

Automatic Control of the Hybrid Heat Pump for Heating of Multi-Storey Buildings

Șit M.L., Juravliov A.A., Timchenko D.V.

Institute of Power Engineering

Kishinau, Republic of Moldova

Abstract. The work is devoted to control systems for hybrid heat pumps using the heat of return network water and outside air, designed to operate in district heating systems based on CHPP. The aim of the research is to develop control systems for heat pump operating on qualitative, quantitative and quantitative-qualitative heat schedules. The set goal is achieved by introducing two controlled heat exchangers: one of "refrigerant-water" type, installed after the evaporator and "refrigerant-air" type, installed after the gas cooler. The most important results are the hydraulic scheme of the heat pump, the control system scheme of gas superheater installed after the evaporator and gas supercooler installed after the gas cooler. The significance of the obtained results consists in obtaining a technical solution, which ensures the operation of the heat pump at different heating schedules. Equations of heat pump apparatuses have been obtained, in which the influence of flow rate and temperature of the working body on the heat pump operating mode is emphasized. The obtained heat balance equations allowed obtaining structures of automatic control systems for heat exchange apparatuses, compressors and controlling valves of the hybrid heat pump. The developed scheme of the heat pump air duct allowed using a minimum of heat of return network water in the heat pump. It has been established that the scheme of this automatic control system should include a functional converter linking the temperature of the outside air and the coordinates of the working body state at the outlet of the gas subcooler.

Keywords: carbon dioxide heat pump, district heating, automatic control.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2022.2-54.07>

UDC: 697.34; 621.577.42

Controlul automat al unei pompe de căldură hibride pentru încălzirea clădirilor cu mai multe etaje

Șit M.L., Juravleov A.A., Timcenco D.V.

Institutul de Energetică

Chișinău, Republica Moldova

Rezumat. Lucrarea este dedicată sistemelor de comandă pentru pompele de căldură hibride care utilizează căldura apei de încălzire de retur și a aerului exterior, concepute pentru a funcționa în sistemele de încălzire urbană bazate pe CET. Scopul cercetării este de a dezvolta sisteme de comandă ale pompelor de căldură care funcționează pe baza unor legi de reglare a regimului termic calitative, cantitative și cantitative-calitative. Obiectivul stabilit este atins prin introducerea a două schimbătoare de căldură comandate: unul de tip "apă-agent frigorific", instalat după evaporator și celălalt de tip "aer-agent frigorific", instalat după răcitorul de gaz. Cele mai importante rezultate sunt schema hidraulică a pompei de căldură, sistemul de control al supraîncălzitorului de gaz după evaporator și al supraîncălzitorului de gaz după răcitorul de gaz. Semnificația rezultatelor obținute constă în obținerea unei soluții tehnice care asigură funcționarea pompei de căldură la diferite programe de încălzire. S-au obținut ecuații ale aparatelor pompei de căldură, în care se accentuează influența debitului și a temperaturii corpului de lucru asupra unui mod de funcționare a pompei de căldură. Ecuațiile de echilibru termic obținute au permis elaborarea structurilor sistemelor de reglare automată ale aparatelor de schimb de căldură, ale compresoarelor și ale supapelor de reglare a pompei de căldură hibride. Schema dezvoltată pentru conducta de aer a pompei de căldură a permis utilizarea unui minim de căldură din apa de retur a rețelei de termoficare în pompa de căldură.

Cuvinte-cheie: pompa de căldură cu dioxid de carbon, încălzire, sistem de comandă al pompei de căldură.

Автоматическое управление гибридным тепловым насосом для отопления многоэтажных зданий

Шит М.Л., Журавлев А.А., Тимченко Д.В.

Институт энергетики, Кишинев, Республика Молдова

Аннотация. Работа посвящена системам управления гибридными тепловыми насосами, использующими теплоту обратной сетевой воды и наружного воздуха, предназначенными для работы в системах централизованного теплоснабжения на базе ТЭЦ. Целью исследования является разработка систем управления тепловым насосом, работающего по качественному, количественному и количественно-

качественному тепловых графикам. Поставленная цель достигается за счет введения двух управляемых теплообменников: одного типа «вода-хладагент», установленного после испарителя, и «воздух - хладагент», установленного после газоохладителя. Наиболее существенными результатами являются гидравлическая схема теплового насоса, схема системы управления перегревателем газа после испарителя и схема системы управления переохладителем газа после газоохладителя. Значимость полученных результатов состоит в получении технического решения, которое обеспечивает работу теплового насоса при различных отопительных графиках. Получены уравнения аппаратов теплового насоса, в которых акцентировано влияние расхода и температуры рабочего тела на режим работы теплового насоса. Полученные уравнения теплового баланса позволили разработать структуры систем автоматического регулирования теплообменными аппаратами, компрессорами и регулирующими клапанами гибридного теплового насоса. Разработанная схема воздушного тракта теплового насоса позволяет использовать минимум теплоты обратной сетевой воды в тепловом насосе. Установлено, что в схему этой САР должен быть включен функциональный преобразователь, связывающий температуру наружного воздуха и координаты состояния рабочего тела на выходе переохладителя газа. Разработана структурная схема регулирования режима теплового насоса посредством включения после газоохладителя и первичного контура внутреннего теплообменника, так называемого, балансирующего теплообменника. Режим работы этого теплообменника выбирается из условия обеспечения режима работы регулирующего клапана теплового насоса только на однофазной среде. Разработана структурная схема системы автоматического регулирования значения величины перепада энтальпий на этом теплообменнике.

Ключевые слова: тепловой насос на диоксиде углерода, отопление, система управления тепловым насосом, термодинамический цикл.

Условные обозначения

Обозначение	Наименование	Обозначение	Наименование
\dot{m}_K	Массовая производительность компрессора, кг/с	V_K	Объем вытеснения (перемещения) компрессора, м ³
n_K	Скорость вращения компрессора, об/с	γ_K	Удельный объем пара на входе в компрессор, м ³ /кг
η_K	Объемная эффективность компрессора	c_p	Удельная теплоемкость трубки
ρ	Плотность материала трубки	x_O	Качество парожидкостной смеси на входе в испаритель
\bar{q}_l	Коэффициент теплоотдачи от двухфазной смеси к стенке трубки	m_{in}	Массовый расход хладагента на входе в испаритель
$\bar{\gamma}$	Среднее паросодержание	h_g	Удельная энтальпия насыщенной газовой фазы
h_l	Удельная энтальпия насыщенной жидкой фазы	k	Показатель изоэнтропы
v_i	Удельный объем газа в точке i	t_a	Температура воздуха внутри отапливаемых помещений
$t_C(t_{ext})$	Температура рабочего тела на выходе компрессора в зависимости от температуры наружного воздуха	f	Частота вращения ротора привода компрессора
*	Значок, определяющий базовые условия	ρ_S	Плотность газа на входе в компрессор
f_f	Массовая доля жидкости в двухфазном потоке	f_g	Массовая доля газа в двухфазном потоке
Δp_f	Падение давления жидкой фазы, МПа	Δp_g	Падение давления газовой фазы, МПа
Υ	Коэффициент расширения	γ_g	Массовая плотность газовой фазы на входе в вентиль, кг/м ³
γ_f	Массовая плотность жидкой фазы на входе в вентиль, кг/м ³	k	Отношение теплоемкостей газа при постоянном давлении и постоянном объеме
x_T	Коэффициент перепада давления (данное значение указывается изготовителем клапана в брошюре о продукте).	F_P	Коэффициент геометрии трубопровода $F_P = 1$, когда условный проход клапана равен условному проходу трубы.

m_h	Массовый расход хладагента	m_a	Массовый расход воздуха
T_{E_OUT}	Температура газа на выходе из испарителя	$T_{A_IN_EV}$	Температура воздуха на входе в испаритель
p_E	Давление хладагента в испарителе	T_E	Температура хладагента в испарителе

ВВЕДЕНИЕ

Проблемы управления тепловыми насосами для отопления зданий использующих воздух в качестве источника низкопотенциальной теплоты (НПТ), проблемы управления комбинированными тепловыми насосами, использующими теплоту воздуха и теплоту солнечных коллекторов и другие, исследовались в [1-4]. В нашей статье рассматриваются гибридные тепловые насосы, использующие НПТ обратной сетевой воды системы теплоснабжения и окружающего воздуха (публикации авторов в данном журнала за 2020 год).

Цель исследований, проводимых в данной работе: разработка схемных технических решений систем управления гибридными тепловыми насосами (ГТН), предназначенными для работы при трех законах управления тепловым режимом зданий: качественных, количественных и качественно-количественных.

Поставленную цель планируется достичь за счет разработки математического описания теплового насоса (ТН), предназначенного для реализации поставленных решений, теоретического анализа структур САУ, моделирования этих структур, их анализа.

МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

В математическом описании теплового насоса, предназначенном для отопления жилых зданий, используются зависимости температуры прямой воды, расхода и температуры прямой воды, называемые температурными графиками [10].

К ГТН предъявляются требования реализации зависимости между температурой хладагента на входе в газоохладитель, расходом хладагента, температурой наружного воздуха и температурой ОСВ. Это требование определяет COP теплового насоса.

$$t_C(t_{ext}) = t_H + t_{01}. \quad (1)$$

$$t_{01} = f(t_a, \varphi(\vec{t}_s)) \quad (2)$$

$\varphi(\vec{t}_s)$ - функция от вектора текущих и расчетных температур сетевой воды [10].

t_H - разность температур между температурой хладагента на выходе компрессора и температурой воды на входе на входе в отопительные приборы. Уравнения (1), (2) определяют температуру воды на входе в отопительные приборы.

Определим уравнение зависимости давления в испарителе в зависимости от давления и температуры рабочего тела на выходе из компрессора. Для этого запишем уравнение изоэнтропы, которая описывает процесс работы компрессора. Уравнение изоэнтропы имеет вид [9]:

$$\frac{p_C}{p_E} = \frac{v_E^k}{v_C^k}, \quad (3)$$

где v_C, v_E , значения удельных объемов рабочего тела на выходе и входе в компрессор, определяются уравнениями состояния рабочего тела теплового насоса. Температура рабочего тела на выходе из компрессора определена из уравнения (1), а температура рабочего тела на входе в компрессор определяется из уравнения (3) и уравнений состояния рабочего тела ТН при давлении p_E и температуре T_E . Давление p_E определяется из условий получения максимального COP ТН и из ограничений на условия функционирования компрессора.

На рис.1 приведена схема подключения здания, снабженного тепловым насосом через теплообменник «вода-воздух», обозначенным на рис.1 поз.4, и установленным в обратном трубопроводе сети теплоснабжения. Наружный воздух подогревается в теплообменнике поз.4, рис.1 и поступает на испаритель теплового насоса НР. В данной схеме теплообменник НEX1 выступает в качестве звена, регулирующего температуру хладагента, поступающего на вход регулирующего клапана теплового насоса, RVP –выполняет роль узла, суммирующего теплоту наружного воздуха и теплоту,

отбираемую от обратной сетевой воды. Подогретый в HEX1 и RVP поступает на испаритель EV теплового насоса. Пусть наружный воздух имеет температуру 0°C, и воздух, подогретый в теплообменнике «вода-воздух», поз.4, рис.2. имеет температуру 20°C. Тогда этот подогретый воздух вызывает испарение CO2 в испарителе, поз.7, при 15°C.

На рис.2 цифрами черного цвета обозначены точки на H-p диаграмме. T.4 – температуру хладагента после переохладителя газа, поз. 4, т.8. определяет режим работы внутреннего теплообменника, поз.2.

Наружный воздух поступает на рекуператор RC, в котором он подогревается воздухом, выходящим из воздушной системы ТН. Подогретый воздух поступает на переохладитель хладагента после газоохладителя, в котором регулируется температура хладагента на выходе этого аппарата. Регулирование производится изменением расхода воздуха, поступающего на этот теплообменник. После переохладителя HEX1 воздух поступает на теплообменник HEX3, в котором он подогревается для подачи на испаритель теплового насоса EV. После испарителя воздух поступает на рекуператор RC. Регулирование режима работы испарителя осуществляется с использованием байпаса (рис.1).

Рассмотрим модели компонентов ТН с позиций того факта, что ТН должен передавать переменную тепловую мощность, и также того факта, что расход и температура на входе ГО переменны.

МОДЕЛЬ РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛАПАНА

Регулирующий клапан при работе на однофазном потоке описывается следующим уравнением [13]:

$$\dot{m}_{EEV} = C_V A_{EEV} \sqrt{\rho_H \cdot \Delta p_{EEV}} \quad (4)$$

$$C_V = 0.02005 \cdot \sqrt{\rho_H} + 0.634 \cdot v_H. \quad (5)$$

При работе на двухфазном потоке [15]

$$C_V = \frac{m_{EEV}}{8.64 \cdot F_P} \sqrt{\frac{f_f}{\Delta p_f \gamma_f} + \frac{f_g}{\Delta p_g \cdot \gamma_g \cdot Y^2}}. \quad (6)$$

$$Y = 1 - x/3F_K x_T, \quad (7)$$

$$F_K = k/1.4 \quad (8)$$

Из рассмотрения уравнений (4-6) становится очевидным, что при проектировании теплового насоса следует исключать работу регулирующего клапана в области двухфазного состояния рабочего тела. Моделям регулирующихся клапанов также посвящены работы [16-19] и многие другие.

МОДЕЛЬ КОМПРЕССОРА

Компрессор и газоохладитель должны удовлетворять уравнению массового баланса хладагента, а также балансу энергии в испарителе. Уравнения статики компрессора в зависимости от изменения частоты питания инвертора имеют вид [13]

$$\dot{m}_K = k_m \cdot V_K^* \cdot \rho_S \cdot \eta_K / \gamma_K \quad (7)$$

Величина η_K определяется типом компрессора и зависит от отношения давлений нагнетания и всасывания.

Так в [13] для k_m предлагается формула

$$k_m = c_1 + c_2 (f/f^*) + c_2 (f/f^*)^2 \quad (8)$$

Когда изменяется расход хладагента, то потери давления увеличиваются и коэффициент дросселирования η_K уменьшается по отношению к увеличению скорости вращения компрессора [13]. Различным моделям компрессоров посвящены также работы [20-22] и многие другие.

Очевидно, что, изменение производительности компрессора влияет на изменение давления на выходе компрессора, и контур регулирования производительности компрессора должен быть связан с контуром регулирования перепада давлений между входом и выходом компрессора.

МОДЕЛЬ ГАЗООХЛАДИТЕЛЯ

Уравнения газоохладителя при переменном расходе и при переменной температуре хладагента [14,23]:

- со стороны хладагента (многозонная модель)

$$Q = \sum_{j=1}^N m_h (h_{j,in} - h_{j,out}) = \dots \sum_{j=1}^N \alpha_{h,j} F_{h,j} (t_{h,j} - t_{w,j}) \quad (9)$$

- со стороны воды (нагрузки)

$$Q_a = m_a (h_{a,in} - h_{a,out}) = \alpha_a F_a (t_{a,out} - t_{a,in}) \quad (10)$$

- уравнение баланса энергии

$$Q_r = Q_a. \quad (11)$$

Уравнения статики испарителя при переменном расходе и температуре испарения

МОДЕЛЬ ИСПАРИТЕЛЯ

$$G_{RG} \cdot (h_{OUT} - h_{IN}) = G_A \cdot c_A (t_{IN} - t_{OUT}) \quad (12)$$

Из рассмотрения уравнения статики очевидно, что для регулирования режима работы испарителя при небольших отклонениях от установившегося режима необходимо поддерживать постоянным соотношение расходов теплоносителей.

При значительных отклонениях мощности испарителя от заданной и при постоянных температурах на краях испарителя становится необходимым регулировать также и площадь поверхности теплообмена испарителя в соответствии с уравнением

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t \quad (13)$$

Такая ситуация возникает, когда при повышении мощности испарителя (при отоплении в зимнее время необходимо максимизировать COP).

В качестве базовой принята динамическая модель испарителя, приведенная в [5,6]. Нами выбран испаритель вертикального типа, где поток хладагента рассматривается как одномерный и передача теплоты вдоль оси потока пренебрежимо мала. Динамика изменения уровня хладагента описывается уравнением

$$(c_p \rho A)_e \frac{dT_W}{dt} = \pi D_o \alpha_o (T_A - T_W) - \dots \dots \pi D_i \alpha_i (T_W - T_E) \quad (14)$$

где: $h_{1g} = h_g - h_l$; тепловой поток на единицу длины трубки испарителя.

Можно рассматривать τ , в качестве времени, необходимого для испарения жидкости в двухфазной области. Входной

массовый расход газовой фракции на входе в испаритель будет равен $m_{in} x_0$, а массовый расход газовой фракции на выходе будет равен m_{out} – в случае перегрева газа.

Расход газа, полученного из жидкой фазы в процессе ее испарения в двухфазной области, будет равен q/h_{1g} . Поэтому, при допущении, что объем жидкой фазы намного меньше объема газовой фазы, получим уравнение баланса газовой фазы в испарителе:

$$\frac{dM_V}{dt} = V \frac{d\rho_g(T_e)}{dT_e} \frac{dT_e}{dt} = m_{in} x_0 + \frac{q}{h_{1g}} - m_{out}, \quad (15)$$

В уравнении (3) предполагается, что объем части испарителя, занимаемой паром, намного больше, чем объем жидкости, где

$$k = \frac{d\rho_g(T_e)}{dT_e}. \quad (16)$$

Авторами [5] показано, что уравнение (3) может быть переписано в виде (4):

$$\frac{dT_e}{dt} = \frac{\pi D_i \alpha_i l (T_w - T_e) + \frac{x_0}{k} \dot{m}_{in} - \frac{1}{k} m_{out}}{k h_{1g}}, \quad (17)$$

Из вышеизложенного следует, что в САУ ТН необходимо ввести регулируемый электропривод компрессора, регулируемый перегреватель газа после испарителя, регулируемый расходом наружного воздуха переохладитель хладагента после газоохладителя, регулируемый привод вентилятора обдува теплообменника в трубопроводе обратной сетевой воды.

Расход воздуха, подаваемого на испаритель G_{A_EV} , вычисляется с использованием следующей формулы:

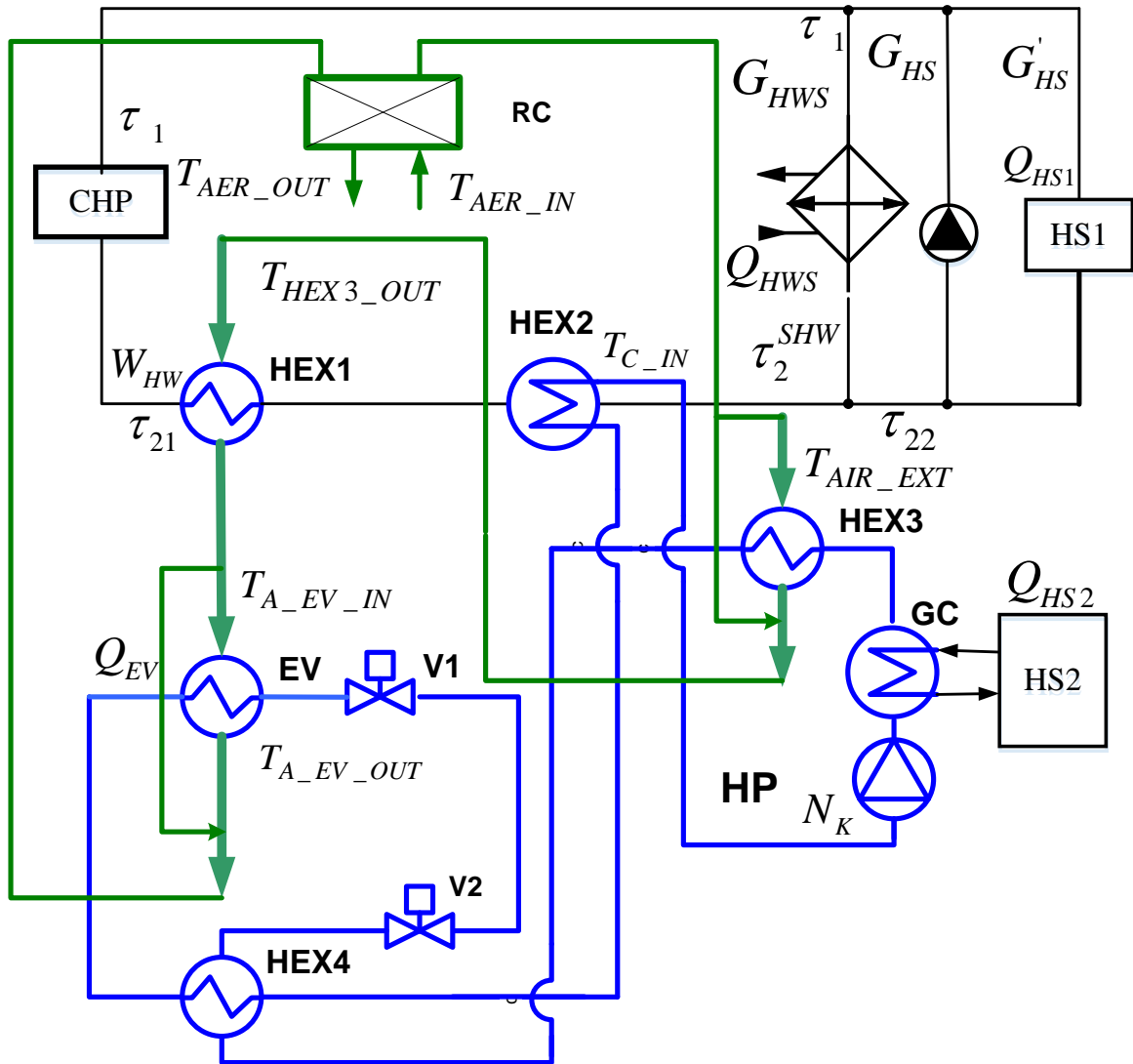
$$G_{A_EV} c_A (T_{A_EV_IN} - T_{A_EV_OUT}) = G_{CO2} (h_1 - h_2) \quad (18)$$

Расход воды, подаваемой на теплообменник HEX2, определяется из условий:

$$G_{W_HEX2} (t_{WOUT_HEX2} - t_{WIN_HEX2}) = \dots \dots G_H (h_{OUT_HEX2} - h_{IN_HEX2}) \quad (19)$$

Требования к теплообменнику перегрева хладагента HEX2 следующие: обеспечить температуру хладагента, необходимую для получения заданной температуры газа после компрессора в соответствии с заданной температурой на входе в газоохладитель. Управлением для этой температуры является расход ОСВ, и осуществляется в статике по формуле (19).

В этом уравнении возмущением процесса регулирования температуры хладагента на выходе теплообменника HEX2 является температура воды на входе в теплообменник HEX2. Это возмущение компенсируется за счет изменения расхода воды через этот теплообменник.



HS1- существующая система теплоснабжения зданий, HS2- система теплоснабжения нового здания, HP- тепловой насос; HEX1 - теплообменник отбора теплоты от обратного трубопровода системы теплоснабжения, CHP- ТЭЦ, Q_{HWS} – система ГВС здания, HEX2-теплообменник «вода-хладагент» для регулирования перегрева газа за испарителем EV, EV- испаритель, HEX3- переохладитель хладагента после газоохладителя, GC-газоохладитель, HEX4- внутренний теплообменник, RC-рекуператор.

Рис1. Схема включения теплового насоса в систему теплоснабжения с ТЭЦ.

HS1- heating system of the existing building, HS2- heating system of the new building, HP- heat pump; HEX1 - heat exchanger for heat extraction from the return pipe water-refrigerant» for control of the gas superheat behind the evaporator EV, EV- evaporator, HEX3- refrigerant's supercooler after gas cooler, GC-gas cooler, HEX4- internal heat exchanger, RC- recuperative heat exchanger.

Fig.1. Schematic of proposed design of including of heat pump in district heating system based on CHPP.

Задание САР температуры на выходе этого теплообменника вычисляется по формулам, реализующим решение уравнений Шпана-Вагнера (Span-Wagner) состояния диоксида углерода для вычисленной по уравнению (1) плотности газа и при заданном давлении испарителя. Структурная схема САУ имеет следующий вид (рис.2.). На этом рисунке буквой N обозначен блок, решающий уравнение состояния диоксида углерода Шпана-Вагнера и строящий изоэнтропы. Алгоритм работы блока следующий. Вначале задаются уравнением, связывающим координаты точек, характеризующих давления и температуры газа после компрессора в зависимости от уравнений температурного графика системы теплоснабжения

$$\begin{aligned} T_{GC_IN}(i) &= t_1(f(t_{EXT}(i)) + dt_1) \\ T_{GC_OUT} &= t_2(\varphi(t_{EXT}(i)) + dt_2) \end{aligned} \quad (20)$$

и вычисляем энтропии $s(T_{GC_IN}, p_{IN})$, $s(T_{GC_OUT}, p_{OUT})$ в этих точках по формулам (1-3) уравнениям состояния хладагента, используемым для вычисления температуры хладагента в зависимости от его плотности при заданном давлении. Затем задавшись давлением хладагента после компрессора поисковым методом находят искомую точку при заданном давлении на входе компрессора.

При работе ТНУ в составе системы теплоснабжения с количественным (и качественно-количественным) законом регулирования теплового режима отапливаемых зданий, расход хладагента пропорционален расходу прямой сетевой воды через газоохладитель (ГО). Стабилизация температурного режима ГО осуществляется также, как и при качественном температурном графике, с помощью теплообменника HEX2 (рис.1).

Компенсация возмущений по температуре обратной сетевой воды системы теплоснабжения на работу переохладителя хладагента HEX3 (рис.1) осуществляется посредством регулирования длины теплообменника HEX3.

Работа испарителя при количественном законе регулирования отпуска теплоты характеризуется переменным расходом хладагента через испаритель.

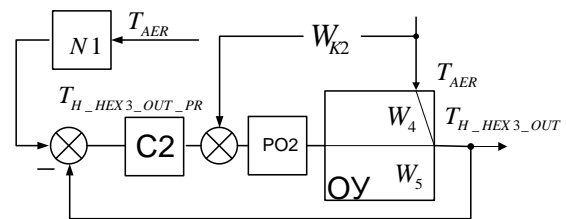
РАБОТА РЕГУЛЯТОРА ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА ОТАПЛИВАЕМОГО ЗДАНИЯ

Работа ТН с системой теплоснабжения с количественным законом регулирования отпуска теплоты состоит в том, что выбор координат точки давления всасывания компрессора осуществляется на этапе проектирования и определяется требуемой температурой газа на входе газоохладителя и давлением после внутреннего теплообменника (практически, давлением испарителя). Отклонения температуры хладагента на входе испарителя компенсируются изменением расхода обратной сетевой воды по уравнению статики для первичного контура теплообменника HEX3:

$$\begin{aligned} G_W(t_{AOUT_HEX3} - t_{AIN_HEX3}) &= \dots \\ \dots G_{HEX3}(h_{OUT_HEX3} - h_{IN_HEX3}) \end{aligned} \quad (21)$$

Выходной величиной для САР теплообменника HEX3 является температура (энтальпия) хладагента на выходе теплообменника. Заданное значение энтальпии на выходе теплообменника определяется из условия работы регулирующего вентиля на однофазной среде.

Для случая качественного и количественного законов регулирования теплового режима здания задача усложняется, так как температура рабочего тела на выходе компрессора должна существенно зависеть от температуры наружного воздуха (реализация отопительного температурного графика).



C2- регулятор, PO2- регулирующий орган, W_4, W_5, W_{K2} – передаточные функции, ОУ-объект управления.

Рис.2. Структурная схема САУ переохладителем газа после газоохладителя.

C2- Controller, PO2- control valve, W_4, W_5, W_{K2} – transfer functions, ОУ- controlled object.

Fig.2. Block diagram of the ACS of the gas subcooler after the gas cooler.

Регулирование значения температуры хладагента после переохладителя газа (ПГ)

обеспечивается за счет: регулирования расхода воздуха через него (рис.1).

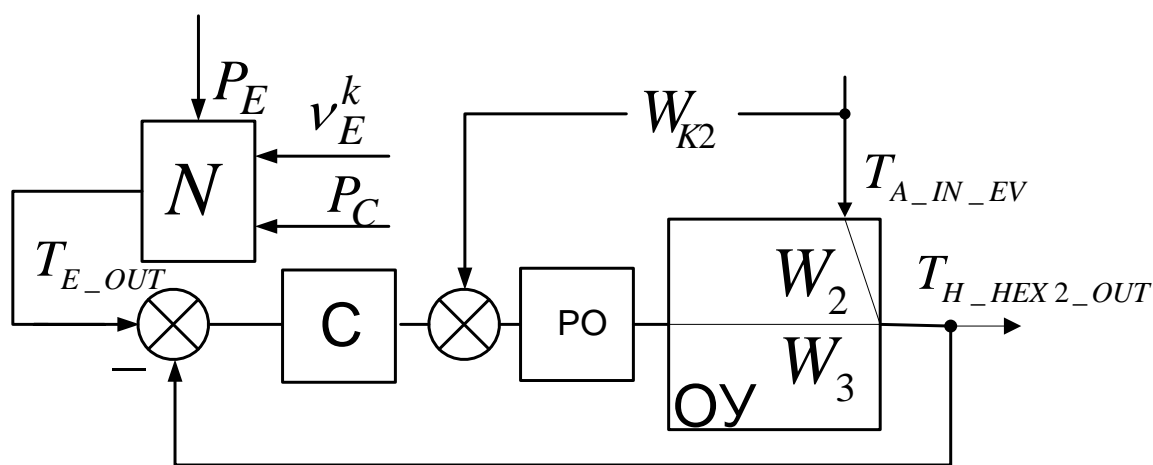
$$h_{H_HEX3_OUT} = G_{AF} \frac{T_{aer_out4} - T_{AER}}{G_{CO2}} + h_{H_HEX2_IN} \quad (22)$$

G_{AF} – расход воздуха через теплообменник HEX3. Уравнение (22) описывает статику управления значением величины энтальпии на выходе HEX3.

Для этого случая в регулятор включается блок решения уравнений Шпана-Вагнера (Span-Wagner) состояния диоксида углерода

(N1). Последовательность вычислений требуемого значения температуры рабочего тела (РТ) после ПГ следующая:

- 1) вычисляется значение энтальпии РТ с использованием уравнений Шпана-Вагнера для точки с координатами P_E, T_E ;
- 2) определение энтальпии газа при давлении P_C из условия изэнтальпийного процесса работы регулирующего клапана;
- 3) вычисление температуры РТ рабочего тела на выходе ПГ с использованием уравнений Шпана – Вагнера.



1. ОУ-объект управления, 2- PO-регулирующий орган, 3- C-контроллер.

Рис.3. Структурная схема САУ режима работы подогревателя газа, установленного после испарителя.

2. ОУ-controlled object, 2- PO-control valve, 3- C-controller.

Fig.3. Block diagram of the ACS of the gas preheater operation mode installed after the evaporator.

Управление режимом работы газоохладителя GC (рис.1) осуществляется в соответствии с тем правилом, что количество теплоты, отдаваемое газоохладителем должно соответствовать количеству теплоты, потребляемой системой отопления здания согласно температурному графику с учетом потерь. Так как, при качественном режиме работы расход ОСВ и, следовательно, хладагента, – постоянные величины, то тепловой режим газоохладителя необходимо регулировать путем изменения площади теплоотдачи ГО. Температурный режим работы теплообменника HEX3 регулируется путем байпасирования (обводная линия зеленого цвета вокруг теплообменника).

Критерием качества работы теплового четырехполюсника является обеспечение передачи расчетной, по условию реализации температурного графика, тепловой мощности в нагрузку.

Для системы управления режимом работы газоохладителя возмущениями являются: отклонения значений величин температуры обратной сетевой воды от значений наружной температуры воздуха, температуры газа после компрессора. Рекуператор должен быть спроектирован из условия пропуска через себя тепловой мощности, равной максимально мощности испарителя при расчетной температуре наружного воздуха.

Поскольку T_{AER} для рассматриваемой задачи является задающей величиной, определяющей все параметры цикла, то необходимо

корректировать коэффициент усиления регулятора С2 с учетом уравнения статики (2). В качестве динамической модели, связывающей расход воздуха и температуру хладагента на выходе теплообменника, поз.4, применим описанную в [22]

$$W_{T4-G} = \frac{k_1}{a_1 p^2 + a_2 p + a_3} \quad (7)$$

Для стабилизации режима работы испарителя при данной температуре наружного воздуха необходимо обеспечить при заданном расходе воздуха через него соответствующую температуру воздуха путем регулирования расхода сетевой воды через теплообменник поз.11.

Структурная схема САУ режимом работы испарителя может иметь вид каскадной системы автоматического регулирования, в которой внутренний контур обеспечивает стабилизацию заданной величины температуры воздуха, а наружный контур представляет собой регулятор тепловой мощности воздуха. Во внутреннем контуре температура воздуха стабилизируется за счет изменения расхода через теплообменник 11, например, путем байпасирования расхода сетевой воды вокруг него. Для регулирования тепловой мощности, подаваемой на испаритель необходимо регулировать расход воздуха через него.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В системе управления комбинированным тепловым насосом, использующим теплоту обратной сетевой воды и окружающего воздуха необходимо применять регулируемый теплообменник, установленный после испарителя и управляемый в первичном контуре расходом обратной сетевой воды.

2. Для надежного регулирования режима работы такого теплового насоса необходимо включение в его структуру теплообменника «воздух – хладагент» для охлаждения хладагента выходящего из газоохладителя до температуры, при которой регулирующий клапан теплового насоса будет работать на однофазной среде.

3. Испаритель комбинированного теплового насоса должен иметь регулируемую площадь теплообмена в зависимости от расхода прямой сетевой воды.

4. В регуляторе режима работы теплообменника, установленного после газоохладителя, необходимо предусмотреть вычислительный блок для расчета зависимости заданной температуры хладагента в зависимости от температуры наружного воздуха.

БЛАГОДАРНОСТЬ

Результаты были получены в рамках проекта Госпрограммы с номером 20.80009.7007.18: «Эко-инновационные технические решения по снижению энергопотребления зданий и разработка опций по развитию интеллектуальных сетей с высокой интеграцией ВИЭ в Молдове».

ЛИТЕРАТУРА (REFERENCES)

- [1] Lund H, Werner S., Wiltshire R., Svendsen S., Thorsen J.E., Hvelplund F., et al. 4th Generation District Heating (4GDH): integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems. *Energy* 68(2014) 1-11. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.2.089>.
- [2] Rama M., Wahlroos M. Introduction of new decentralised renewable heat supply in an existing district heating system. *Energy* 154 (2018) 68-79, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.105>
- [3] <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.105>
- [4] Wenyi Wang, Jiatong Jiang, Bin Hu, R.Z. Wang, Mingwen Luo, Guangpeng Zhang, Bo Xiang Performance improvement of air-source heat pump heating system with variable water temperature difference. *Applied Thermal Engineering*, 210(2022), pp.2-9, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118366>
- [5] Tao Cheng, Xiang-Dong He, H. Harry Asada “Nonlinear Observer Design for Two-Phase Flow Heat Exchangers of Air Conditioning Systems”, *Proceedings of the 2004 American Control Conference*, Boston, Massachusetts, Denver, Colorado June 30, - July 2, 2004, p. 1534–1539.
- [6] Xiang-Dong He, H. Harry Asada «A New Feedback Linearization Approach to Advanced Control of Multi-Unit HVAC Systems», *Proceedings of the 2003 American Control Conference*, Denver, Colorado June 4-6, 2003, p. 2311–2316.
- [7] Ommen, T., Markussen, W.B., Elmegaard B. Heat pumps in combined heat and power systems. *Energy* 2014; 76:989–1000. doi:10.1016/j.energy.2014.09.016.
- [8] Elmegaard B., Ommen T., Markussen M.,
- [9] https://www.engineersedge.com/thermodynamics/isentropic_process.htm (accessed 28.04.2022).
- [10] Teplosnabjenie. Uchebnoe posobie dlia studentov vuzov. [Heat supply. Textbook for students]. Moscow, 1980. 408 pp. (in Russian).
- [11] Vinnemeier Ph., Virsum M., Malpiece D., Bove R. Integration of heat pumps into thermal plants

- for creation of large-scale electricity storage capacities. *Applied Energy*, 184(2016), p.506-522.
- [12] Redko A.A., Taradai A.M., Chernokriluk V.V., Esin T.S. Kombinirovannii sistemii teplosnabjennia s vozobnovliaemimi istochnikami tepla. [Parameters of a Heat Supply System at a Lower Temperature Chart], *Energoberejenie, energetika, energoaudit [Energy saving, energetics, energy audit]*. 199(29)2014, p.42-46. <http://eee.khpi.edu.ua/article/view/33556/30109>, accessed 19.08.2021.
- [13] Ogurechnikov L.A. Resursoberegaiuschaia kombinirovannaia sistema teplosnabjennia. [Resources saving combined heat supply system]. https://vodapol.ru/Arts/Resursoberegay-usahaya_sistema.php, accessed 19.08.2021.
- [14] Diener R., Schmidt J. Sizing of Throttling Device for Gas/Liquid Two-Phase Flow. Part 2: Control Valves, Orifices, and Nozzles. *Process Safety Progress* (Vol.24, No.1), March 2005, pp.29-37. DOI 10.1002/prs.10035 (accessed 4 mai 2022).
- [15] <https://instrumentationtools.com/control-valves-basic-theory/Emerson-Fisher>, 2019, (accessed 04.05.2022).
- [16] Pipeline Rules of Thumb Handbook A Manual of Quick, Accurate Solutions to Everyday Pipeline Engineering Problems Book • Eighth Edition • 2014, 7- Control valves, <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-387693-5.00007-3> (accessed 4 mai 2022).
- [17] Chen Yu, Halm N.P., Groll E.C., Braun J.E. Mathematical modeling of scroll compressors—part I: compression process modeling. *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 731–750.
- [18] Salts N., Ziviani D., Groll E.C. Application of a generalized compressor modeling framework for simulating an oil-injected twin-screw compressor. *International Conference on Compressors and their Systems 2019 IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 604 (2019) 01. 2009, IOP Publishing doi:10.1088/1757-899X/604/1/012009 (accessed 4 mai 2022).
- [19] Dutra T., Deschamps C.J. "Development of a Lumped-Parameter Model for Hermetic Reciprocating Compressor with Thermal-Electrical Coupling" (2014). *International Compressor Engineering Conference*. Paper 2322. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/2322> (accessed 4 mai 2022).
- [20] Derevich E.G., Smirnova E.G. Calculating the Parameters of Heat Transfer between Countercurrent Flows with Variable Thermophysical Properties. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, Vol. 36, No. 4, 2002, pp. 341–345.
- [21] Dudnikov E.G. Avtomaticheskoe upravlenie v himicheskoi promishlennosti. [Automatic control in chemical industry]. *Mashinostroenie*, 1987. 368 p.

Сведения об авторах.



Шит Михаил Львович – к.т.н., доцент-исследователь, в.н.с. Область научных интересов: тепловые насосы, автоматическое управление технологическими процессами.
E-mail: mihail_sit@mail.ru



Журавлев Анатолий Александрович – к.т.н., в.н.с. Область научных интересов: микропроцессорные системы управления, промышленная автоматика. E-mail: AZhur5249@mail.ru



Тимченко Дмитрий Викторович – ведущий инженер – программист. Область научных интересов: программирование микропроцессоров.
E-mail: dimmy@bk.ru