

# Регулирование перегрева пара при разных нагрузках испарителя

Канд. техн. наук Ю.Н. СЛАСТИХИН, канд. техн. наук А. И. ЕЙДЕЮС, м. ю. НИКИШИН  
Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота

*The characteristics of evaporator with a vapor zone are considered. The contradiction between a potential of reduction of vapor superheat during reduction of heat load and the often occurring necessity to increase superheat to recover the stability of the control system is indicated. Based on the approximate model of the evaporator the causes of this contradiction are revealed. The data for the optimization of adjustment of superheat regulators with different loads can be obtained on the basis of this model.*

Питание жидким хладагентом испарителей с внутритрубным его кипением и безнасосной циркуляцией осуществляется по величине перегрева пара. Традиционно используются терморегулирующие вентили (TPB), работающие по пропорциональному закону. В последнее время находят применение электронные цифровые системы регулирования перегрева. Основу их составляют два датчика, программируемый микроконтроллер и расширительный клапан с электромагнитным приводом [6]. Цифровые системы реализуют пропорционально-интегральный закон регулирования. Они имеют органы настройки для изменения значений заданного перегрева, коэффициента пропорциональности и времени интегрирования. Типоразмер TPB и расширительный клапан цифрового регулятора тщательно подбираются для каждого испарителя с учетом вида хладагента, холодопроизводительности и температурного режима.

Нередко при описании систем регулирования перегрева наряду с характеристикой TPB или цифрового регулятора изображают характеристику испарителя в виде кривой MSS (Minimal stable superheat,

т. е. минимального стабильного перегрева) (рис. 1). Считается, что слева от кривой MSS испаритель будет работать неустойчиво. Поэтому характеристика регулятора перегрева должна располагаться правее кривой MSS. Учитывая широкие возможности цифровой техники, представляется перспективной разработка самонастраивающейся системы, которая при любых нагрузках будет поддерживать перегревы, близкие к кривой MSS. Это может повысить эффективность как испарителя, так и холодильной машины в целом. Чтобы напрасно не тратить время и энергию, сначала надо разобраться, что эта кривая характеризует и как получена.

Порядок построения кривой MSS в общедоступной литературе не описан. Предположительно она отражает зависимость перегрева от тепловой нагрузки при заданной поверхности паровой зоны испарителя. Для выявления факторов, влияющих на положение кривой MSS, авторами проведен расчетный анализ характеристик секции ребристого воздухоохладителя (BO) морозильного аппарата LBH 31.5.

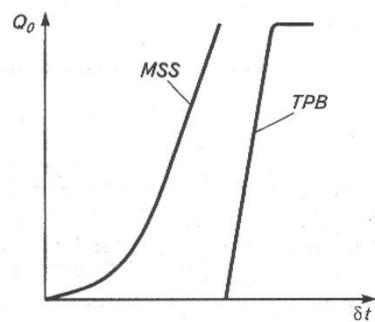


Рис. 1. Характеристика TPB и испарителя:  
MSS – линия минимального стабильного перегрева;  
 $Q_0$  – тепловая нагрузка;  $\delta t$  – перегрев

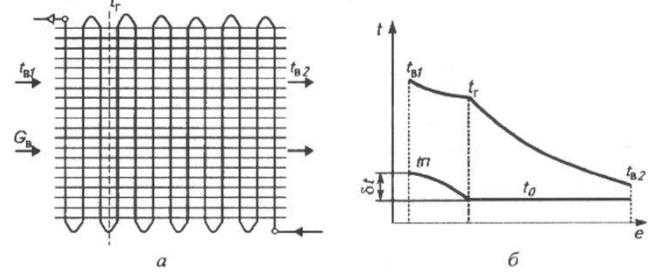


Рис. 2. Расчетная схема воздухоохладителя:  
а – схема змеевика:  $t_r$  – температура на границе раздела жидкостной и паровой зон;  $t_{b1}$  – температура воздуха, входящего в BO;  $t_{b2}$  – температура воздуха после BO;  $G_b$  – расход воздуха; б – распределение температур  $t$  по длине змеевика  $l$ :  $t_0$  – температура кипения;  $t_p$  – температура пара;  $\delta t$  – перегрев

Секция с пластинчатым оребрением и горизонтальной циркуляцией воздуха имеет лобовое сечение  $2,1 \times 0,8$  м и глубину (длину по ходу воздуха) 1,32 м. Она содержит 31 горизонтальный змеевик из труб диаметром  $22 \times 18$  мм. Площадь наружной поверхности  $F_n = 400$  м<sup>2</sup>, степень оребрения  $\beta = 8,11$ . Подача жидкого хладагента R22 в змеевики осуществляется через гидравлический распределитель («паук»), а образующийся пар из всех змеевиков поступает в общий вертикальный стояк. Хладагент совершает 13 ходов по трубам змеевика навстречу потоку воздуха (рис. 2,а). С учетом наличия жидкостной и паровой зон примерное распределение температур по длине ВО показано на рис. 2,б.

Во избежание последовательных приближений при расчете тепловых характеристик жидкостной зоны целесообразно задаваться площадью ее поверхности  $F_x$ , температурой кипения  $t_0$  и толщиной снеговой шубы [2]. Искомыми величинами при этом оказываются расход выкипающего хладагента  $G_a$  и средняя температура охлаждаемого воздуха  $t_b$ . От нее нетрудно перейти к температурам воздуха на входе и выходе из жидкостной зоны. Заметим, что температура на входе в жидкостную зону равна температуре на выходе из паровой зоны, т. е. на границе раздела зон  $t_r$ .

При расчете паровой зоны известными оказываются массовые расходы воздуха и хладагента, температура хладагента на входе  $t_0$  и температура воздуха  $t_r$  на выходе из зоны. К искомым переменным следует отнести температуру пара  $t_n$  или перегрев  $\delta t$  и температуру воздуха  $t_{b1}$ . Значения этих температур определяют тепловую нагрузку паровой зоны. Поскольку плотность и удельная теплоемкость парообразного хладагента зависят от его температуры, выполнить расчет паровой зоны без последовательных приближений не удается. Чтобы свести их к минимуму, на основе уравнений теплопередачи и теплового баланса получены подходящие для данного случая формулы:

$$t_n = \frac{W_1[1 - \exp(mK_nF_n)]t_r}{W_1 - W_2} + \frac{[W_1\exp(mK_nF_n) - W_2]t_0}{W_1 - W_2};$$

$$t_{b1} = t_r + \frac{W_2}{W_1}(t_n - t_0);$$

$$W_1 = G_b c_b \xi; W_2 = G_n c_n;$$
(1)

$$m = \frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2},$$

где  $W_1$  и  $W_2$  – полные теплоемкости (водяные эквиваленты) потоков воздуха и хладагента;  $K_n$  и  $F_n$  – коэффициент теплопередачи и площадь поверхности паровой зоны;  $G_b$  и  $c_b$  – расход и удельная теплоемкость воздуха;  $G_n$  и  $c_n$  – расход и удельная теплоемкость пара;  $\xi$  – коэффициент влаговыпадения;  $m$  – вспомогательная величина.

Взаимосвязанные расчеты жидкостной и паровой зон секции ВО проводились для трех значений размеров паровой зоны  $F_n$ , равных  $1/13$ ,  $2/13$  и  $3/13$  от общей наружной поверхности  $F_n$ . Задавались также значения толщины снеговой шубы  $\delta_w = 0; 1; 2$  мм. В качестве исходного режима приняты температура кипения  $t_0 = -43$  °C и тепловая нагрузка  $Q_0 = 49150$  Вт. Численные значения перегрева пара в зависимости от относительной тепловой нагрузки  $Q_0$  при указанных значениях  $F_n$  и  $\delta_w$  приводятся в таблице.

Как и ожидалось, построенные по результатам расчета графики напоминают вид кривой MSS. Вполне объяснимо, что с уменьшением тепловой нагрузки и размеров паровой зоны при прочих равных условиях перегрев пара уменьшается. Влияние снеговой шубы не так очевидно. Оно вытекает из совместного рассмотрения жидкостной и паровой зон ВО. С увеличением толщины снеговой шубы возрастает термическое сопротивление. Из-за этого та же тепловая нагрузка может быть получена лишь при повышенной температуре циркулирующего воздуха. Рост ее на входе в паровую зону приводит к повышению перегрева пара, несмотря на увеличение термического сопротивления.

Расчетные значения перегрева пара

$\frac{Q_0}{F_n}$	Перегрев пара $\delta t$ , °C									
	$F_n = 3/13F$			$F_n = 2/13F$			$F_n = 1/13F$			
	при $\delta_w$ , мм									
	0	1	2	0	1	2	0	1	2	
1	9,95	11,42	13,7	8,60	9,57	11,25	5,92	6,5	7,59	
0,8	8,84	10,06	12,06	7,72	8,54	9,95	5,39	5,88	6,77	
0,6	7,70	8,64	10,17	6,79	7,45	8,56	4,84	5,23	5,92	
0,4	6,46	7,12	8,17	5,77	6,26	7,04	4,23	4,51	4,99	
0,2	5,02	5,38	5,95	4,58	4,86	5,3	3,50	3,65	3,92	
0,05	3,33	3,46	3,63	3,01	3,1	3,23	2,23	2,24	2,31	

Полученные данные не дают ответа на вопрос о минимально допустимых размерах паровой зоны. По-видимому, для его решения надо учесть, что даже в стационарном режиме нет четкой границы между жидкостной и паровой зонами. В конце испарительного участка происходит срыв жидкой пленки со стенок труб. Какой-то участок их охлаждается потоком пара с периодическим орошением каплями, размеры которых неодинаковы. Поток пара может уносить мелкие капли на значительные расстояния. Положение границы раздела зон имеет вероятностный характер. При кипении в параллельных каналах бывает статическая неустойчивость, при которой расходы через отдельные трубы не совпадают и колеблются около средних значений с определенной частотой. Даже в одиночной трубе с постоянным тепловым потоком отмечается флуктуация размеров участка перехода из зоны кипения в зону перегрева пара [4, 5]. Все эти процессы усиливаются с увеличением тепловой нагрузки.

С учетом сказанного для каждого испарителя с внутритрубным кипением можно найти минимальные размеры паровой зоны, при которой не происходит капельный унос жидкости. Поскольку математическое описание сложных процессов парообразования не получено, назначать минимальные размеры паровой зоны приходится по экспериментальным данным. Наличие методики расчета характеристик жидкостной и паровой зон позволяет строить кривую *MSS* на основе одной или нескольких экспериментальных точек.

Из характеристик паровой зоны вытекает, что с понижением тепловой нагрузки коэффициент пропорциональности испарителя, определяемый отношением приращений  $\Delta Q_0/\Delta t$ , уменьшается. В теории автоматического управления доказано, что уменьшение коэффициента пропорциональности объекта при прочих равных условиях повышает запас устойчивости системы регулирования. Отсюда напрашивается вывод, что при малых тепловых нагрузках перегрев начала открытия ТРВ можно уменьшать. На практике же, наоборот, при пониженных нагрузках нередко для восстановления устойчивой работы системы приходится увеличивать закрытый перегрев или уменьшать пропускную способность ТРВ [1]. Отмеченное противоречие указывает на то, что кривая *MSS* не имеет прямого отношения к устойчивости системы регулирования перегрева. Она лишь отражает отсутствие капельного уноса жидкости из испарителя при разных нагрузках.

Детальное исследование влияния разных факторов на устойчивость и качество регулирования пе-

регрева пара возможно лишь на основе достоверных данных о динамических характеристиках объекта и регулятора. Ввиду их отсутствия для оценки влияния тепловой нагрузки и расхода дросселируемого хладагента рассмотрим приближенную модель испарителя, опираясь на одну из моделей парового котла [3]. Введем следующие допущения: давление кипения постоянно во времени и по ходу движения хладагента; удельная тепловая нагрузка постоянна по длине жидкостной и паровой зон, но может изменяться во времени; парожидкостная смесь в любом сечении испарительного участка однородна, т.е. скольжение фаз не учитывается; процессы во всех трубах протекают одинаково. При сделанных допущениях испаритель можно представить в виде одиночной равномерно обогреваемой трубы. Заметим, что сделанные допущения вполне приемлемы для испарителей, температура кипения которых регулируется путем изменения производительности компрессора.

Сначала рассмотрим процессы парообразования в установившемся режиме. Если в начале трубы с внутренним диаметром  $d_1$  выделить элементарный участок  $\lambda$ , то по мере движения хладагента из-за парообразования его объем постепенно увеличивается. Увеличение объема  $dV$  за интервал времени  $dt$  определяется уравнением

$$\lambda \Pi q(v'' - v') / r \cdot dt = dV = S \cdot d\lambda, \quad (2)$$

где  $\Pi$  – внутренний периметр трубы;

$q$  – удельный тепловой поток, отнесенный к площади внутренней поверхности трубы;

$v'$ ,  $v''$  – удельный объем жидкого и парообразованного хладагента в состоянии насыщения;

$r$  – теплота парообразования;

$S$  – площадь внутреннего сечения трубы;

$d\lambda$  – увеличение длины элементарного участка.

Преобразуем выражение (2):

$$\frac{d\lambda}{\lambda} = \Pi q(v'' - v') / (Sr) \cdot dt = \frac{dt}{T}, \quad (3)$$

где  $T = Sr / [\Pi q(v'' - v')] d_1 r / [4q(v'' - v')]$ .

Величина  $T$  характеризует время, за которое в элементе трубы длиной  $\lambda$  образуется количество пара, равное по объему выделенному элементу. Назовем ее постоянной парообразования.

После интегрирования уравнения (3) имеем

$$\ln(\lambda/\lambda_0) = t/T \text{ или } \lambda = \lambda_0 e^{t/T}, \quad (4)$$

где  $\lambda_0$  – длина элемента в начальный момент времени.

С учетом сделанных допущений нетрудно определить изменения удельного объема кипящей жидкости и скорости потока по времени:

$$v = v_0 e^{t/T}; w = w_0 e^{t/T}, \quad (5)$$

где  $v_0$  и  $w_0$  – удельный объем и скорость парожидкостной смеси в начальный момент времени.

Удельный объем  $v_0$  определяется через массовое паросодержание  $x$  из соотношения

$$(i_x - i')/(i'' - i') = x = (v_0 - v')/(v'' - v'), \quad (6)$$

где  $i_x$  – энталпия дросселируемой жидкости;

$i'$ ,  $i''$  – энталпия жидкости и пара на линии насыщения.

Скорость  $w_0$  зависит от массового расхода хладагента  $G$ , проходящего по каждой трубе:  $w_0 = Gv_0/S$ .

По изменениям скорости можно найти изменение пути частицы, движущейся в трубе:

$$l = w_0 T(e^{t/T} - 1). \quad (7)$$

Время, в течение которого удельный объем рассматриваемой частицы изменяется от  $v_0$  до  $v$ , составит

$$t = T \ln(v/v_0). \quad (8)$$

В конце испарительного участка, где  $v = v''$ , получаем

$$T_i = T \ln(v''/v_0); l_i = w_0 (v'' - v_0)/v_0, \quad (9)$$

где  $T_i$  – время испарения частицы, равное времени нахождения ее в испарителе;

$l_i$  – длина испарительной части трубы.

Анализ переходных процессов начинается с предположения о том, что в установившемся состоянии объем испарительной системы состоит из конечного числа элементарных объемов рабочей среды [3]. Термодинамическое их состояние и длину  $\lambda$  определяют, исходя из времени пребывания частиц в испарительной системе. В переходных процессах учитывают дополнительные изменения удельных объемов во времени и скорости потока в разных сечениях трубы. Практический интерес представляют параметры на выходе из испарительного участка.

Подробнее рассмотрим процессы, происходящие при ступенчатом изменении расхода поступающей жидкости на величину  $\Delta G$ . Для любой частицы, находящейся в испарителе во время переходного процесса, характерны два интервала времени:  $t$  – время нахождения частицы в трубе;  $\tau$  – время, прошедшее с момента возмущения. Рассматривая равные интервалы времени, можем записать:  $t = n \Delta t$ ;  $\tau = k \Delta t$ .

Путь, пройденный началом любого элементарного объема, находящегося в той части трубы, где наступает переходный процесс, равен сумме длин всех  $n$  элементарных частиц, находящихся в трубе перед ним:

$$l = \lambda_1 + \dots + \lambda_k + \lambda_{k+1} + \dots + \lambda_n = \sum_{i=1}^n \lambda_i. \quad (10)$$

При входе частиц от  $k+1$  до  $n$  скорость на входе, соответствующая расходу  $G$ , равна  $w_0$ , а для частиц от 1 до  $k$  при расходе  $G + \Delta G$  она составляет  $w_0 + \Delta w$ . Поэтому

для  $1 < i < k$   $\lambda_{0i} = (w_0 + \Delta w) T [1 - \exp(-\Delta t/T)]$ , а для  $k+1 < i < n$  имеем:  $\lambda_{0i} = w_0 T [1 - \exp(-\Delta t/T)]$ .

Уравнение (10) перепишем в виде:

$$\begin{aligned} l = & \sum_{i=1}^k (w_0 + \Delta w) T \left(1 - e^{-\frac{\Delta t}{T}}\right) e^{\frac{i \Delta t}{T}} + \\ & + \sum_{i=k+1}^n w_0 T \left(1 - e^{-\frac{\Delta t}{T}}\right) e^{\frac{i \Delta t}{T}}. \end{aligned} \quad (11)$$

После преобразования и полагая, что  $\Delta t \rightarrow 0$ , получаем:

$$l = w_0 T (e^{t/T} - 1) + \Delta w T (e^{\tau/T} - 1). \quad (12)$$

Поскольку  $dt = d\tau$ , скорость в произвольной точке может быть получена дифференцированием последнего уравнения:

$$w = w_0 e^{t/T} + \Delta w e^{\tau/T}. \quad (13)$$

Нетрудно показать, что при скачкообразном изменении расхода  $\Delta G$  скорость смеси в любом сечении трубы изменяется на величину  $\Delta w_0 = \Delta G v_0/S$ . Изменение удельного объема смеси в переходном процессе определяется как

$$v = \bar{v}_n - v' \frac{\Delta w}{w_0} \left( e^{\frac{\tau}{T}} - 1 \right), \quad (14)$$

где  $\bar{v}_n$  – удельный объем в рассматриваемой точке до начала переходного процесса.

Для расчета параметров в конце зоны испарения окончательно получаем

$$T_i = T \ln(v''/v_0); l_i = l_{i,n} + \Delta w_0 T (e^{\tau/T} - 1). \quad (15)$$

Очевидно, что при постоянной тепловой нагрузке время испарения  $T_i$  не зависит от расхода хладагента. Это позволяет сказать, что при возмущении расходом переходный процесс заканчивается за время  $\tau = T_i$ . При подстановке  $\tau = T_i$  в последнее выражение, учитывая  $\exp(v''/v_0) = v''/v_0$ , найдем изменение длины зоны испарения в новом состоянии равновесия:

$$\Delta l_i = \Delta w_0 T (v'' - v_0)/v_0. \quad (16)$$

Ступенчатого изменения тепловой нагрузки в реальном испарителе не происходит. Его можно реализовать лишь при очень малой тепловой инерции труб. Если все же предположить, что удельная тепловая нагрузка  $q$  ступенчато изменилась на величину  $\Delta q$ , то при сделанных допущениях для изменения параметров в конце испарительного участка получим:

$$T_q = \frac{q}{q + \Delta q} t_u;$$

$$\Delta l_u = -l_{u,n} \frac{v_0}{v'' - v_0} \left[ e^{\left(1 + \frac{\Delta q}{q}\right) \frac{\tau}{T}} - 1 \right]. \quad (17)$$

Легко заметить, что при увеличении нагрузки время испарения  $T_q$  уменьшается, а длина испарительного участка будет сокращаться. В конце переходного процесса  $\tau = T_q$  и сокращение испарительного участка составит

$$\Delta l_u = -l_{u,n} \cdot \Delta q / (q + \Delta q). \quad (18)$$

Последнее выражение вполне пригодно для оценки влияния установившейся тепловой нагрузки на изменение размеров жидкостной (паровой) зоны испарителя при постоянном расходе дросселируемой жидкости и неизменной температуре кипения.

Теперь приведем численные значения применительно к взятой для примера секции ВО. Пусть  $t_0 = -43^\circ\text{C}$ , температура дросселируемой жидкости  $t_\infty = +10^\circ\text{C}$ . Отсюда удельный объем смеси на входе в секцию  $v_0 = 60,95 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$ . Приняты две тепловые нагрузки  $Q_{01} = 27200 \text{ Вт}$  и  $Q_{02} = 0,5 Q_{01}$ . Соответственно массовые расходы хладагента на всю секцию равны  $G_{a1} = 0,156 \text{ кг/с}$  и  $G_{a2} = 0,078 \text{ кг/с}$ . Скорость парожидкостной смеси на входе в змеевик  $w_{01} = 1,208 \text{ м/с}$  и  $w_{02} = 0,604 \text{ м/с}$ . Постоянная времени парообразования  $T_1 = 6,14 \text{ с}$  и  $T_2 = 12,28 \text{ с}$ . Время испарения  $T_{u1} = 8,23 \text{ с}$  и  $T_{u2} = 16,46 \text{ с}$ . Длина зоны испарения в начальном установившемся режиме при обеих нагрузках одинакова:  $l_{u,n} = 21 \text{ м}$ . Если при обеих нагрузках расход дросселируемого хладагента увеличивается на одинаковую величину, обеспечивающую увеличение скорости потока на  $\Delta w = 0,1 \text{ м/с}$ , то время переходного процесса  $\tau_1 = 8,23 \text{ с}$  и  $\tau_2 = 16,46 \text{ с}$ , изменение длины зоны испарения  $\Delta l_{u1} = 1,72 \text{ м}$  и  $\Delta l_{u2} = 3,44 \text{ м}$ . Аналогичные расчеты нетрудно выполнить при любых других исходных данных.

Зная изменение размеров паровой зоны, можно рассчитать изменение перегрева пара. Очевидно, что удвоенное изменение длины труб паровой зоны приведет к более существенному изменению перегрева пара при пониженной тепловой нагрузке. Следовательно, коэффициент пропорциональности испарителя с понижением нагрузки возрастает, что и приводит к ухудшению качества регулирования перегрева. Если характеристики паровой зоны испарителя построены заблаговременно, то с их помощью можно оценить изменение перегре-

ва пара по изменениям длины зоны испарения в соответствующих условиях.

Важно помнить, что с позиций регулирования степени заполнения испарителя жидким хладагентом интерес представляют изменения перегрева пара при изменениях расхода дросселируемого хладагента, т. е. по каналу управляющего воздействия. Особенность заключается в том, что установившееся значение расхода определяется в основном тепловой нагрузкой. По нему подбирается пропускная способность регулятора перегрева. Устойчивость же и качество регулирования зависят от упомянутых значений перегрева и расхода, а также от характеристик регулятора и параметров его настройки. Поскольку характеристика регулятора в рабочем диапазоне от нагрузки не зависит, изменение длины испарительного участка следует определять при одинаковом изменении расхода дросселируемой жидкости независимо от тепловой нагрузки испарителя.

Таким образом, при всех нагрузках испарителя надо стремиться к поддержанию минимально возможного перегрева пара. Величину его в настоящее время приходится подбирать экспериментально. Изменения минимального перегрева в зависимости от тепловой нагрузки и температурного режима можно определить путем совместного расчета характеристик жидкостной и паровой зон испарителя. Возможности уменьшения перегрева пара при снижении тепловой нагрузки ограничены из-за ухудшения качества регулирования. Настройку регулятора перегрева пара при разных нагрузках следует проводить на основе характеристик испарителя по каналу управляющего воздействия, которые несложно определить по приведенной методике.

#### Список литературы

1. Ейдеус А. И. Системы и средства автоматизации судовых холодильных установок. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1983.
2. Константинов Л. И., Мельниченко Л. Г. Расчеты холодильных машин и установок. — М.: Агропромиздат, 1991.
3. Профос П. Регулирование паросиловых установок. — М.: Энергия, 1967.
4. Серов Е. П., Корольков Б. П. Динамика парогенераторов. — М.: Энергия, 1972.
5. Теплофизические основы получения искусственного холода. Справочник / Под ред. А. В. Быкова — М.: Пищевая промышленность, 1980.
6. Фетисов Ю. Ю. Автоматизированная система управления ADAP-K00L компании “Данфосс”// Холодильная техника. 2002. № 3.