

Работа испарителей с импульсным регулятором перегрева пара

Канд. техн. наук А. И. ЕЙДЕЮС, канд. техн. наук Ю. Н. СЛАСТИХИН,
М. Ю. НИКИШИН

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота

В. Л. КОШЕЛЕВ

ООО «Рефимпекс»

Electronic PI-regulation systems of evaporators feeding by liquid refrigerant with magnetic drive of valve, which work in pulse width modulation mode of operation, are considered in this article. The relative duration of valve opening dependence of evaporator vapor zone change sizes and vapor superheating is received. This duration defines the change of control action. The type of evaporator transition functions at different actions is presented. The comparative evaluation of different regulators is presented

Технический уровень современного холодильного оборудования во многом определяется степенью внедрения микропроцессорных систем управления. Такие системы позволяют осуществлять комплексную автоматизацию холодильных установок, что приводит к снижению затрат на обслуживание и повышению энергоэффективности [1, 2, 4]. Одной из причин слабого внедрения микропроцессорных систем в отечественную холодильную технику считается дешевизна рабочей силы и электроэнергии [2]. Другой причиной, на наш взгляд, является отсутствие подробной информации о подобных системах. Чтобы хоть в какой-то мере восполнить имеющийся пробел, рассмотрим процессы импульсного регулирования подачи жидкого хладагента и проведем сравнительную оценку регуляторов.

Основу импульсных систем составляют программируемый микроконтроллер (МК), два датчика и расширительный клапан (РК) с электромагнитным приводом (рис. 1, а). Датчик D_1 воспринимает температуру выходящего из испарителя пара t_n , а D_2 — температуру t_0 или давление p_0 кипения [4]. При использовании датчика давления D'_2 производится дополнительное преобразование снимаемого с него сигнала в температуру кипения. По

сигналам от датчиков МК определяет перегрев пара $\delta t = t_n - t_0$, сравнивает его с заданным значением и вырабатывает команды на открытие или закрытие РК. Система работает в импульсном режиме на основе широтно-импульсной модуляции. Суть ее заключается в том, что выходные сигналы МК имеют постоянный период τ , одинаковую величину, но разную продолжительность открытия РК τ_0 (ширину по времени). Длительность τ_0 в каждом периоде зависит от величины рассогласования между заданным и фактическим (измеренным) значениями перегрева пара δt (рис. 1, б, в). Заданный перегрев на рис. 1, б показан пунктирной линией, а фактический — сплошной.

Особенность импульсного регулирования перегрева пара заключается в том, что регулирующее воздействие в виде длительности τ_0 открытого состояния РК всегда направлено на повышение степени заполнения испарителя жидким хладагентом, т. е. на уменьшение перегрева. Увеличение перегрева происходит за счет выкипания хладагента при закрытом РК. Отсюда вытекает, что после снижения перегрева ниже заданного значения импульсная система не может влиять на протекание процесса регулирования. Основное влияние при этом оказывает тепловая нагрузка испарителя. Для повышения функции-

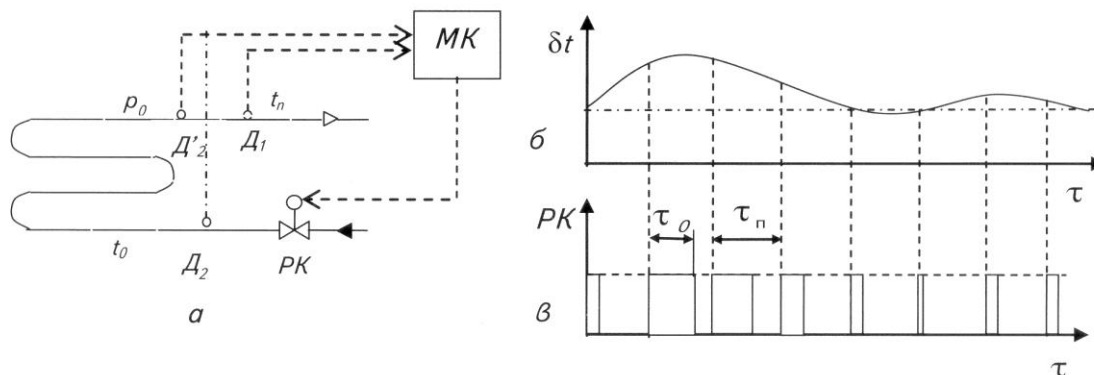


Рис. 1. Импульсная система регулирования: а — схема и состав системы; б, в — принцип действия системы (δt — перегрев, τ — время; РК — сигнал на открытие клапана)

ональных возможностей импульсные системы реализуют пропорционально-интегральный (ПИ) закон регулирования, который описывается уравнением

$$x_p = K_p [\Delta y + (1/T_{\text{и}}) \int \Delta y d\tau], \quad (1)$$

где x_p – регулирующее воздействие;

Δy – рассогласование между заданным и текущим значениями регулируемой величины;

K_p – коэффициент пропорциональности регулятора;

$T_{\text{и}}$ – время интегрирования (изодрома).

После дифференцирования получаем скорость изменения регулирующего воздействия:

$$dx_p/d\tau = K_p d\Delta y/d\tau - K_p \Delta y/T_{\text{и}}. \quad (2)$$

Применительно к регулированию перегрева основным регулирующим воздействием следует считать изменение площади теплопередающей поверхности паровой зоны $F_{\text{п}}$ испарителя, которая уменьшается с увеличением площади жидкостной зоны $F_{\text{ж}}$ и наоборот. Другие воздействия, включая изменение тепловой нагрузки, относятся к возмущающим. Остается показать связь между длительностью открытия РК и площадью поверхности $F_{\text{п}}$ или $F_{\text{ж}}$. С учетом подвижной границы между жидкостной и паровой зонами целесообразно использовать удельные площади наружной $F_{\text{п}}$ или внутренней $F_{\text{вн}}$ поверхности, приходящиеся на единицу длины труб испарителя l , по которым параллельным потоком перемещается хладагент:

$$f_{\text{п}} = F_{\text{п}}/l; f_{\text{вн}} = F_{\text{вн}}/l.$$

Полагая, что жидкостная зона во всех трубах параллельного потока имеет одинаковую длину $l_{\text{ж}}$, получим

$$F_{\text{в.ж}} = f_{\text{в.ж}} l_{\text{ж}}; F_{\text{п.ж}} = f_{\text{п.ж}} l_{\text{ж}}. \quad (3)$$

Внутренний объем труб жидкостной зоны выразим через площадь $S_{\text{в}}$ проходного сечения труб $V_{\text{ж}} = S_{\text{в}} l_{\text{ж}}$. Используя среднюю по ходу движения плотность кипящего хладагента $\rho_{\text{ж}}$, массу хладагента в жидкостной зоне $m_{\text{ж}}$ представим в виде

$$m_{\text{ж}} = V_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} = S_{\text{в}} l_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}}. \quad (4)$$

Из выражений (3) и (4) видно, что между площадью теплопередающей поверхности жидкостной или паровой зон и массой хладагента $m_{\text{ж}}$ имеется однозначная связь. Следовательно, по изменениям массы $m_{\text{ж}}$ можно судить об изменениях теплопередающих поверхностей обеих зон испарителя. Изменение массы хладагента в жидкостной зоне при импульсном режиме работы РК определяется по уравнению материального баланса

$$dm_{\text{ж}}/d\tau = G_{\text{ж}} \bar{\tau} - G_{\text{п}}, \quad (5)$$

где $G_{\text{ж}}$ – массовый расход поступающего через открытый РК хладагента;

$\bar{\tau}$ – относительная длительность открытия РК в периоде, $\bar{\tau} = \tau_{\text{от}}/\tau_{\text{п}}$;

$G_{\text{п}}$ – массовый расход образующегося пара.

С учетом сказанного выше скорость изменения размеров паровой зоны, т. е. регулирующего воздействия, можно записать в виде

$$dF_{\text{п}}/d\tau = A (G_{\text{ж}} \bar{\tau} - G_{\text{п}}). \quad (6)$$

Множитель A учитывает конструкцию испарителя и режим его работы, так как плотность кипящего хладагента сложным образом зависит от целого ряда факторов. Если использовать среднюю плотность $\rho_{\text{ж}}$, то мно-

житель $A = -f_{\text{п}}/(S_{\text{в}} \rho_{\text{ж}})$. Знак «минус» свидетельствует об уменьшении площади $F_{\text{п}}$ с увеличением длительности τ и наоборот. Как видим, скорость изменения регулирующего воздействия для данного испарителя пропорциональна относительной длительности $\bar{\tau}$ открытия РК. С учетом уравнения (2) можно записать

$$\bar{\tau} = K_p (d\Delta\delta\tau/d\tau + K_p \Delta\delta\tau/T_{\text{и}}). \quad (7)$$

Таким образом, для реализации ПИ-регулирования МК вычисляет длительность открытого состояния РК в каждом периоде с учетом как величины, так и скорости отклонения перегрева $\Delta\delta\tau$ от заданного значения. Даже при нулевом рассогласовании могут поступать сигналы на открытие РК, если перегрев быстро увеличивается. С другой стороны, при быстром снижении перегрева команды на открытие РК перестают поступать при значениях перегрева, несколько превышающих заданное.

Подбор и настройка регуляторов перегрева производится с учетом характеристик конкретного испарителя. В импульсных регуляторах перегрева имеется возможность изменения значений заданного перегрева, коэффициента пропорциональности K_p и времени изодрома $T_{\text{и}}$. Это позволяет обеспечить хорошее качество регулирования в широком диапазоне режимов работы испарителя. Тем не менее пропускную способность РК приходится подбирать так же тщательно, как и производительность ТРВ. Кроме того, встает вопрос о рациональной длительности периода импульсов $\tau_{\text{п}}$. При завышенных его значениях регулятор не успевает реагировать на быстрые изменения перегрева. Если период $\tau_{\text{п}}$ занижен, то РК срабатывает слишком часто, из-за чего понижается его безотказность.

Характерной чертой импульсной системы регулирования является отсутствие равновесного состояния, что затрудняет получение характеристик испарителя, необходимых для определения параметров настройки регулятора и исследования влияния различных факторов на переходные процессы. Попытаемся проследить протекание переходного процесса в испарителе.

Если предположить, что давление кипения p_0 поддерживается неизменным, а удельная тепловая нагрузка постоянная по длине труб испарителя, то переходные функции зоны кипения при ступенчатом приращении расхода дросселируемого хладагента ΔG будут иметь вид, показанный на рис. 2,а. Они указывают на экспоненциальный характер изменения приращений длины жидкостной зоны $\Delta l_{\text{ж}}$ и расхода образующегося пара $\Delta G_{\text{п}}$. Длительность переходного процесса $T_{\text{п}}$ определяется временем испарения дополнительно поступающих частиц жидкости [3, 5]. Расход пара $\Delta G_{\text{п}}$ вначале изменяется ступенчато на небольшую величину, а затем плавно достигает расхода дросселируемой жидкости.

Ступенчатое увеличение расхода дросселируемой жидкости ΔG (см. рис. 2,а) вызывает изменение как длины испарительного участка $\Delta l_{\text{ж}}$, так и расхода пара $\Delta G_{\text{п}}$. Обе эти величины изменяются неступенчато и на неодинаковую величину. Отсюда ясно, что изменение перегрева пара имеет весьма сложный характер. Переходный процесс завершается после наступления равновесия в жид-

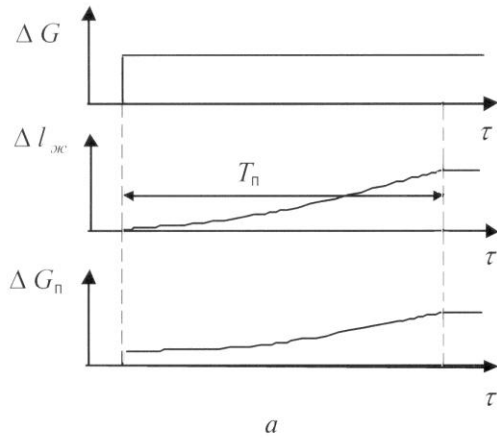
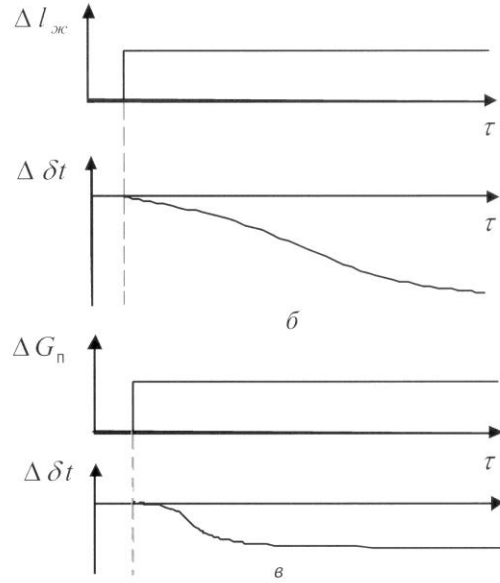


Рис. 2. Переходные функции испарителя:
 а – при ступенчатом приращении ΔG_n ; б – при ступенчатом увеличении $\Delta l_{жс}$; в – при ступенчатом увеличении ΔG_n



костной и паровой зонах испарителя. Построить кривую изменения перегрева пара как реакцию на изменение расхода дросселируемой жидкости пока не представляется возможным ввиду сложности протекающих процессов и отсутствия расчетной модели.

Изменение параметров жидкостной зоны сложным образом влияет на поведение паровой зоны в переходном процессе.

Ступенчатое увеличение длины жидкостной зоны $\Delta l_{жс}$ вызывает плавное уменьшение перегрева пара $\Delta \delta t$ по зависимости инерционного многоемкостного объекта (рис. 2, б). Увеличение же расхода пара ΔG_n приводит к одновременному росту коэффициента теплоотдачи α_n от пара к стенкам труб и полной теплоемкости пара $G_n c_n$. Рост коэффициента теплоотдачи и вызванный этим рост коэффициента теплопередачи K_n способствуют увеличению перегрева пара, т.е. приближают температуру пара к более высокой температуре стенок труб. При росте произведения $G_n c_n$ происходит, наоборот, уменьшение перегрева пара. Поскольку коэффициент теплоотдачи α_n является лишь составной частью коэффициента теплопередачи K_n , преобладающим оказывается некоторое уменьшение перегрева, как показано на рис. 2, в.

Предельные значения изменения параметров испарителя, к которым они стремятся в конце переходного процесса, можно найти по статическим характеристикам испарителя. Возьмем для примера секцию ребристого воздухоохладителя морозильного аппарата ЛВН 31,5. Она содержит 31 горизонтальный змеевик, в каждом из которых хладагент совершает 13 ходов навстречу потоку воздуха. Длина пластинчато-ребренной части труб одного хода составляет 2,1 м, т.е. каждый змеевик имеет длину ребренной части, равную $2,1 \times 13 = 27,3$ м. В качестве номинального принимаем режим работы с параметрами: $t_0 = -43$ °С; $Q_0 = 49150$ Вт; толщина снеговой шубы $\delta_{ш} = 1$ мм; число рядов труб паровой зоны 3, а жидкостной – 10. Отсюда дли-

на труб паровой зоны $l_n = 2,1 \times 3 = 6,3$ м. В результате теплового и гидромеханического расчетов получено: расход воздуха $G_b = 8,27$ кг/с; средняя температура воздуха $t_b = -34,34$ °С; расход хладагента $G_{ж} = 0,315$ кг/с (при температуре его перед регулирующим клапаном $t_{ж} = 25$ °С).

Без большой погрешности можно считать, что тепловой поток равномерно распределен по длине труб змеевиков. При этом теплота, поступающая через стенки труб, расходуется на испарение жидкости. Длину испарительного участка $l_{ж}$ на основе теплового баланса можно найти из уравнения

$$l_{ж} \Pi q_F = G(i'' - i_{ж}), \quad (8)$$

где Π – внутренний периметр труб;

q_F – удельный тепловой поток, отнесенный к внутренней поверхности труб;

G – расход хладагента;

$i_{ж}, i''$ – энтальпии хладагента на входе и выходе из испарительного участка.

Из уравнения (8) получаем выражение для определения приращения длины жидкостной зоны $\Delta l_{ж}$ в новом установившемся режиме, наступающем после изменения расхода дросселируемой жидкости:

$$\Delta l_{ж} = \Delta G(i'' - i_{ж}) / (\Pi q_F). \quad (9)$$

Применительно к рассматриваемому режиму получаем, что увеличение расхода $\Delta G = 0,1 G$ вызывает удлинение испарительного участка на 2,1 м. Для оценки влияния на перегрев пара взаимосвязанного увеличения расхода образующегося пара и сокращения длины труб паровой зоны целесообразно воспользоваться приближенной формулой:

$$\delta t = (t_{вн} - t_0) \{1 - \exp[-K_n F_n / (G_n c_n)]\}, \quad (10)$$

где $t_{вн}$ – средняя температура воздуха в паровой зоне;

K_n – коэффициент теплопередачи труб паровой зоны;

$G_n = G_{ж}$;

c_n – среднее значение удельной теплоемкости перегретого пара.

Из (12) вытекает, что с ростом произведения $K_n F_n$ перегрев увеличивается, а рост произведения $G_n c_n$ вызывает уменьшение перегрева. В исходном режиме $K_n = 5,836 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $F_n = 100,9 \text{ м}^2$; $G_n = 0,315 \text{ кг}/\text{с}$; $c_n = 616,8 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $\delta t = 11,46 \text{ }^\circ\text{С}$. В новом установившемся режиме $K_n = 6,137 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $F_n = 67,2 \text{ м}^2$; $G_n = 0,346 \text{ кг}/\text{с}$; $c_n = 614,8 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $\delta t = 8,03$. Получается, что при увеличении расхода дросселируемого хладагента на 10 % длина труб паровой зоны уменьшилась на 1/3, а перегрев пара снизился на 3,43 $^\circ\text{С}$, что составляет 29,9 %. При меньшей площади поверхности паровой зоны такое же изменение расхода ΔG вызывает более существенное изменение перегрева пара. Это обусловлено нелинейной зависимостью перегрева от размеров паровой зоны, [3]. Если удлинение жидкостной зоны $\Delta l_{\text{ж}}$ превышает длину паровой зоны l_n , то наступает влажный ход. Опасность такая существует при завышенной длительности периода импульсов τ_n и резком увеличении тепловой нагрузки испарителя.

Теперь вернемся к сравнительной оценке регуляторов подачи жидкого хладагента. Наиболее простыми из них являются *капиллярные трубки*, которые не имеют никаких органов настройки, но могут применяться в реверсивных холодильных машинах (ХМ), используемых для охлаждения и обогрева. *ТРВ* обладают высокой степенью совершенства, но создают статическую погрешность регулирования и малоприспособны для реверсивных ХМ. *Импульсные регуляторы* реализуют ПИ-закон, могут применяться в реверсивных ХМ, но не обеспечивают установившегося режима работы испарителя и создают пред-

посылки для гидроударов в жидкостном трубопроводе. Более совершенными являются *электронные регулирующие вентили*, шток которых перемещает шаговый двигатель по командам микроконтроллера. Общими недостатками *цифровых регуляторов* остаются высокая стоимость, малый опыт эксплуатации и отсутствие четких рекомендаций по их настройке в зависимости от условий работы. К достоинствам цифровых регуляторов относятся: наличие органов настройки качества регулирования; применимость в реверсивных ХМ; возможность использования одного и того же клапана с электроприводом в нескольких контурах регулирования и управления, что позволяет создавать систему комплексной автоматизации с оптимизацией режимов работы ХМ.

Список литературы

1. *Горохов С.* Новые контроллеры перегрева ALCO CONTROLS для прецизионного управления перегревом и повышения эффективности систем охлаждения // Холодильная техника. 2007. № 6.
2. *Жемойдо С.В.* Комплексная автоматизация холодильных установок с применением компьютерных мониторинговых систем // Холодильная техника. 2003. № 9.
3. *Сластухин Ю.Н., Ейденюс А.И., Никишин М.Ю.* Регулирование перегрева пара при разных нагрузках испарителя // Вестник МАХ, 2007. Вып. 2.
4. *Фетисов Ю.Ю.* Автоматизированная система управления ADAP-KOOL компании «Данфосс» // Холодильная техника. 2002. № 3.
5. *Чермак И., Петерка В., Заворка И.* Динамика регулируемых систем в теплоэнергетике и химии. — М.: Мир, 1972.