

## Bivalent Carbon Dioxide Heat Pump for Heating Multi-Storey Buildings

Sit M.L., Juravleov A.A., Tirsu M.S., Timchenko D.V., Lupu M.L., Daud V.P.

Technical University of Moldova, Institute of Power Engineering,  
Kishinau, Republic of Moldova

**Abstract.** The aim of the work is to analyze the operation of a hybrid heat pump that simultaneously uses the heat of the return network water and outdoor air for heating multi-storey buildings. To achieve this goal, the following tasks are solved: the influence of influences on the temperature of the return network water, air temperature and their compensation on the operation of the product is considered, intermediate circuits at the evaporator and gas cooler are considered for transferring a variable heat load to the heat pump and from the heat pump. The most significant results are the hydraulic-aerodynamic scheme of the heat pump, the schemes of the intermediate circuits before the evaporator and the gas cooler. The significance of the results obtained lies in the establishment of such technical solutions for the CHP - heat pumps system, which allow saving gas consumption at the CHP, the cost of heat consumers to pay bills. The use of a working fluid cooler before the gas cooler of the heat pump to control the temperature of the direct network water of the heating system of the building allows you to select such a compressor pressure at which the amount of heat given off by the heat pump to the building will correspond to the temperature curve. In this case, it is desirable to install an air-to-refrigerant heat exchanger after the compressor before the gas cooler. It has been established that a PI controller can be used to control the temperature at the outlet of the gas cooler through the inlet air channel. of various parameters, including solar radiation, ambient temperature, compressor speed and initial water temperature, have been simulated and analyzed on the thermal performance of the system.

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

**DOI:** <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2023.2-58-09>

**UDC:** 697.34; 621.577.42

### Pompă de căldură bivalentă cu dioxid de carbon pentru încălzirea clădirilor cu mai multe etaje

Șit M.L., Juravliov A.A., Tîrșu M.S., Lupu M.L., Timcenko D.V., Daud V.P.

Universitatea tehnică din Moldova, Institutul de Energetică, Chișinău, Republica Moldova

**Rezumat.** Scopul lucrării este de a analiza funcționarea pompei de căldură hibride care utilizează simultan căldura apei rețelei de retur și aerul exterior pentru încălzirea clădirilor cu mai multe etaje. Pentru atingerea acestui scop, se rezolvă următoarele probleme: se ia în considerare impactul influenței temperaturii apei rețelei de retur, temperaturii aerului și compensarea acestor influențe asupra funcționării produsului, se ia în considerare circuitul intermediar al evaporatorului și răcitorul de gaz pentru transfer, sarcină termică variabilă a pompei de căldură și de la pompa de căldură. Cele mai semnificative rezultate sunt schema hidraulico-aerodinamică a pompei de căldură, schemele circuitelor intermediare înainte de evaporator și răcitorul de gaz. Semnificația rezultatelor obținute constă în stabilirea unor astfel de soluții tehnice pentru sistemul CHP-Pompe de căldură, care să permită economisirea consumului de gaz la CET și a costului căldurii inclus în facturile de a plată pentru consumatori. Utilizarea unui răcitor de fluid de lucru în fața răcitorului de gaz al pompei de căldură pentru a controla temperatura apei din rețeaua directă a sistemului de încălzire a clădirii vă permite selectarea unei astfel de presiuni a compresorului la care cantitatea de căldură produsă de pompă căldură transmisă clădirii va corespunde curbei de temperatură. În acest caz, este de dorit să fie instalat un schimbător de căldură aer-refrigerant după compresor în fața răcitorului de gaz. Aerul încălzit în acest schimbător de căldură trebuie utilizat pentru a încălzi aerul înainte de evaporator al pompei de căldură. S-a stabilit că un regulator PI poate fi utilizat pentru a controla temperatura la ieșirea răcitorului de gaz prin canalul de admisie a aerului.

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

**Бивалентный тепловой насос на диоксиде углерода для отопления многоэтажных зданий****Шит М.Л., Журавлев А.А., Тыршу М.С., Лупу М.Л., Тимченко Д.В., Дауд В.П.**

Технический Университет Молдовы, Институт энергетики, Кишинев, Республика Молдова

**Аннотация.** Целью работы является анализ работы гибридного теплового насоса, использующего одновременно теплоту обратной сетевой воды и наружного воздуха для отопления многоэтажных зданий. Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи: рассматривается влияние воздействий по температуре обратной сетевой воды, температуре воздуха и их компенсация на работу изделия, рассматриваются промежуточные контуры у испарителя и газоохладителя для передачи переменной тепловой нагрузки к теплому насосу и от теплового насоса. Наиболее существенными результатами являются гидравлическо-аэродинамическая схема теплового насоса, схемы промежуточных контуров перед испарителем и газоохладителем. Значимость полученных результатов состоит в установлении таких технических решений для системы «ТЭЦ-тепловые насосы», которые позволяют экономить расход газа на ТЭЦ, затраты у потребителей теплоты на оплату счетов. Использование охладителя рабочего тела перед газоохладителем теплового насоса для регулирования температуры прямой сетевой воды системы отопления здания позволяет выбрать такое давление компрессора, при котором количество теплоты, отдаваемое тепловым насосом зданию будет соответствовать температурному графику. При этом желательна установка теплообменника «воздух-хладагент» после компрессора перед газоохладителем. Воздух подогретый в этом теплообменнике должен быть использован для подогрева воздуха перед испарителем теплового насоса. Установлено, что для управления температурой на выходе газоохладителя по каналу входного воздуха может быть использован ПИ-регулятор. Результаты моделирования показали, что САУ обрабатывает скачкообразные возмущения по входному сигналу с аperiodическим процессом, а возмущения по температуре хладагента на входе газоохладителя с однократным перерегулированием. Разработан алгоритм расчета необходимого расхода воздуха при его заданной температуре для обеспечения доставки заданной тепловой мощности к испарителю теплового насоса для получения заданной тепловой мощности на газоохладителе.

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

**ВВЕДЕНИЕ.** Работа относится к области применения бивалентных (гибридных) тепловых насосов в системах теплоснабжения с ТЭЦ.

*Состояние систем теплоснабжения в Республике Молдова.*

Система теплоснабжения в крупных городах построена на базе ТЭЦ и использует, в основном, качественный закон регулирования теплового режима отапливаемых помещений. На автоматизированных тепловых пунктах отдельных зданий используются количественно-качественные законы регулирования теплового режима.

В небольших городах Республики Молдова отопление производится от котельных.

По поисковому запросу в google.com под названием «*modern heat pumps for district heating*» приведено 41 100 000 ссылок, что свидетельствует об огромном интересе к этой тематике. В Европейском Союзе предлагается ряд технических решений по использованию ТН для систем теплоснабжения. Так, Ommen [24] предложил систему теплоснабжения, где тепловой насос «воздух-вода» *подогревает обратную сетевую воду* в трубопроводе обратной сетевой воды системы

теплоснабжения. Предполагается, что тепловой насос получает электроэнергию от возобновляемых источников энергии. Источником теплоты для потребителей являются или ТЭЦ, или котельные. Авторами [22] было предложено использовать тепловые насосы для выработки теплоты и ТЭЦ для выработки электроэнергии для тепловых насосов. Целью работы являлось минимизация числа пусков тепловых насосов. Европейские директивы по энергоэффективности зданий продвигают высокоэффективные альтернативные системы, такие как: а) децентрализованные системы энергоснабжения, использующие энергию из возобновляемых источников энергии, б) комбинированное производство тепла и электроэнергии – когенерация, в) централизованное отопление или охлаждение, особенно если оно полностью или частично использует энергию из возобновляемых источников энергии, г) использование энергии окружающей среды с помощью тепловых насосов, насколько это технически, функционально и экономически целесообразно [3, 4, 5]. В [20] приведен обширный обзор по применению ТН для

систем теплоснабжения. Так, в нем отмечается, что в г. Сараево планируется установка в квартальных тепловых сетях тепловых насосов, использующих теплоту сточных вод. В известных авторам системах теплоснабжения с ТН и ТЭЦ, отсутствуют системы, которые используют *одновременно* теплоту ОСВ и теплоту воздуха в тепловом насосе. В данной работе рассмотрены:

- схема ТНУ, которое работает с качественно-количественным законом управления;
- работа испарителя при предлагаемых схемах, ввод второго газоохладителя типа «воздух-хладагент»;
- схема подачи воздуха через ТНУ;
- компенсация расходом воздуха отклонения температуры обратной сетевой воды от заданного значения;
- статическая и динамическая модель ТН в предлагаемой системе.

Целью исследования является разработка и обоснование структуры гибридного ТН в котором используется воздух и обратная сетевая вода, в качестве источников низкопотенциальной теплоты для испарителя ТН, предназначенного для отопления многоэтажного здания, и САУ этого ТН. Для реализации поставленной цели были решены следующие задачи: установление методики выбора оптимального давления газоохладителя в зависимости от давления испарителя [12], установление связи между давлением в испарителе и температурой антифриза в испарителе при заданном уровне теплового агента в испарителе и при заданном (или меняющемся) расходе теплового агента через испаритель). Использование охладителя рабочего тела перед газоохладителем теплового насоса для регулирования температуры прямой сетевой воды системы отопления здания позволяет выбрать такое давление компрессора, при котором количество теплоты, отдаваемое тепловым насосом зданию будет соответствовать температурному графику. При этом желательна установка теплообменника «воздух-хладагент» после компрессора перед газоохладителем. Воздух подогретый в этом теплообменнике должен быть использован для подогрева воздуха перед испарителем теплового насоса. На рис.1 приведено техническое решение по передаче теплоты испарителю ТН при различных температурах наружного воздуха с

использованием двух теплообменников – теплообменника отбора теплоты от трубопровода ОСВ и испарителя ТН.

На рис. 2 приведена схема встраивания теплового насоса в систему теплоснабжения здания. На рис.3 приведено техническое решение по отдаче теплоты зданию газоохладителем ТН с использованием теплового четырехполюсника – промежуточного контура, включающего в себя газоохладитель и систему отопления здания.

## МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Данная работа базируется на нашей работе, опубликованной в 2022 в этом же журнале и конкретизирует ряд вопросов, связанных с выполнением конструкции испарителя теплового насоса, газоохладителя теплового насоса и теплообменника отдачи теплоты от обратного трубопровода.

Для управления мощностью испарителя используется регулирование расхода воздуха, проходящего через теплообменник съема теплоты с трубопровода ОСВ, регулирование температуры воздуха, подаваемого на испаритель, а также площадь поверхности теплообмена теплообменников, входящих в промежуточный контур – тепловой четырехполюсник. Отметим, что отбор теплоты от ОСВ к испарителю необходимо производить только в случае, если при этом можно обеспечить равенство или гарантированное превышение тепловой мощности воздуха над заданной мощностью испарителя. Уравнение (1), связывающее расход воздуха через теплообменник и мощность снимаемой теплоты с трубопровода обратной сетевой воды и мощностью испарителя имеет вид:

$$G_{AER} = m_{RW} \cdot c_{RW} \cdot (t_{IN} - t_{OUT}) / \dots (c_{AER} (t_{AER\_OUT} - t_{AER\_IN})) \quad (1)$$

$$m_H \cdot G_H \cdot (h_{OUT}^{EV} - h_{IN}^{EV}) = \dots \dots G_{AER} c_{AER} (t_{AER\_OUT}^{RW} - t_{AER\_IN}^{RW}) \quad (2)$$

В уравнении (1)  $G_{AER}$  – расход воздуха через теплообменник съема теплоты с трубопровода ОСВ (ТОСВ),  $c_{AER}$  – теплоемкость воздуха,

$t_{AER\_OUT}$  – температура воздуха после ТОСВ,  
 $t_{AER\_IN}$  – температура наружного воздуха,  
 $m_{RW}$  – массовый расход ОСВ через ТОСВ,  
 $c_{RW}$  – теплоемкость воды,  
 $t_{IN}, t_{OUT}$  – теплоемкость воды перед и после ТОСВ, соответственно. Расход воды в промежуточном контуре,  $G_{WI}$ , вычисляем из уравнения теплового баланса для вторичной цепи теплообменника SC теплового четырехполюсника (рис.1):

$$\begin{aligned} G_{AER} \cdot c_{AER} \cdot (t_{AER\_OUT} - t_{AER\_SC\_OUT}) &= \dots \\ \dots G_{CI} \cdot c_{CI} \cdot (t_{W\_IN\_SC} - t_{W\_OUT\_SC}) &= \dots \quad (3) \\ \dots G_{CI} \cdot c_{CI} \cdot \Delta t_{EV} & \end{aligned}$$

$t_{W\_IN\_SC}, t_{W\_OUT\_SC}$  – температура воды на входе и выходе вторичной цепи теплообменника SC, соответственно,  $G_{CI}$  – массовый расход воды в промежуточном контуре,  $\Delta t_{EV}$  – перепад температур воды на испарителе.

Из уравнений (2) и (3) можно определить расход воздуха на обдув испарителя с целью передачи через тепловой четырехполюсник заданной тепловой мощности испарителю теплового насоса.

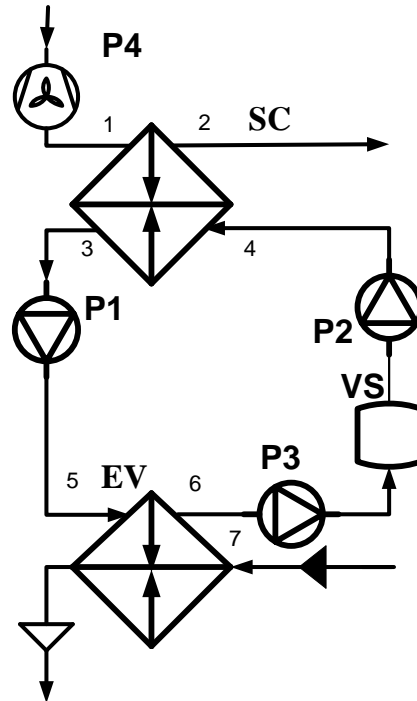
Для того, чтобы обеспечить нормальную работу испарителя необходимо, чтобы температура теплоносителя в промежуточном контуре была на 5-10 градусов выше, чем температура хладагента в испарителе. Мощность теплообменника SC должна быть равна или больше тепловой мощности испарителя, что обеспечивается выбором необходимой площади поверхности теплообменника SC и расхода теплоносителя во промежуточном контуре.

Рассмотрим, как обеспечивается требуемое значение температуры теплового агента в промежуточном контуре.

Схема связи теплового насоса с линией обратной сетевой воды выходящей из группового теплового пункта или других низкопотенциальных источников теплоты имеет вид (рис.2).

Тепловой четырехполюсник, изображенный на рис.2, включает в себя теплообменник SC, установленный в линии ТОСВ, испаритель теплового насоса EV, два насоса, P1 и P2, промежуточный резервуар VS1.

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



*P4- напорный вентилятор, P1, P2, P3 – насосы, VS-промежуточный сосуд.*

**Рис. 1. Тепловой четырехполюсник для регулирования мощности испарителя.**  
*P4- pressure fan, P1, P2, P3 – pumps, VS- intermediate vessel.*

**Fig. 1. Thermal quadripole for evaporator power control.**

Роль основного резервуара играет теплообменник SC, уровень в котором регулируется в зависимости от требуемой передаваемой им тепловой мощности.

Расход воды через теплообменник SC изменяется регулирующим вентилем CV. Или синхронно работающими насосами P1 и P2.

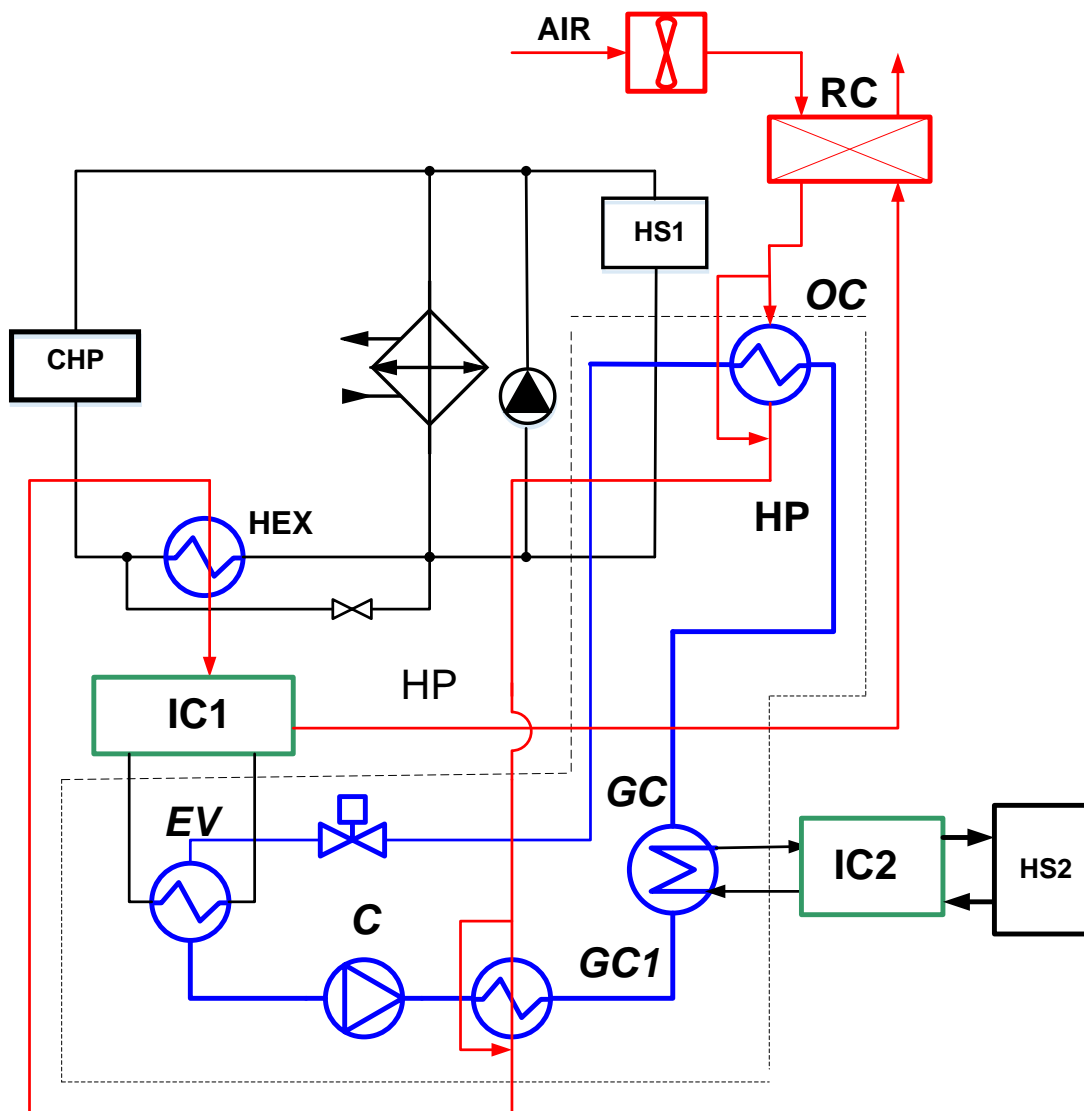
Схема контура, рис.1 работает следующим образом:

- P4 – является вентилятором, подающим воздух на теплообменник SC. Таким образом воздух нагревается теплотой обратной сетевой воды.
- насос P2 является базовым (т.е. его производительность не изменяется).
- при необходимости изменить уровень теплоносителя в теплообменнике SC насос P1

или уменьшает или увеличивает свою производительность, а насос P3 также уменьшает или увеличивает свою производительность, с тем, чтобы уровень теплоносителя в EV не изменился.

если необходимо изменить уровень в EV, то базовым является насос P1, а насос P3 или увеличивает или уменьшает свою

производительность. При этом уровень в SC не изменяется, так как не изменяются производительности насосов P1 и P2. Красным цветом на рисунке 1 обозначены элементы, относящиеся к воздушному тракту.



*RC-рекуператор, GC- газоохладитель, HP-тепловой насос, EV-испаритель, HEX-теплообменник для съема теплоты от трубопровода обратной сетевой воды, CHP- ТЭЦ, OC- переохладитель рабочего тела, IC1 – промежуточный контур испарителя, IC2- промежуточный контур газоохладителя, HS1- система теплоснабжения базовая, HS2- система теплоснабжения здания, отапливаемого тепловым насосом, C- компрессор, GC1- теплообменник тонкой регулировки температуры первого газоохладителя.*

**Рис. 2. Схема системы теплоснабжения с ТЭЦ и тепловыми насосами (ТН).**

*RC-recuperator, GC- gas cooler, HP-heat pump, EV-evaporator, HEX- heat exchanger for removing heat from the return network water pipeline, CHP- ТЭЦ, OC- second gas cooler, IC1 – intermediate circuit of evaporator, IC2- intermediate circuit of the gas cooler, HS1- base heat supply system , HS2- heating system of a building heated by a heat pump, C- compressor, GC1- heat exchanger for fine adjustment of the temperature of the first gas cooler.*

**Fig. 2. Scheme of the heat supply system with CHP and heat pumps (HP).**

**Структурная схема САУ режимом работы переохладителем рабочего тела ТН**

Уравнение статики задающего воздействия – зависимости расхода воздуха на выходе второго газоохладителя от параметров, входящих в (4) имеет вид:

$$G_{AER} = m_H \cdot (h_{IN} - h_{OUT}) / \dots (c_{AER} (t_{AER\_OUT} - t_{AER\_IN})). \quad (4)$$

В этом уравнении наиболее существенным возмущением является температура воздуха перед теплообменником (влажностью воздуха пренебрегаем). Расход и температуру хладагента считаем постоянными.

Вопросам построения передаточной функции теплообменника по каналу «скорость теплового агента в первичном контуре теплообменника» - «температура рабочего тела второго газоохладителя теплового насоса» посвящены работы [11]. Так, в диссертации опубликованной в 1962 г., в [10] приведена передаточная функция в виде:

$$\frac{T_{OUT}(p)}{G(p)} = \frac{(T_1 p + 1) e^{-p\tau}}{T_2 p^3 + T_3 p^2 + T_4 p + 1} \quad (5)$$

В работе [18], 1988 г., приведена передаточная функция в таком же виде. При выводе передаточных функций используют различные подходы, связанные с линеаризацией [11]. Мы, в данной задаче, пренебрегаем влажностью воздуха.

Уравнение теплового баланса для хладагента во втором газоохладителе.

$$M_R c_R \frac{dT_R}{dt} = G_R c_R (T_{R0} - T_R) - \alpha_0 F_0 (T_R - T_M) \quad (6)$$

Уравнение для теплового баланса поверхности теплообмена газоохладителя.

$$M_M c_M \frac{dT_M}{dt} = \alpha_0 F_0 (T_R - T_M) - \alpha_1 F_1 (T_M - T_A). \quad (7)$$

Тепловой баланс для воздуха (влажность воздуха не учитываем)

$$M_A c_A \frac{dT_A}{dt} = G_A c_A (T_{A0} - T_A) - \alpha_1 F_1 (T_A - T_M). \quad (8)$$

Линеаризуем уравнения (6)...(8).

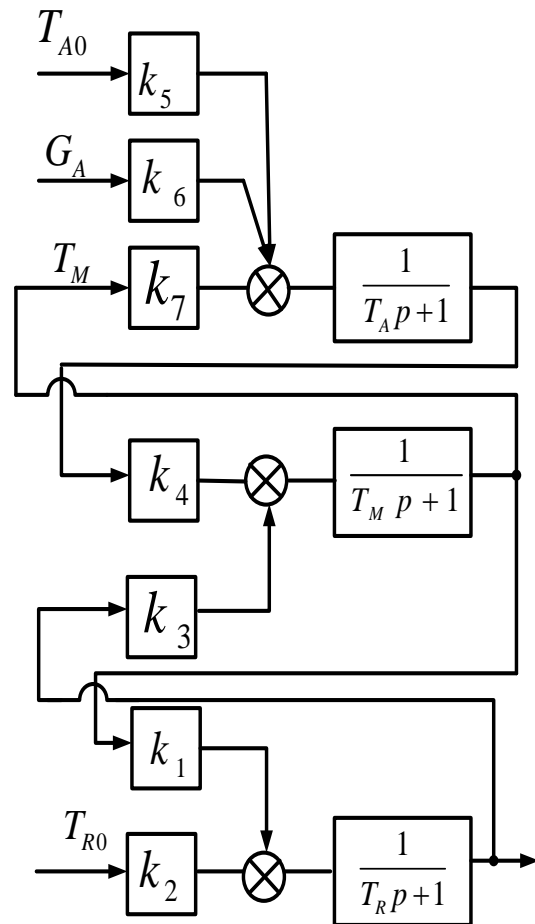
В результате получаем:

$$T_R \frac{dT_R}{dt} + \Delta T_R = k_1 \Delta T_M + k_2 \Delta T_{R0} \quad (9)$$

$$T_M \frac{d\Delta T_M}{dt} + \Delta T_M = k_3 \Delta T_R + k_4 \Delta T_A; \quad (10)$$

$$T_A \frac{d\Delta T_A}{dt} + \Delta T_A = k_5 \Delta T_{A0} + k_6 \Delta G_A + k_7 \Delta T_M; \quad (11)$$

Мы используем для аппроксимации базовых уравнений, описывающих теплообменник, один из известных численных методов – метод прямого счета. В качестве базового был принят кожухотрубный теплообменник «вода-вода» с тепловой мощностью около 8 кВт.



**Рис.3. Структурная схема второго газоохладителя, как объекта регулирования температуры на его выходе.**  
**Fig.3. Structural diagram of the second gas cooler as an object of temperature control at its outlet.**

Из вида структурной схемы следует, что теплообменник, как объект управления в системе регулирования температуры на

выходе вторичной цепи представляет собой объект третьего порядка.

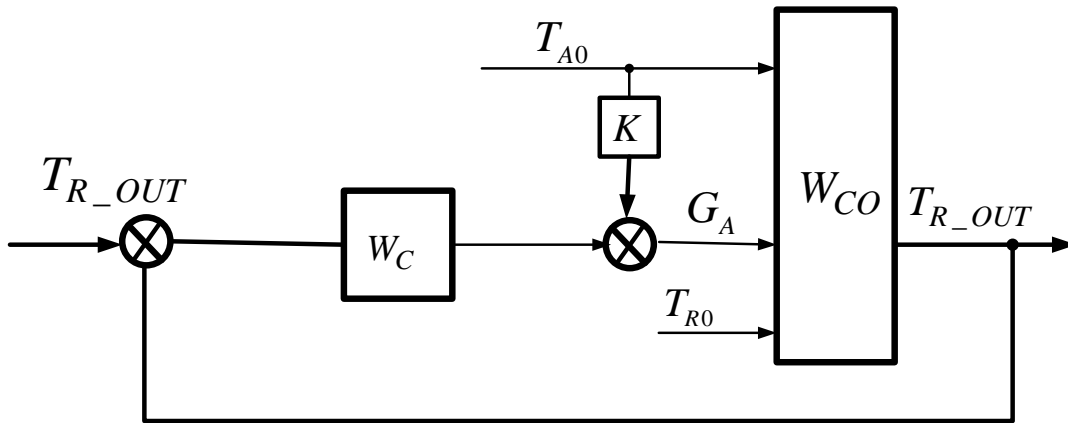
Такой вид структурной схемы (рис.3) позволяет оценить влияние каждого конструктивного элемента теплообменника на его динамику. На рис.3 показаны те воздействия или возмущения, которые рассматриваются, как существенные при работе теплового насоса.

Из вида передаточной функции второго теплообменника очевидно, что величина расхода воздуха, компенсирующая изменение его температуры рассчитывается по формуле:

$$\Delta G_A = \Delta T_A \cdot k_5 / k_6. \quad (12)$$

Компенсация влияния температуры рабочего тела на входе во второй газоохладитель осуществляется посредством регулирования перегрева газа после испарителя и регулированием давления на выходе компрессора.

Структурная схема САУ стабилизации температуры хладагента на выходе второго газоохладителя имеет вид (рис.4).



$W_C, K$  – контроллер,  $W_{CO}$  – объект управления,  $T_{R\_OUT}$  – температура на выходе газоохладителя.

**Рис. 4. Структурная схема САУ температурой на выходе второго газоохладителя.**

$W_C, K$  – controller,  $W_{CO}$  – controlled object,  $T_{R\_OUT}$  – temperature on gas cooler outlet.

**Fig. 4. Structural diagram of ACS with temperature at the outlet of the second gas cooler.**

Контроллер в данной САУ может быть выполнен в виде ПИ (ПИД) -регулятора. Результаты моделирования показали, что САУ обрабатывает скачкообразные возмущения по входному сигналу с апериодическим процессом, а возмущения по температуре хладагента на входе газоохладителя с перерегулированием.

Температура воздуха на выходе из теплообменника трубопровода ОСВ вычисляется по формуле

$$t_{AER\_OUT} = t_{AER\_IN} + \frac{G_{WAT} c_{WAT}}{G_{AER} c_{AER}} (t_{WIN} - t_{WOUT}) \quad (12)$$

Мощность потока теплоты, поступающего на испаритель,  $Q_{EV\_IN}$  вычисляем по формуле

$$Q_{EV\_IN} = dt_{EV} G_{WAT} c_{WAT}, \quad (13)$$

$dt_{EV}$  – разность температур на концах первичной цепи испарителя.  $dt_{EV}$  – разность температур на концах первичной цепи испарителя. Мощность потока теплоты, поступающего на испаритель,  $Q_{EV\_IN}$  вычисляем по формуле

$$Q_{EV\_IN} = dt_{EV} G_{WAT} c_{WAT}, \quad (14)$$

$dt_{EV}$  – разность температур на концах первичной цепи испарителя.

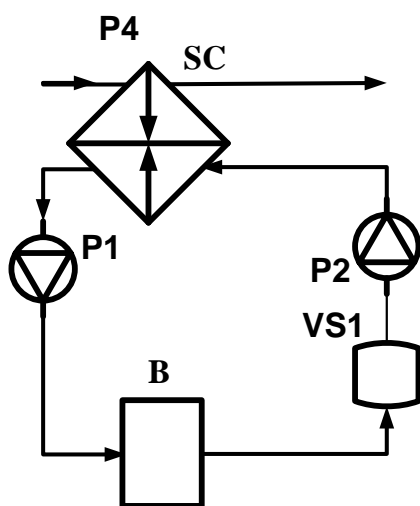
Заданный расход воздуха при его заданной температуре для обеспечения доставки заданной тепловой мощности  $Q_{EV}$  к испарителю теплового насоса для получения заданной тепловой мощности на газоохладителе вычисляется по следующему алгоритму:

- Сначала задаются расходом хладагента через газоохладитель  $G_H$  и тепловой

мощностью хладагента  $Q_{GC}$ , которая должна быть отдана газоохладителем (ГО) в соответствии с температурным графиком для заданных метеоусловий.

$$G_H = G_H(t_{EXT}); Q_{GC} = G_{GC}(t_{EXT}) \cdot (h_{GC}^{IN} - h_{GC}^{OUT}), \quad (13)$$

$$t_{GC}^{DIR} = t_{IN}^{DW} + \Delta t. \quad (14)$$



*B* - система отопления здания, *VS1* – расширительная емкость.

**Рис.5. Гидравлическая схема теплового четырехполюсника для регулирования режима первого (основного) газоохладителя.**

*B* – building's heating system, *VS1* - expansion tank. **Fig.5. Hydraulic diagram of a thermal quadrupole for regulating the mode of the first (main) gas cooler.**

- Задаются значением величины энтальпии хладагента на входе в испаритель,  $h_{IN}^{EV}$ , из условия выполнения требования к работе второго теплообменника, - обеспечить заданную температуру хладагента (ХА),  $t_{IN}^{EV}$ , на входе в испаритель.
- Вычисляют энтальпию ХА на выходе испарителя (И),  $h_{OUT}^{EV}$ , и, из расчета внутреннего теплообменника, задаются перегревом газа после И  $dt_{SH}$ .
- Параллельно с выполнением п.3, задаются давлением газа  $P_{EV}$  в испарителе, (с учетом характеристик компрессора) при температуре ХА в испарителе  $t_{IN}^{EV}$ .
- По предварительно идентифицированным величинам КПД компрессора и по заданной

величине давления после компрессора по формулам Шпана и Вагнера (R.Span, W.Wagner) определяем температуру газа после компрессора и его энтальпию.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Для применения гибридных тепловых насосов с высоким COP, необходимо, чтобы тепловая мощность, доставляемая к испарителю наружного воздуха, подогретого в калорифере, установленном на трубопроводе обратной сетевой воды, была достаточна для получения на выходе газоохладителя требуемой тепловой мощности.
2. В тепловом насосе необходимо установить для последовательно включенных по хладагенту газоохладителя: один для подогрева прямой сетевой воды отапливаемого здания, а второй для подогрева наружного воздуха, поступающего к испарителю теплового насоса.
3. Для поддержания требуемого значения температуры хладагента для подогрева наружного воздуха перед испарителем, рационально использование САУ с ПИД-регулятором и статической компенсацией температуры наружного воздуха.

### ЛИТЕРАТУРА (REFERENCES)

- [1] Wang, Z., Han, F., & Sundén, B. (2018). Parametric evaluation and performance comparison of a modified CO 2 transcritical refrigeration cycle in air-conditioning applications. *Chemical Engineering Research and Design*, 131, 617–625. doi:10.1016/j.cherd.2017.08.003
- [2] Qi, P.-C., He, Y.-L., Wang, X.-L., & Meng, X.-Z. (2013). *Experimental investigation of the optimal heat rejection pressure for a transcritical CO2 heat pump water heater*. *Applied Thermal Engineering*, 56(1-2), 120–125. doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.03.045
- [3] Louis D. Albright, & Mathew L. Behle. (1984). *An Air-Liquid-Air Heat Exchanger for Greenhouse Humidity Control*. *Transactions of the ASAE*, 27(5), 1524–1530. doi:10.13031/2013.32998
- [4] Prokhorenkov A.M. Modelirovanie protsessov teploobmena, protekaiuschih plastinchatyh teploobmennih apparatah. [Modeling of heat exchange processes in lamellar heat exchange devices]. *Vestnik MGTU [Bulletin of MSTU]*, V. 17, № 1, 2014. pp. 92-101 (in Russian).
- [5] Sanchez, J. A., Kulkarni, D., Tang, X., & Winkel, C. (2018). *Experimental and Numerical Investigation of Liquid-to-Air Heat Exchangers*. 2018



- 17th IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems. doi:10.1109/itherm.2018.8419653.
- [6] Al-Dawery, S. K., Alrahawi, A. M., & Al-Zobai, K. M. (2012). *Dynamic modeling and control of plate heat exchanger*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(23-24), 6873–6880. doi: 0.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.06.094.
- [7] Lavrov N.A. Mnogourovnevaia Sistema modelirovaniya nestatsionarnih I meniauschihsia rezhimov 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=AOvVaw0RUNK\\_0AuFo6c2en0a7Lg0](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=AOvVaw0RUNK_0AuFo6c2en0a7Lg0) (accessed 5.12.2020).
- [8] Zhang, W.-J., & Zhang, C.-L. (2011). *A correlation-free on-line optimal control method of heat rejection pressures in CO2 transcritical systems*. *International Journal of Refrigeration*, 34(4), 844–850. doi:10.1016/j.ijrefrig.2011.01.014.
- [9] Mairi, A., & Corriou, J.-P. (2020). *PDE control of heat exchangers by input-output linearization approach*. *Advanced Analytic and Control Techniques for Thermal Systems with Heat Exchangers*, 367–386. doi:10.1016/b978-0-12-819422-5.00.
- [10] Stermole F.G. The Dynamic response of Flow Forced Heat Exchangers. Iowa State University, (1963). *Retrospective Theses and Dissertations*. 2948.
- [11] Golinko I.M. [Dynamichna modeli teplomasoobminu dlia vodianogo oholodjuvacha promyslovogo kondytsionera], Dynamic model of heat and mass transfer for water cooler of industrial conditioner. [Naukovi visti "NTUU KHPI"], Scientific news of NTUU of Ukraine,
- [12] Shao, L.-L., Zhang, Z.-Y., & Zhang, C.-L. (2018). *Constrained optimal high pressure equation of CO2 transcritical cycle*. *Applied Thermal Engineering*, 128, 173–178. doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.
- [13] Kravaris, C., & Kantor, J. C. (1990). *Geometric methods for nonlinear process control. 2. Controller synthesis*. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 29(12), 2310–2323. doi:10.1021/ie00108a002
- [14] Padhee, S., Khare, Y. B., & Singh, Y. (2011). *Internal model based PID control of shell and tube heat exchanger system*. *IEEE Technology Students' Symposium*. doi:10.1109/techsym.2011.5783833.
- [15] Dudnikov E.G. Avtomaticheskoe upravlenie v himicheskoi promishlennosti. [Automatic control in chemical industry]. *Mashinostroenie*, 1987. 368 p.
- [16] Automatic control of a heat exchanger with changing operation conditions. <http://www.mathematik.tudortmund.de/papers/BayazitBicerKulaliMueminogluTorres2008.pdf> (accessed 12.12.2020).
- [17] Applying heat exchanger control strategies. <https://www.controleng.com/articles/applying-heat-exchanger-control-strategies/> (accessed 12.12.2020).
- [18] Khan, A. R., Baker, N. S., & Wardle, A. P. (1988). *The dynamic characteristics of a countercurrent plate heat exchanger*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 31(6), 1269–1278. doi:10.1016/0017-9310(88)90069-5002.
- [19] Kanellakopoulos I., Kokotovic P. V., and Morse A. S., "Systematic design of adaptive controllers for feedback linearizable systems," *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 36, no. 11, pp. 1241–1253, 1991.
- [20] The future of heat pumps. World Energy Outlook Special Report. IEA, 2022.
- [21] <https://iea.blob.core.windows.net/assets/536f38a4-2624-476a-a048-21b6b4df12b6/TheFutureofHeatPumps.pdf>
- [22] <https://www.rehva.eu/rehva-journal/chapter/application-of-heat-pumps-in-existing-district-heating-system> (accessed 25.04.2023).
- [23] Span R. and Wagner W., A New Equation of State for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region from Triple-Point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa, *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 25, 6, (1996), pp.1509-1597.
- [24] Ommen, T., Markussen, W.B., Elmgaard B. Heat pumps in combined heat and power systems. *Energy* 2014; 76:989–1000. doi:10.1016/j.energy.2014.09.016.28
- [25] Mairi A., Corriou J.-P. PDE control of heat exchangers by input-output linearization approach. In *Advanced Analytic and Control Techniques for Thermal Systems with Heat Exchangers* # 2020 Elsevier Inc. All rights reserved., pp.367-386, <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-819422-5.00017-7> (accessed 08.04.2023).
- [26] Malleswararao, Y. S. N., & Chidambaram, M. (1992). *Non-linear controllers for a heat exchanger*. *Journal of Process Control*, 2(1), 17–21. doi:10.1016/0959-1524(92)80014-o.
- [27] Togashi, E. Development of heat pump model based on outlet temperature of heat medium. *Jpn Archit Rev.* 2018; 1: 129–139. <https://doi.org/10.1002/2475-8876.1006> (accessed 08.04.2023).

- [28] Ferrarini, L., Rastegarpour, S., Caseri, L., Watanabe, T., & Choi, Y. (2020). *Predictive control-oriented models of a domestic air-to-water heat pump under variable conditions*. *IEEE Robotics and Automation Letters*, 1–1. doi:10.1109/lra.2020.3007474.
- [29] Sahoo A., Radhakrishnan T.K., Sankar Rao C. Modeling and control of a real time shell and tube heat exchanger. *Resource-Efficient Technologies* 3 (2017) 124–132, <http://dx.doi.org/10.1016/j.reffit.2016.12.001> (accessed 08.04.2023).
- [30] Skorospeshkin M. V., Sukhodoev M.S., Skorospeshkin V.N., Rymashevskiy P. O. An adaptive control system for a shell-and-tube heat exchanger. *IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series* 803 (2017) 012153 doi:10.1088/1742-6596/803/1/012153 (accessed 08.11.2022).
- [31] Chitra. V. S, Manimaran. M, Petchithai. V. Non-linear Block-Box Modelling and Control a Shell and Tube Heat Exchanger Using Generalized predictive Controller. *International Journal of ChemTech Research* Vol.7, No.4, pp 1843-1848, 2014-2015.
- [32] Alsop A.W. & Edgar T.W. (1989) nonlinear heat exchanger control through the use of partially linearized control variables, *Chemical Engineering Communications*, 75:1, 155-170. DOI: [10.1080/00986448908940674](https://doi.org/10.1080/00986448908940674) (accessed 08.04.2023).

**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. Область научных интересов: тепловые насосы, автоматическое управление технологическими процессами.  
E-mail: [mihail\\_sit@mail.ru](mailto:mihail_sit@mail.ru)



**Журавлев Анатолий Александрович** – к. т. н. Область научных интересов: микропроцессорные системы управления, промышленная автоматика.  
E-mail: [AZhur5249@mail.ru](mailto:AZhur5249@mail.ru)



**Тыршу Михаил Степанович**, Институт энергетики, кандидат технических наук. Научные интересы связаны с диагностикой высоковольтного оборудования и силовой электроникой.  
[tirsu.mihai@gmail.com](mailto:tirsu.mihai@gmail.com).



**Лупу Михаил Леонидович** Институт энергетики. Научные интересы связаны с энергоэффективностью, развитием возобновляемых источников энергии, уменьшением выбросов и защитой окружающей среды.  
[mihu.lupu@gmail.com](mailto:mihu.lupu@gmail.com)



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



**Дауд Василий Петрович** к.т.н., научные интересы связаны с энергоэффективностью, развитием возобновляемых источников энергии, уменьшением выбросов и защитой окружающей среды.  
E-mail: [caporalprim@yahoo.com](mailto:caporalprim@yahoo.com)