta_k = 0,33...0,39$  при  $t_k = 45^\circ\text{C}$ ;  $\beta_k = 0,26...0,41$  при  $t_k = 35^\circ\text{C}$ . Пониженные значения  $\beta_k$  можно объяснить вскипанием жидкости и необратимыми потерями на трение вдоль трубки. Раннему вскипанию дросселируемого хладагента и снижению отношения  $\beta_k$  способствуют уменьшение переохлаждения  $\Delta t_n$  и увеличение паросодержания  $x_0$ .

Из приведенных данных видно, что для трубки заданных размеров увеличение переохлаждения хладагента  $\Delta t_n$  сопровождается практически линейным повышением его расхода при постоянном давлении конденсации. Если изменяется начальное паросодержание  $x_0$ , то при тех же условиях происходит нелинейное изменение расхода хладагента. Наиболее ощутимо на расход  $G$  влияет небольшое паросодержание  $x_0 \leq 0,1$ . Примерно так же влияет состояние дросселируемого хладагента и на изменение критической температуры насыщения  $t_{кр}$ . Критическая скорость  $w_{кр}$  почти линейно растет с понижением переохлаждения  $\Delta t_n$  и повышением паросодержания  $x_0$ .

При анализе эффективности работы холодильной машины в разных условиях, а также при определении параметров ее циклической работы следует учитывать характеристику КТ наряду с характеристиками компрессора, конденсатора и испарителя.

#### Список литературы

1. Бабакин Б.С. Диагностика работы дросселирующих устройств и контроллеров холодильных систем. — Рязань: Узорочье, 2004.
2. Вейнберг Б.С. Расчет капиллярных трубок для фреонов 12 и 22 // Холодильная техника, 1969. № 10.
3. Ейдеус А.И., Кошелев В.Л. Эффективность работы кондиционеров с капиллярной трубкой на нерасчетных режимах // АВОВ, 2007. № 5.
4. Ейдеус А.И., Кошелев В.Л. Гидродинамический расчет капиллярных трубок // Вестник МАХ. 2008. Вып. 3.
5. Елагин М.Ю. Математическая модель для расчета капиллярных трубок // Холодильная техника. 1984. № 7.
6. Теоретические основы тепло- и хладотехники. Ч.1. Техническая термодинамика / Под ред. Э.И.Гуйго. — Л.: Изд-во Ленинг. ун-та, 1974.