

Thermal Four-Pole for Inclusion of Heat Pumps into the Heat Supply System with the CHP

¹Sit M.L., ¹Juravleov A.A., ²Patsiuk V.I., ¹Timchenko D.V.,
³Chernishov P.S., ⁴Lomovtsev P.B.

¹Institute of Power Engineering of Moldova, Kishinau, Republic of Moldova

²Moldovan State University, Kishinau, Republic of Moldova

³Baltic State Technical University VOENMEH, Saint Petersburg, Russian Federation

⁴Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa, Ukraine

Abstract. The work deals with district heating systems based on cogeneration plants and the use of carbon dioxide heat pumps in them. Heat pumps are used in heating systems of buildings and use the heat of outdoor air as a source of low potential heat and, at the same time, the heat of return network water. The aim of the study is to develop the structure of a heat four-pole (HFP) for fitting of heat pumps with district heating system, determine the parameters of a heat exchanger with a variable surface area of the heat exchange installed in the return water line, and analyze one of the schemes of the HFP. The goal to be sought is achieved by solving the following tasks: development of requirements and justification of the HFP scheme, justification of its parameters. The most significant results are developed models of statics and dynamics of heat exchanger in HPF, means of the integration of carbon dioxide heat pumps into heat networks with high temperature schedules. The significance of the results obtained consists in deriving dependencies between the temperature schedule of heating system and HFP parameters, which can be used in the practice of designing a district heating systems with heat pumps. As a result of calculations, equations were obtained for the describing of the relationship between the area of the heat exchanger installed in the return water line, temperature drops at the ends of the heat exchanger, heat power of the heat exchanger.

Keywords: heat exchanger, variable heat transfer surface, control system, mathematic model, heat pump.

DOI: 10.5281/zenodo.4317194

UDC: 697.34; 621.577.42

Cuadripol termic pentru includerea pompelor de căldură în sistemul de alimentare cu căldură de la CET

¹Șit M.L., ¹Juravliov A.A., ²Pațiuc V.I., ¹Timcenko D.V., ³Cernîșov P.S., ⁴Lomovțev P.B.

¹Institutul de Energetică, Chișinău, Republica Moldova

Universitatea de Stat din Moldova, Chișinău, Republica Moldova

³Universitatea Baltică Tehnică de Stat „VOENMEH”, Sankt Petersburg, Federația Rusă

⁴Academia Națională de Tehnologii Alimentare din Odesa, Odesa, Ucraina

Rezumat. În lucrarea se studiază sistemele de încălzire urbană bazate pe CET și utilizării pompelor de căldură pe dioxid de carbon. Pompele de căldură sunt utilizate în sistemele de alimentare cu căldură ale clădirilor și folosesc căldura aerului exterior ca sursă de căldură de potențial termic scăzut (PTS) și, în același timp, căldura apei din rețeaua de retur (RR). Scopul studiului este de a dezvolta structura unei cvadripol termic cu patru porturi (CTPP), de a determina parametrii unui schimbător de căldură cu o suprafață variabilă de schimb de căldură instalat în linia RR. Acest obiectiv este atins prin rezolvarea următoarelor sarcini: dezvoltarea cerințelor și justificarea schemei CTPP, justificarea parametrilor CTPP. Cele mai semnificative rezultate sunt modele de statică și dinamică HE, care fac posibilă construirea pompelor de căldură cu dioxid de carbon în rețelele de încălzire cu un grafic de reglare de regimului termic cu temperatură ridicată. Semnificația rezultatelor obținute constă în obținerea dependențelor dintre graficul de temperatură al RR și parametrii CTPP, care pot fi utilizați în practica. În rezultatele calculelor, s-au obținut ecuații pentru relația dintre aria schimbătorului de căldură instalat în conducta de retur, scăderea temperaturii la capetele schimbătorului de căldură în funcție de graficul de temperatură, puterea de căldură transferată de schimbătorul de căldură (TO) către evaporatorul pompei de căldură cu dioxid de carbon sub modurile de funcționare specificate ale evaporatorului, în funcție de graficul temperaturii.

Cuvinte-cheie: pompă de căldură, schimbător de căldură, suprafață variabilă a schimbului de căldură, sistem de control, model matematic.

Тепловой четырехполюсник для включения тепловых насосов в состав системы теплоснабжения на базе ТЭЦ

¹Шит М.Л., ¹Журавлев А.А., ²Пацюк В.И., ¹Тимченко Д.В., ³Чернышов П.С., ⁴Ломовцев П.Б.

¹Институт энергетики Молдовы, Кишинев, Республика Молдова

²Кишиневский Государственный Университет, Кишинев, Республика Молдова

³Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ», Санкт-Петербург, Российская Федерация

⁴Одесская Национальная Академия пищевых технологий, Одесса, Украина

Аннотация. Работа посвящена системам централизованного теплоснабжения на базе ТЭЦ и использованием в них тепловых насосов на диоксиде углерода. Тепловые насосы использованы в системах теплоснабжения зданий и используют в качестве источника низкопотенциальной теплоты (НПТ) теплоту наружного воздуха, и, одновременно, теплоту обратной сетевой воды (ОСВ). Целью исследования является разработка структуры теплового четырехполюсника (ТЧП), определение параметров теплообменника с переменной площадью поверхности теплообмена, установленного в линии ОСВ. Поставленная цель достигается посредством решения следующих задач: разработка требований и обоснование схемы ТЧП, обоснование параметров ТЧП. Наиболее существенными результатами являются гидравлическая схема ТЧП, модели статики и динамики ТО с ППТО, которые позволяют встраивать тепловые насосы на диоксиде углерода в тепловые сети с высоким температурным графиком. Значимость полученных результатов состоит в получении зависимостей между температурным графиком СО и параметрами ТЧП, которые могут быть использованы в практике проектирования СЦТ с ТНУ. В результате расчетов получены уравнения взаимосвязи между площадью теплообменника, установленного в линии обратной сетевой воды сети теплоснабжения, перепадами температур на концах теплообменника в зависимости от температурного графика, тепловой мощностью, передаваемой теплообменником (ТО) испарителю теплового насоса на диоксиде углерода при заданных режимах работы испарителя в зависимости от температурного графика. В результате решения уравнений динамики прямоточного и противоточного теплообменников при скачкообразном изменении площади поверхности теплообмена у кожухотрубного теплообменника получен вид передаточных функций ТО по каналам температуры нагреваемой воды на выходе и входе – изменение площади теплообмена. Установлено, что теплообменник, как объект управления температурой на выходе в зависимости от изменения площади поверхности теплообмена описывается нелинейной моделью типа Винера.

Ключевые слова: теплообменник, переменная площадь поверхности теплообмена, математическая модель, тепловой насос.

ВВЕДЕНИЕ

В работе рассматривается узел связи испарителя бивалентного теплового насоса (использующего низкопотенциальную теплоту от двух разных типов источников теплоты), на диоксиде углерода (СО₂) с трубопроводом обратной сетевой системы теплоснабжения. Известно, что температура обратной сетевой воды (ОСВ) зависит от многих факторов, таких как температура и расход сетевой воды, режим регулирования отопительной нагрузки, свойства теплового ограждения дома, метеоусловия. Если непосредственно включить испаритель теплового насоса (ТН) для связи трубопровода ОСВ и теплового насоса, то обеспечить режим работы испарителя ТН на СО₂ не удастся. Это происходит из-за того, что существуют определенные требования к значениям величин температуры и расхода воды через испаритель теплового насоса (при различной температуре ОСВ). Эти требования заключаются в том, что

температура теплоносителя на входе в испаритель должна быть выше, чем температура кипения хладагента в испарителе не более чем на 10⁰С. При этом для каждого хладагента существует температура испарителя при которой COP теплового насоса при заданной температуре конденсатора теплового насоса максимален (разумеется для соответствующей конструкции ТН). Для теплового насоса на диоксиде углерода – это диапазон температур от 5⁰С до 20⁰С.

Из-за сложности и повышения стоимости изделия и нерациональности использования одного теплообменника в линии ОСВ, предложено использовать узел, который мы называем тепловым четырехполюсником (ТЧП), согласующим температурный перепад и перепад мощности тепловой испарителя теплового насоса, отбирающего часть низкопотенциальной теплоты из трубопровода обратной сетевой воды. Другими словами, проблема состоит в том, что испаритель теплового насоса на диоксиде

углерода работает при низких положительных температурах (до 40°C) низкопотенциального источника теплоты (НПТ), в то время как температура обратной сетевой воды при температурном графике тепловой сети 110/70 находится в диапазоне 70...40°C. При этом тепловая мощность, передаваемая ОСВ оказывается переменной, определяемой метеоусловиями. Для диапазона наружных температур -16 °С...5 °С отношение необходимых для отбора тепловых мощностей составляет около 3 для условий г. Кишинева. Для оценки новизны работы, отметим, что даже в обзорных публикациях [1...6, 24-26] не упомянуты технические решения по связи ТН теплового насоса (ТН) на диоксиде углерода с трубопроводом ОСВ. Целью исследования является разработка структуры ТЧП, определение параметров теплообменника с переменной площадью поверхности теплообмена, установленного в линии ОСВ, анализ одной из схем системы управления ТЧП. Поставленная цель достигается посредством решения задач разработки требований и обоснования схемы ТЧП, обоснования параметров ТЧП. Наиболее существенными результатами являются модели статики и динамики ТО с ППТО, алгоритмы управления ТЧП, которые позволяют встраивать тепловые насосы на диоксиде углерода в тепловые сети с высоким температурным графиком. Значимость полученных результатов состоит в получении зависимостей между температурным графиком СО и параметрами ТЧП, которые могут быть использованы в практике проектирования СЦТ с ТНУ.

Как показал анализ литературы полученные результаты являются новшеством работы по сравнению с западными состоит в том, что предложенная схема позволяет согласовать между собой источники и потребители теплоты с разными температурами, особенно, при использовании тепловых насосов.

МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Разработка и обоснование структурной схемы ТЧП.

Согласно принятому в электротехнике определению: четырёхполюсник — электрическая цепь, разновидность многополюсника,

имеющая четыре точки подключения. Как правило, две точки являются входом, две другие — выходом. В теплотехнике узел связи между двумя контурами, использующий промежуточный теплоноситель называют промежуточным. Этот узел является четырёхполюсником: имеет вход с двумя точками подключения и выход с двумя точками подключения.

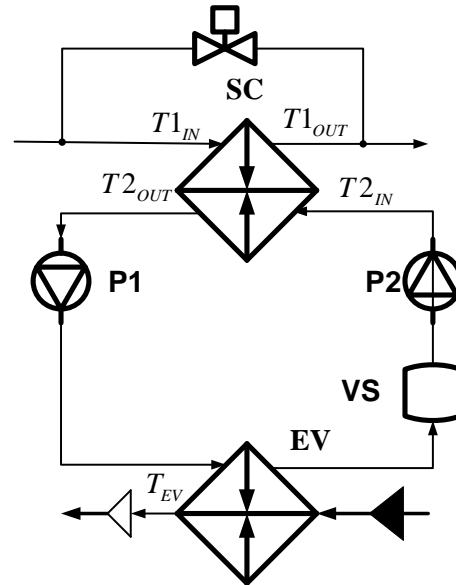


Рис.1. Гидравлическая схема теплового четырехполюсника.¹

Тепловой четырёхполюсник, изображенный на рис.1, включает в себя теплообменник SC, установленный в линии ТОСВ, испаритель теплового насоса EV, два насоса, P1 и P2, промежуточный резервуар VS1. Роль второго резервуара играет теплообменник SC, уровень в котором регулируется в зависимости от передаваемой им тепловой мощности.

Расход воды через теплообменник SC изменяется регулирующим вентиляем CV. Регулирующий вентиль CV необходим для обеспечения регулировки значения величины тепловой нагрузки испарителя в течение сезона работы теплового насоса.

Рассмотрим качественную сторону процесса изменения температуры на выходе нагреваемой среды, например, при скачкообразном снижении уровня жидкости в вертикальном кожухотрубном теплообменнике.

Так, например, сразу после скачка вниз уровня воды в теплообменнике на величину

¹Appendix 1

“s” на выходе канала нагреваемого теплоносителя появляется недогретая (до требуемого значения) жидкость, которая находилась до скачка на расстоянии, "s" от выхода из теплообменника. Затем, происходит изменение температуры жидкости на выходе уже в теплообменнике с новой площадью поверхности теплообмена длиной "L-s". Значение величины изменения температуры определяется конструктивными параметрами теплообменника, значением величины скачка уровня, а инерционность процесса передаточной функцией теплообменника по каналу "T_{1out} - T_{1in}" нового укороченного (в данном случае) теплообменника. При этом на температуру «укороченного» столба жидкости влияет «недоохлажденный» столб греющего теплоносителя.

Объект управления - ТЧП получает управляющий сигнал от испарителя о значении величины температуры испарения и площади поверхности испарителя и температурный перепад от ТОСВ.

При работе теплового насоса при различных температурах наружного воздуха устанавливаются различные значения температур испарителя и расходов хладагента. При этом перепад энтальпий на испарителе получается зависящим от температуры наружного воздуха и других метеоусловий. Задача регулирования площади поверхности испарителя может быть решена путем применения секционированных теплообменников.

Цель данного раздела – получить зависимость между площадью поверхности теплообменника, установленного в линии ОСВ и режимами работы тепловой сети и теплового насоса.

Для примера рассмотрим температурный график системы отопления здания 95/70 и систему качественного регулирования теплового режима здания [7].

Разность температур Δt₁ между прямой и обратной сетевой водой при графике отопления здания 95/70 изменяется от 27 °С до 9 °С. При работе системы принято разделение нагрузок 1/3: 2/3 (теплота обратной сетевой воды/теплота, отбираемая от наружного воздуха), поэтому необходимо, чтобы падение температуры на теплообменнике SC вычислялось по формуле Δt₂ = Δt₁ / k ; k = 3. При качественном законе

регулирования тепловых режимов, и если отбор теплоты для теплового насоса осуществлять после узла разветвления потока на систему теплоснабжения здания и на обратной линии сетевой воды, поступающей на ТЭЦ, то снижение температуры обратной сетевой воды Δt₂(t_H) после узла разветвления рассчитывается по формуле:

$$\begin{aligned} \Delta t_1(t_H) &= \Delta t_2(t_H) \frac{G_2}{G_1} = \\ &= \Delta t_2(t_H) \frac{t_1^P - t_3^P}{t_2^P - t_3^P} = \\ &= \Delta t_2(t_H) \frac{110 - 70}{95 - 70}, \end{aligned} \quad (1)$$

где: t₁^P, t₂^P, t₃^P – расчетные температуры: прямой воды, воды перед системой отопления (СО) здания, воды после здания (для Кишинева t₁^P = 110; t₂^P = 95; t₃^P = 70°С), G₁, G₂ – расходы воды в циркуляционном контуре здания и в линии обратной сетевой воды, t_{EXT}^{CL} – расчетная нижняя температура наружного воздуха при функционировании системы отопления, t_{EXT}^{CH} – расчетная верхняя температура наружного воздуха при функционировании системы отопления. t_{EXT}^{CH} = 8°С. t_{EXT}^{CL} = -16°С. Обозначим температуру ОСВ при t_{EXT} = t_{EXT}^{CH}, как t₃^H. t₃^H = 40°С.

Так как температура кипения в испарителе теплового насоса на диоксиде углерода выбрана в диапазоне 5°С – 20°С, то мощность, потребляемая испарителем ТН, составляет:

$$N_{EV} = G_{EV} \cdot \Delta H_{EV}(t_{EV}) \quad (2)$$

$$N_{EV} = G_2 \cdot \Delta t_2(t_H) / \eta_{H2} \quad (3)$$

Зависимости между температурой ОСВ и температурой наружного воздуха описываются формулами:

$$t_{1IN}(t_{EXT}) = t_3^P - \frac{t_3^P - t_3^H}{t_{EXT}^{CH} - t_{EXT}^{CL}} \cdot (t_{EXT}^{CL} - t_{EXT}); \quad (4)$$

$$t_{1OUT}(t_{EXT}) = t_{1IN}(t_{EXT}) - dt_{RVOUT}(t_{EXT})$$

Разность температур между прямой и обратной сетевой водой изменяется от 9°С до 27°С. Так как тепловая мощность, отбираемая от обратной сетевой воды составляет приблизительно 1/3 от

общей мощности, потребляемой тепловым насосом, то $dt_{RVOUT}(t_{EXT}) = 9 \dots 3^{\circ}C$.

$$\begin{aligned} dt_{RVOUT}(t_{EXT}) &= 9 \dots 3; t_{EXT} = [-16 \dots 8] \\ dt_{RVOUT}(t_{EXT}) &= 9 - \frac{9-3}{16+8} \cdot (-16 - t_{EXT}); \end{aligned} \quad (5)$$

Температура воды, циркулирующей в промежуточном контуре в зависимости от температуры наружного воздуха описывается следующими зависимостями (для выбранного диапазона температур испарителя теплового насоса).

10 → 15: при $t_{EXT} = -16$; изменяется от 10 до 15

при $t_{EXT} = -16$

25 → 30 при $t_{EXT} = 8$; изменяется от 25 до 30

при $t_{EXT} = 8$

$$t_{2OUT}(t_{EXT}) = 25 - \frac{25-10}{16+8} \cdot (8 - t_{EXT});$$

$$t_{2IN}(t_{EXT}) = 30 - \frac{30-15}{16+8} (8 - t_{EXT});$$

Зависимость между тепловой мощностью испарителя контура ОСВ и перепадом энтальпий на испарителе.

$$G_{EV1} \cdot \Delta h_{EV1} = Q_{EV1}(t_{EXT}). \quad (6)$$

Зависимость между расходом воды в контуре «испаритель – теплообменник» и температурами в контуре циркуляции промежуточного теплоносителя:

$$G_2 = Q_{EV} / (t_{2OUT} - t_{2IN}). \quad (7)$$

$$\rho_l \cdot c_l \cdot D_l \cdot \frac{\partial T_l}{\partial t} \pm G_l \cdot c_l \frac{\partial T_l}{\partial x} + \alpha_l \cdot \Pi_l \cdot (T_l - T_w) = 0;$$

$$m_w \cdot c_w \cdot \frac{dT_w}{dt} = \alpha_h \cdot \Pi_h (T_h - T_w) + \alpha_l \cdot \Pi_l (T_l - T_w); \quad (11)$$

$$\rho_h \cdot c_h \cdot D_h \cdot \frac{\partial T_h}{\partial t} + G_h \cdot c_h \cdot \frac{\partial T_h}{\partial x} - \alpha_h \cdot \Pi_h \cdot (T_w - T_h) = 0;$$

$$\Pi_h = F_h = \pi \cdot d_{tr} \cdot N_{tr}; \quad \Pi_l = F_l = \pi \cdot (d_{tr} + 2 \cdot s) \cdot N_{tr} \quad (12)$$

$$D_h = \pi i / 4 \cdot d_{tr}^2 \cdot N_{tr} \quad (13)$$

$$D_l = \pi i / 4 \cdot (D_2^2 - N_{tr} \cdot (d_{tr} + 2 \cdot s)^2) \quad (14)$$

$$\begin{aligned} T_l(x, 0) = T_h(x, 0) = T_w(x, 0) = T^0, x \in [0, u], u = L. \\ T_h(0, t) = T_h^0, T_l(L, t) = T_l^L, t \geq 0. \end{aligned} \quad (15)$$

Зависимость между тепловой мощностью SC и площадью поверхности теплообмена имеет вид:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t \quad (8)$$

Мощность, передаваемую теплообменником, рассчитываем, как

$$\begin{aligned} G_1 \cdot c_{p1} (T_{1in} - T_{1out}) = G_2 \cdot c_{p2} (T_{2in} - T_{2out}) \\ c_{p1} = c_{p2} = c_p; G1 = const; \end{aligned} \quad (9)$$

$$G_2 = \frac{T_{1in} - T_{1out}}{T_{2in} - T_{2out}} \cdot G_1.$$

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t$$

$$\frac{Q_{-16}}{Q_8} = \frac{F_{-16}}{F_8} \cdot \frac{\Delta t_{-16}}{\Delta t_8} = \frac{3}{1} \quad (10)$$

$$\frac{F_{-16}}{F_8} = \frac{Q_{-16}}{Q_8} \cdot \frac{\Delta t_8}{\Delta t_{-16}}$$

Рассмотрим уравнения динамики кожухотрубного теплообменника.

1. ЧИСЛЕННОЕ РЕШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЗАДАЧИ ДЛЯ ТЕПЛООБМЕННИКА

Динамическая задача включает в себя систему трех дифференциальных уравнений для температур холодной воды (нагреваемой) $T_l(x, t)$, горячей воды (нагревающей) $T_h(x, t)$ и разделяющей стенки $T_w(x, t)$

Областью решения является полуполоса $t \geq 0, x \in [0, L]$. Задача (11)-(15) решается численно методом конечных разностей. В системе (11) в первом и третьем уравнениях производные по переменным x и t заменяем

разностными формулами. Для обеспечения устойчивости получаемой разностной схемы производные по переменной x заменяются разностями вперед или назад в зависимости от знака перед коэффициентом.

$$\begin{cases} \rho_l \cdot c_l \cdot D_l \frac{T_{l,i}^{n+1} - T_{l,i}^n}{\tau} - G_l c_l \frac{T_{l,i+1}^n - T_{l,i}^n}{h} + \alpha_l \Pi_l (T_{l,i}^n - T_{w,i}^n) = 0 \\ m_w c_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = \alpha_h \Pi_h (T_{h,i}^n - T_w) + \alpha_l \Pi_l (T_{l,i}^n - T_w) \\ \rho_h c_h D_h \frac{T_{h,i}^{n+1} - T_{h,i}^n}{\tau} + G_h c_h \frac{T_{h,i}^n - T_{h,i-1}^n}{h} - \alpha_h \Pi_h (T_{w,i}^n - T_{h,i}^n) = 0 \end{cases} \quad (16)$$

Если ввести обозначения

$$\gamma_l = \frac{G_l}{\rho_l D_l}, \gamma_h = \frac{G_h}{\rho_h D_h}, \theta_l = \frac{\alpha_l \Pi_l}{\rho_l c_l D_l}, \theta_h = \frac{\alpha_h \Pi_h}{\rho_h c_h D_h},$$

то первое и третье уравнения из (16) можно записать в виде вычислительных формул для нахождения значений величин $T_{l,i}^{n+1}$ и $T_{h,i}^{n+1}$ через $T_{l,i}^n$ и $T_{h,i}^n$ последовательно для $n = 0, 1, 2, \dots$

$$\begin{aligned} T_{l,i}^{n+1} &= (1 - \gamma_l) T_{l,i}^n + \gamma_l T_{l,i+1}^n - \tau \theta_l (T_{l,i}^n - T_{w,i}^n) \\ i &= 0, 1, \dots, (N-1); T_{l,N}^{n+1} = T_{l,N}^n; \\ T_{h,i}^{n+1} &= (1 - \gamma_h) T_{h,i}^n + \gamma_h T_{h,i-1}^n - \tau \theta_h (T_{w,i}^n - T_{h,i}^n), \\ i &= 1, 2, \dots, N; T_{h,0}^{n+1} = T_{h,0}^n. \end{aligned} \quad (17)$$

Так как на момент времени t_{n+1} значения $T_{l,i}^n$ и $T_{h,i}^n$ уже известны, то второе уравнения из (16) становится обыкновенным дифференциальным уравнением с постоянными коэффициентами, что позволяет получить значения $T_{w,i}^{n+1}$ из аналитического решения этого уравнения

$$\begin{aligned} T_w(x_i, t, t_n) &= -\frac{A_i}{p} + \left(T_{w,i}^n + \frac{A_i}{p} \right) e^{p(t-t_n)} \quad t \geq t_n, \\ p &= -\frac{\alpha_h \Pi_h + \alpha_l \Pi_l}{m_w c_w}, A_i = \frac{\alpha_h \Pi_h T_{h,i}^n + \alpha_l \Pi_l T_{l,i}^n}{m_w c_w}. \end{aligned} \quad (18)$$

Тогда получаем

$$\begin{aligned} T_{w,i}^{n+1} &= T_w(x_i, t_n + \tau, t_n), \\ i &= 0, 1, 2, \dots, N. \end{aligned} \quad (19)$$

Таким образом, алгоритм решения задачи состоит в следующем. Вычисляем значение шага по времени τ из условия устойчивости разностных уравнений (16)

$$\tau = \frac{h}{\max(\gamma_l, \gamma_h)}.$$

Из начальных условий (15) вычисляем $T_{l,i}^n$, $T_{h,i}^n$ и $T_{w,i}^n$ при $n = 0$

$$T_{l,i}^0 = T_{h,i}^0 = T_{w,i}^0 = T^0, \quad i = \overline{0, N}. \quad (20)$$

Затем последовательно для значений $n = 0, 1, 2, 3, \dots$ вычисляются $T_{l,i}^{n+1}$ и $T_{h,i}^{n+1}$ по формулам (17) и $T_{w,i}^{n+1}$ по формулам (19).

СТРУКТУРА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТЕПЛОМ ЧЕТЫРЕХПОЛЮСНИКОМ

На основании рассуждений, сделанных ранее в этой работе, модель процесса регулирования температуры состоит из двух последовательно соединенных блоков: блока статики и блока динамики.

Модель статики представляет собой уравнение вида (см. Приложение 2):

Структурная схема объекта управления изображена на рис.

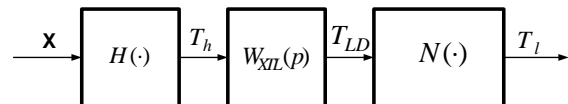


Рис.2. Структурная схема объекта управления.²

² Appendix 1

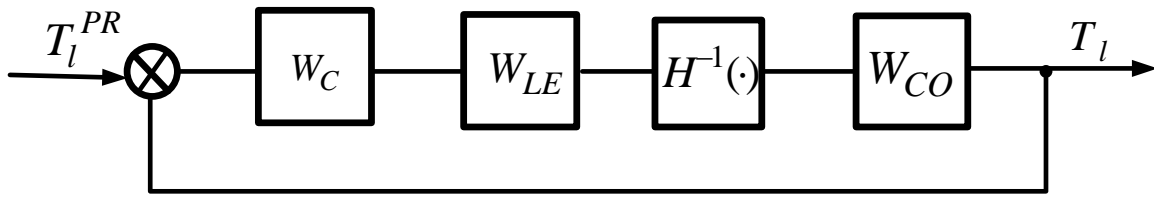


Рис.3. Структурная схема САУ температуры на выходе из теплообменника с переменной площадью поверхности теплообмена.³

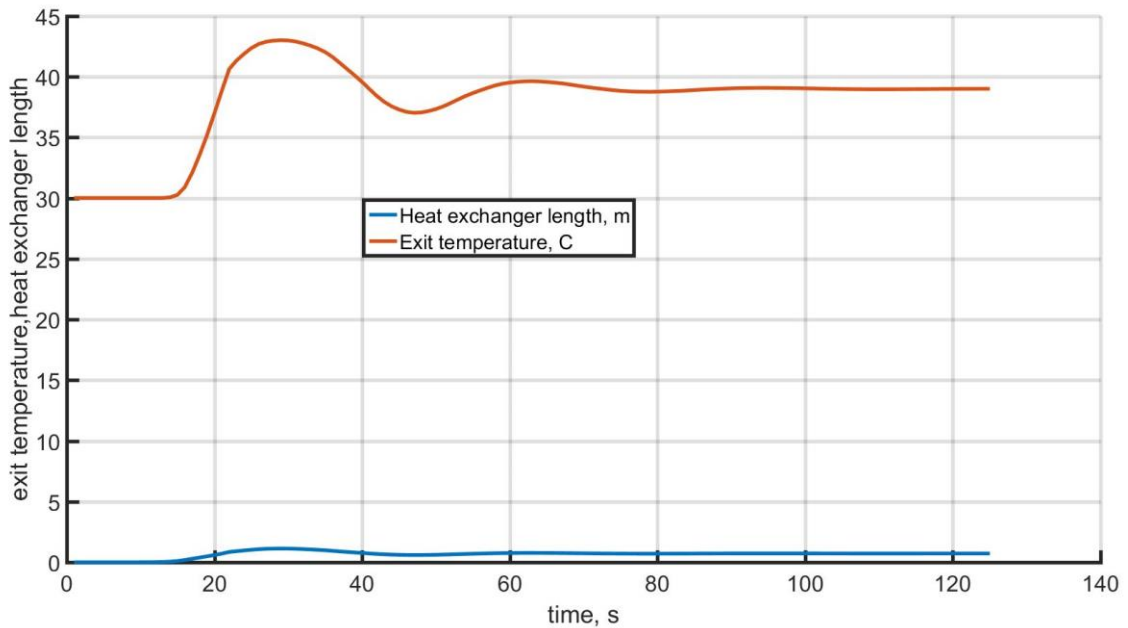


Рис.4. Графики переходных процессов выходной величины и управления.⁴

Данные результаты являются новыми по сравнению с [9-21]. Структурная схема САУ изображена на рис.3.

Блок $H(\cdot)$ обозначает процесс изменения установившегося значения температуры греющего теплоносителя на входе в теплообменник при изменении площади теплообменника. Этот процесс описывается уравнением (П2.14).

Блок $N(\cdot)$ обозначает процесс изменения установившегося значения температуры нагреваемого теплообменника после завершения переходного процесса изменения площади теплообменника и описывается также уравнением (П2.14) [9-23].

Динамика процесса изменения температуры на выходе теплообменника в зависимости от изменения площади

поверхности описывается блоком, обозначенным $W_{XL}(p)$. Этот блок описывается уравнением (2.75) [8].

$$\frac{T_l(p)}{T_h(p)} = W_{XL}(p) = b(p) \left(1 - e^{-\frac{\tau}{a(p)}} \right), \quad (21)$$

$$a(p) = \frac{T_l(T_w p + 1 + \chi)}{(T_l p + 1)(T_w p + 1 + \chi) - \chi}; \quad (22)$$

$$b(p) = \frac{1}{T_l T_w p^2 + (T_w + (1 + \chi)T_l)p + 1}; \quad (23)$$

$$T_l = \frac{M_l c_{pL}}{F_2 \alpha_2}; \quad (24)$$

$$T_w = \frac{M_w c_w}{F_1 \alpha_1 + F_2 \alpha_2}; \quad (25)$$

^{3,4} Appendix 1

$$\chi = \frac{F_1 \alpha_1}{F_2 \alpha_2}; \quad (26)$$

После ряда преобразований, получим:

$$e^{-\frac{\tau}{a(p)}} = e^{-\tau p} e^{-\frac{\tau}{T_L}} \left(1 + \frac{e-1}{T_{w1} p + 1} \right); \quad (27)$$

$$M_{l(h)} = \rho_{l(h)} \cdot D_{l(h)}. \quad (28)$$

Блок с обозначением $H^{-1}(\cdot)$ обозначает обратную функцию к $H(\cdot)$ (рис.2). W_{LE} – передаточная функция замкнутой системы регулирования уровня зеркала жидкости в теплообменнике. W_{CO} – передаточная функция регулируемого объекта (рис.2), W_C – передаточная функция регулятора. В данной схеме выбран стандартный ПИ- регулятор. Передаточная функция замкнутой САУ уровня принята равной:

$$W_{LE} = \frac{1}{T_p + 1}. \quad (29)$$

Был выбран ПИ – регулятор с коэффициентами $K_p = 0.3; K_i = 0.02$. Значения коэффициентов передаточных функций приняты равными: $T_w = 0.3; T_j = 25; \tau = 30s$. Отметим, что тип регулятора и его настройки существенно будут зависеть от типа теплообменника и вида нелинейности его статических характеристик и будут являться предметом дальнейших исследований.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработанная гидравлическая схема ТЧП позволяет согласовать температурный режим тепловой сети и испарителя теплового насоса и обеспечить съем необходимого количества теплоты для работы теплового насоса.

2. Модели статики и динамики ТО с ППТО, обосновывают возможность функционирования ТЧП и позволяют встраивать тепловые насосы на диоксиде углерода в тепловые сети с высоким температурным графиком.

3. В результате расчетов получены уравнения взаимосвязи между площадью теплообменника, установленного в линии обратной сетевой воды сети теплоснабжения, перепадами температур на концах теплообменника в зависимости от температурного графика, тепловой

мощностью, передаваемой теплообменником (ТО) испарителю теплового насоса на диоксиде углерода при заданных режимах работы испарителя в зависимости от температурного графика. В результате решения уравнений динамики проточного и противоточного теплообменников при скачкообразном изменении площади поверхности теплообмена у кожухотрубного теплообменника получен вид передаточных функций ТО по каналам температуры нагреваемой воды на выходе и входе – изменение площади теплообмена. Установлено, что теплообменник, как объект управления температурой на выходе в зависимости от изменения площади поверхности теплообмена описывается нелинейной моделью типа Винера.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1 (APPENDIX 1)

¹Fig. 1. Hydraulic scheme of thermal four-pole.

²Fig. 2. The structural diagram of the controlled object.

³Fig.3. Block diagram of the ACS temperature at the outlet of the heat exchanger with a variable area of the heat exchange surface.

⁴Fig.4. Transient graphs of output value and control value.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Областью решения системы уравнений (11) является полуполоса $t \geq 0, x \in [0, L]$. Для выделения единственного решения задаются следующие граничные и начальные условия

$$T_l(x, 0) = T_h(x, 0) = T_{wst}(0) = 20^\circ C, x \in [0, L], \quad (П2.1)$$

$$T_h(0, t) = 70^\circ C, T_l(L, t) = 35^\circ C, t \geq 0. \quad (П2.2)$$

В случае статической задачи все производные по временной переменной t равны нулю и из (11) получаем систему, содержащую два обыкновенных дифференциальных уравнений и одно алгебраическое

$$\begin{cases} -G_l c_l \frac{dT_l}{dx} + \alpha_l \Pi_l (T_l - T_w) = 0 \\ 0 = \alpha_h \Pi_h (T_h - T_{wst}) + \alpha_l \Pi_l (T_l - T_w) \\ G_h c_h \frac{dT_h}{dx} - \alpha_h \Pi_h (T_w - T_h) = 0 \end{cases} \quad (П2.3)$$

Если ввести обозначения $\beta_1 = \alpha_h \Pi_h$, $\beta_2 = \alpha_l \Pi_l$, $a_1 = c_h G_h$, $a_2 = c_l G_l$, то вместо (П2.3) получаем

$$\begin{cases} -a_2 \frac{dT_l}{dx} + \beta_2 (T_l - T_w) = 0 \\ 0 = \beta_1 (T_h - T_w) + \beta_2 (T_l - T_w) \\ a_1 \frac{dT_h}{dx} - \beta_1 (T_w - T_h) = 0 \end{cases} \quad (\text{П2.4})$$

Из второго уравнения (П2.4) получаем выражение функции T_w через T_h и T_l

$$T_w = \frac{\beta_1 T_h + \beta_2 T_l}{\beta_1 + \beta_2}. \quad (\text{П2.5})$$

Подставляем (П2.5) в (П2.4) и получаем систему двух дифференциальных уравнений для функций T_h и T_l .

$$\begin{cases} -a_2 \frac{dT_l}{dx} + \beta_2 \left(T_l - \frac{\beta_1 T_h + \beta_2 T_l}{\beta_1 + \beta_2} \right) = 0 \\ a_1 \frac{dT_h}{dx} - \beta_1 \left(\frac{\beta_1 T_h + \beta_2 T_l}{\beta_1 + \beta_2} - T_h \right) = 0 \end{cases}$$

или

$$\begin{cases} \frac{dT_h}{dx} = \frac{\beta_1 \beta_2}{a_1 (\beta_1 + \beta_2)} (-T_h + T_l) \\ \frac{dT_l}{dx} = \frac{\beta_1 \beta_2}{a_2 (\beta_1 + \beta_2)} (-T_h + T_l) \end{cases} \quad (\text{П2.6})$$

Подставим (П2.6) в матрично-векторной форме. Введем вектор \bar{z} и матрицу \mathbb{A} .

$$\bar{z} = \begin{pmatrix} T_h \\ T_l \end{pmatrix}, \quad \mathbb{A} = \beta \begin{pmatrix} -\frac{1}{a_1} & \frac{1}{a_1} \\ -\frac{1}{a_2} & \frac{1}{a_2} \end{pmatrix}, \quad \beta = \frac{\beta_1 \beta_2}{\beta_1 + \beta_2}. \quad (\text{П2.7})$$

Тогда система (6) принимает компактный вид

$$\frac{d\bar{z}}{dx} = \mathbb{A}\bar{z}. \quad (\text{П2.8})$$

Для решения системы (8) приведем ее к диагональной форме. Определяем собственные числа λ_1, λ_2 и соответствующие им собственные вектора \bar{q}_1, \bar{q}_2 матрицы \mathbb{A}

$$\begin{aligned} \lambda_1 = 0, \lambda_2 = \beta \left(\frac{1}{a_2} - \frac{1}{a_1} \right), \quad \bar{q}_1 = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix}, \\ \bar{q}_2 = \begin{pmatrix} k_1 \\ 1 \end{pmatrix}, k_1 = \frac{a_2}{a_1}. \end{aligned} \quad (\text{П2.9})$$

Введем матрицы собственных значений и собственных векторов

$$\Lambda = \begin{pmatrix} \lambda_1 & 0 \\ 0 & \lambda_2 \end{pmatrix}, \quad Q = (\bar{q}_1 \quad \bar{q}_2) = \begin{pmatrix} 1 & k_1 \\ 1 & 1 \end{pmatrix}. \quad (\text{П2.10})$$

Тогда матрицу \mathbb{A} можно представить в форме матрицы $\mathbb{A} = Q\Lambda Q^{-1}$, а систему (8) – в виде

$$\frac{d\bar{w}}{dx} = \Lambda\bar{w}, \quad \bar{w} = Q^{-1}\bar{z}, \quad \bar{z} = Q\bar{w} \quad (\text{П2.11})$$

или

$$\frac{dw_1}{dx} = \lambda_1 w_1, \quad \frac{dw_2}{dx} = \lambda_2 w_2, \quad (\text{П2.12})$$

$$\begin{aligned} w_1 = \frac{1}{1-k_1} (T_h - k_1 T_l), \quad w_2 = \frac{1}{1-k_1} (-T_h + T_l), \\ T_h = w_1 + k_1 w_2, \quad T_l = w_1 + w_2. \end{aligned} \quad (\text{П2.13})$$

Общее решение уравнений (П2.12) и (П2.6) имеет вид

$$\begin{aligned} w_1(x) = c_1, w_2(x) = c_2 e^{\lambda_2 x} \\ T_h(x) = c_1 + c_2 k_1 e^{\lambda_2 x}, T_l(x) = c_1 + c_2 e^{\lambda_2 x}. \end{aligned} \quad (\text{П2.14})$$

Учитывая граничные условия (2), находим значения констант c_1, c_2 и получаем решение статической задачи

$$c_2 = \frac{T_l^L - T_h^0}{k_1 + e^{\lambda_2 L}}, c_1 = T_h^0 - c_2 k_1, T_h^0 = 70^\circ, T_l^L = 35^\circ \quad (\text{П2.15})$$

Здесь: $\alpha_h = 2000 \text{ J}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K})$ – коэффициент теплоотдачи греющей среды; $\alpha_l = 200 \text{ J}/(\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K})$ – коэффициент теплоотдачи нагреваемой среды; $P_h = uS_h$ – площадь поверхности внутренней трубы; $P_l = uS_l$ – площадь поверхности наружной трубы; u – управление в задаче, равно длине теплообменника L , т.е. $u = L$; $S_h = \pi d_h$ и d_h – длина и внутренний диаметр окружности первичной (горячей) трубы; $S_l = \pi d_l$ и d_l – длина и наружный диаметр окружности первичной (горячей) трубы; $d_l = d_h + 2s$; s – толщина стенки трубы; $s = 0.002 \text{ м}$; $d_h = 0.004 \text{ м}$; $d_l = 0.008 \text{ м}$; $c_h = 4189$ – теплоемкость при постоянном давлении на входе; $c_l = 4189$ – теплоемкость нагреваемого теплоносителя на

входе; $G_h = 45/3600 \text{ kg/s}$, $G_l = 70/3600 \text{ kg/s}$;
 $m_{wst} = 1$; $c_{wst} = 460$.

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] Ommen, T. S. (2015). Heat Pumps in CHP Systems: High-efficiency Energy System Utilizing Combined Heat and Power and Heat Pumps. DTU Mechanical Engineering. DCAMM Special Report, No. S187. https://backend.orbit.dtu.dk/ws/portalfiles/portal/118855919/S187_Torben_S._Ommen.pdf. (Accessed 12.12.2020).
- [4] 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.
- [5] Elmegaard B., Ommen T., Markussen M., Iversen, J. Integration of space heating and hot water supply in low temperature district heating. *Energy & Buildings* 2015; doi: 10.1016/j.enbuild.2015.09.003. *Management* 50, 1991–1999.
- [6] Lo Basso G, Nastasi B., Salata F., Golasi J. Energy retrofitting of residential buildings—How to couple Combined Heat and Power (CHP) and Heat Pump (HP) for thermal management and off-design operation. *Energy and Buildings* 151 (2017) 293–305. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.06.060>.
- [7] Heat supply. Manual for Universities. Teplosnabzhenie. Uchebnoe posobie. M., 1980.
- [8] Sheviakov A.A., Iakovleva R.V. Upravlenie teplovimi ob'ektami s raspredelionnimi parametrami. [Control of the heat objects with distributed parameters]. Moscow, Energoatomizdat, 1986.
- [9] Lavrov N.A. Mnogourovnevaia Sistema modelirovaniia nestatsionarnih I meniauschihsia rejimov raboti nizkotemperaturnih ustanovok. [Multilevel system of modeling nonstationary and variable operating modes of low-temperature installations]. Moscow, 2013. Doctor thesis. https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=3&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwjh9rD26p7fAhXH2KQKHeTPDfEQFjACegQIA-BAC&url=http%3A%2F%2Fwww.bmstu.ru%2Fps%2F~lavrov%2Ffileman%2Fdownload%2F%25D0%259B%25D0%25B0%25D0%25B2%25D1%2580%25D0%25BE%25D0%25B2-%25D0%25B4%25D0%25B8%25D1%2581%25D1%2581.pdf&usq=A0vVaw0RUNk_0AuFo6c2en0a7Lg0 (accessed 5.12.2020).
- [10] Bejan P.I. Spravochnik po teploobmennim apparatam. [Heat Exchanger Handbook], Mashinostroenie, Moscow, 1989.
- [11] 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.
- [12] Cengel I.A. Heat transfer. A practical approach. Second Edition. New York: McGraw-Hill, 2006.
- [13] Yang Z., Pollock D.T., Wen J.T. Optimization and predictive control of a vapor compression cycle under transient pulse heat load. *International Journal of Refrigeration*, V75 (2017), pp.14–25.
- [14] Dudnikov E.G. Avtomaticheskoe upravlenie v himicheskoi promishlennosti. [Automatic control in chemical industry]. Mashinostroenie, 1987. 368 p.
- [15] Automatic control of a heat exchanger with changing operation conditions. <http://www.mathematik.tu-mund.de/papers/BayazitBicerKulaliMueminogluTorres2008.pdf> (accessed 12.12.2020).
- [16] Applying heat exchanger control strategies. <https://www.controleng.com/articles/applying-heat-exchanger-control-strategies/> (accessed 12.12.2020).
- [17] Saji K. S. and Sasi Kumar M. PI-Controller Tuning for Heat Exchanger with Bypass and Sensor. *International Journal of Electrical Engineering*. ISSN 0974-2158 Volume 5, Number 6 (2012), pp. 679–689.
- [18] Fisher m., Nelles O., Isermann R. Adaptive predictive control of a heat exchanger based of fuzzy model. *Control Engineering Practice* 6 (1998) 259–269.
- [19] Shinsky G.F. PID dead – time control of distributed processes. *Control Engineering Practice* 9 (2001) 1177–1183.
- [20] Pangborn H.C., Alleyne A.G. Switched linear control for refrigerant superheat recovery in vapor compression systems. *Control Engineering Practice* 57(2016)142–156.
- [21] Narendra K. S. and George K., “Adaptive control of simple nonlinear systems using multiple models,” in *Proceedings of the American Control Conference (ACC '02)*, pp. 1779–1784, Anchorage, AK, USA, May 2002.
- [22] Kanellakopoulos I., Kokotovic P. V., and Morse A. S., “Systematic design of adaptive controllers for feedback linearizable systems,” *IEEE Trans-*

actions on Automatic Control, vol. 36, no. 11, pp. 1241–1253, 1991.

[23] Nakanishi J, Farrell J. A., and Schaal S, “Composite adaptive control with locally weighted statistical learning,” *Neural Networks*, vol. 18, no. 1, pp. 71–90, 2005. 2004.

[24] Ovsianik A.V., Matsko I.I., Rychter O.L., Bobovich S.O. Perspektivi primenneniya teplonasosnih tehnologii d teplofikatsionnom komplexe goroda Gomelia [Prospects for the use of heat pump technologies in the heating complex of the city of Gomel]. <https://elib.gstu.by/bitstream/handle/220612/10175/%D0%9E%D0%B2%D1%81%D1%8F%D0%BD%D0%BD%D0%B8%D0%BA%2C%20%D0%90.%20%D0%90.%20%D0%9F%D0%B5%D1%80%D1%81%D0%BF%D0%B5%D0%BA%D>

[1%82%D0%B8%D0%B2%D1%8B...pdf?sequence=1&isAllowed=y](#) (accessed 11.12.2020).

[25] Rony R.U., Yang H., Krishnan S., Song J. Recent Advances in Transcritical CO₂ (R744) Heat Pump System: A Review. *Energies* 2019, 12, 457; doi:10.3390/en12030457.

[26] Ma Yitai, Liu Zhongyan, Tian Hua A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles. *Energy*. 55 (2013), p.156-172.

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»

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 – кандидат технических наук, в.н.с. Область научных интересов: микропроцессорные системы управления, промышленная автоматика.
E-mail: AZhur5249@mail.ru



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



Пацюк Владимир Ильич к.ф.м.н., доцент Молдавского государственного Университета. Области научных интересов: математическая физика, численный анализ.
E-mail: patsiuk@mail.ru



Чернышов Павел Сергеевич. Аспирант Балтийского государственного технического университета «ВОЕН-МЕХ». Область научных интересов: вычислительная газовая динамика.
E-mail: pashachp8@gmail.com



Ломовцев Павел Борисович, ОНАПТ, К.т.н., доцент. Область научных интересов: САД, САМ, компьютерное моделирование, компьютерная графика, дизайн.
E-mail: lomovtsevp@gmail.com