

## ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЕ ПРОМЫШЛЕННОЙ ТЕПЛИЦЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕПЛООВОГО НАСОСА С ГАЗОВЫМ ПРИВОДОМ, часть II

**Шит М.Л., Иойшер А.М., Андронатий Н.Р., Бурчиу В.И., Шит Б.М.  
 Институт Энергетики АН Молдовы**

**Аннотация.** В статье предложена схема связи теплообменника для утилизации теплоты дымовых газов с испарителем. В предложенной схеме обеспечивается минимум мощности вентилятора для подачи воздуха на испаритель теплового насоса и компенсация пульсаций температуры дымовых газов и напора вентилятора. Показано, как оптимизировать параметры теплообменника из условия минимума диссипации энергии с использованием величины, называемой "энтрансия". Разработана схема координированной системы управления гидравлическими трансмиссиями, передающими мощность на компрессор теплового насоса и электрогенератор.

**Ключевые слова:** Тепловой насос, газопоршневая установка, диоксид углерода, координированная система управления, регулируемая гидросистема, энтрансия.

### ALIMENTARE CU ENERGIE A SEREI INDUSTRIALE CU UTILIZARE A POMPEI DE CĂLDURĂ CU ACȚIONARE DE GAZ , partea II

**Șit M.L., Ioisher A.A., Andronati N.R., Burciu V.I., Șit B.M.  
 Institutul de Energetică al Academiei de Științe a Moldovei**

**Rezumat.** În articol este propusă schema legăturii schimbătorului de căldură pentru utilizarea căldurii gazelor eșapate cu evaporator. În schema propusă se asigură valoarea minimă a puterii ventilatorului pentru transmiterea aerului pe evaporatorul pompei de căldură și compensarea pulsațiilor temperaturii gazelor eșapate și presiunii ventilatorului. Este demonstrat cum se poate de optimizat parametrii schimbătorului de căldură din condiția minimului disipării energiei cu utilizarea valorii ce se numește entransia. Este elaborată schema sistemului coordonat de dirijare a transmisiilor hidraulice, ce transmit puterea pe compresorul pompei de căldură și pe generatorul electric.

**Cuvinte-cheie:** Sistemul de dirijare, dioxid de carbon, pompa de căldură, recuperator de căldură, entransie.

### ENERGY SUPPLY OF COMMERTIAL GREENHOUSE WITH THE GAS DRIVEN HEAT PUMP part II

**Șit M.L., Ioisher A.A., Andronaty N.R., Burchiu V.I., Șit B.M.**

**Institute of Power Engineering of the Academy of Sciences of Moldova**

**Abstract.** In this article a scheme of connection of heat exchanger for utilization of heat of flue gases with vapor source is proposed. In proposed scheme is represented minimum power of ventilator for air's feeding on the vapor source of heat pump and compensation of pulsation of temperature of flue gases and pressure of ventilator. It is shown how to optimize parameters of heat exchanger in conditions of minimum of dissipation of energy with utilization of value of entransy. It is elaborated a scheme of coordinated control system of hydraulic transmissions, that transfers power on compressor of heat pump and electrical generator.

**Keywords:** Heat pump, recuperator, coordinated control system, carbon dioxide, entransy.

Условные обозначения	
$T$	Температура, К;
$\dot{m}$	Массовый расход, кг/с;
$M_w$	Масса 1 м стенки теплообменника, кг;
$c_w$	Теплоемкость стенки, Дж/кг °С ;
$\alpha_1$	Коэффициент теплоотдачи на стороне пластины со стороны холодного потока;
$\alpha_2$	Коэффициент теплоотдачи на стороне пластины со стороны горячего потока;
$F_1$	Площадь поверхности со стороны холодного потока, м <sup>2</sup> ;
$F_2$	Площадь поверхности со стороны горячего потока, м <sup>2</sup> ;

$R_0$	Универсальная газовая постоянная, $R_0 \approx 8,314 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$ ;
$R_g$	Индивидуальная газовая постоянная, $R_g = R_0 / M$ , $M$ - молярная масса;
$\dot{Q}$	Тепловая мощность, $\text{Вт}$ .
Подстрочные индексы	
$A$	Воздух;
$G$	Дымовые газы;
$H$	Горячий воздух;
$C$	Наружный воздух;
$i$	Номер секции теплообменника по пути горячего воздуха;
$O$	Выход потока;
$I$	Вход потока.

Сокращения	
АИХМ	Адсорбционно-испарительная холодильная машина;
ДВС	Двигатель внутреннего сгорания;
ГПУ	Газопоршневая установка;
ТН	Тепловой насос;
ТНУ	Теплонасосная установка;
СОР	Коэффициент эффективности теплонасосной установки;
САР	Система автоматического регулирования;
ХМ	Холодильная машина.

## Введение

Рассмотренная в [1] схема теплового насоса с газовым приводом отличается от [2] и других им подобных тем, что в ней в зимний период теплота, утилизируемая от дымовых газов и от рубашки двигателя, используется для повышения СОР теплового насоса с целью увеличения выработки электрической энергии (за счет увеличения СОР теплового насоса). В переходный период теплота от газового привода поступает на АИХМ. Если теплоты больше, чем надо, то она удаляется или используется в «малой» адсорбционной ХМ. В этой части статьи рассмотрены: вопросы выбора блока для утилизации теплоты дымовых газов ГПУ, применительно к данной задаче, структура системы управления комплексом.

В последнее время все более очевидны преимущества и перспективы применения *поршневых газовых двигателей* внутреннего сгорания для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии. Актуальность этого направления обусловлена либерализацией энергетического рынка, высокими затратами на подключение и кризиса в эксплуатации крупных систем централизованного энергоснабжения. В этих условиях реальным путем повышения эффективности энергетического производства является развитие локальных автономных децентрализованных источников комбинированного производства электроэнергии и тепла на базе газопоршневых двигателей, преимуществами которых являются высокий КПД, надежность (<http://www.als-energo.ru/catalog/gpu>, <http://tgi-group.ru/gazoporshnevye-ustanovki>, <http://www.cogeneration.com.ua/ru/analytics/special-gas/hydrogen-utilization/>, [http://www.manbw.ru/analytics/which\\_is\\_better\\_gas\\_piston\\_or\\_gas\\_turbine\\_power\\_units.html](http://www.manbw.ru/analytics/which_is_better_gas_piston_or_gas_turbine_power_units.html), <http://www.ctc-klimat.by/equipment/tec/>, <http://tv-k.ru/activities/34-argumenty-v-polzu-primeneniya-mini-tes-na-baze-gazoporshnevykh-dvigatелеj.html>, [http://vk.com/topic-38378501\\_26560485](http://vk.com/topic-38378501_26560485)). Анализ тепловых балансов газопоршневой установки и/или

газового двигателя показывает, что количество теплоты  $Q_G$ , теряемой с дымовыми газами, составляет от 22 до 27% общих потерь теплоты ДВС (ГПУ). Теплота,  $Q_R$ , которую можно получить от системы охлаждения рубашки двигателя, составляет 10...12% от общих потерь теплоты. Тепловой потенциал  $Q_G$  составляет от 1100 до 300°C, а тепловой потенциал  $Q_R$  составляет 70...90°C [3]. Для приведения этих тепловых потенциалов к требуемым значениям – 45...50°C необходимо разработать соответствующее техническое решение.

### 1.1. Система утилизации теплоты

Использование утилизационных теплообменников является классическим решением, применяемым для утилизации теплоты дымовых газов [4-9]. Так, известна система автоматизированного управления утилизацией тепла (САУ УТ) для газопоршневой электростанции с двигателем Perkins 4006TESI, в которой предусмотрена двухконтурная система утилизации тепла: с рубашки двигателя и выхлопных газов ГПУ. Съем тепла с рубашки двигателя осуществляется при помощи пластинчатого теплообменника M10BFM производства Alfa Laval, в котором нагревающим теплоносителем является антифриз двигателя, а нагреваемым - вода. Система утилизации теплоты «Президент-Нева» функционирует по общей схеме работы когенерационной установки по выработке электрической и тепловой энергий: отбор и передача тепла потребителю от систем (контуров) двигателей электростанций с большим температурным потенциалом. К таким контурам относятся: система охлаждения рубашки двигателя и масла и система газовыхлопа. Примерами пластинчатых рекуперационных теплообменников могут быть, следующие, см. <http://www.directindustry.com/prod/eclipse/air-air-heat-exchangers-21978-872777.html> и [http://www.engineeringtoolbox.com/heat-recovery-efficiency-d\\_201.html](http://www.engineeringtoolbox.com/heat-recovery-efficiency-d_201.html). Схему теплообменника, см. <http://www.gupex.com/>.

Схема утилизационного пластинчатого теплообменника (рис.2) с регулируемым аккумулятором теплоты (рис.1) состоит из четырехсекционного теплообменника, в первой секции которого происходит подогрев наружного воздуха до определенной температуры, а в последующих секциях – охлаждение этого воздуха до заданной температуры, например, 50°C. Особенностью схемы является ее простота, невысокая стоимость, простота системы регулирования температуры на выходе смесителя. Регулирование температуры теплого воздуха в секциях теплообменника производится посредством задвижек, установленных на входах потоков холодного воздуха на входе в каждую секцию. Регулируемый аккумулятор теплоты может представлять собой резервуар с мешалкой, заполненный водой. В резервуаре расположены теплообменники "газ-жидкость". В одном из теплообменников пульсации температуры теплого воздуха, (вызванные пульсациями температуры выхлопных газов и пульсациями напора вентилятора), вызывающих *превышение* заданной температуры воздуха, поступающего на испаритель, *компенсируются* за счет подачи наружного воздуха, а пульсации температуры со значениями *ниже* заданного *компенсируются* за счет горячего воздуха, поступающего от одной из ступеней теплообменника. Т.е., эти два теплообменника служат для стабилизации температуры стенки трубопровода, по которому теплый воздух поступает в испаритель теплового насоса поз.11 (рис. 5). Воздух, предназначенный для стабилизации температуры воды, а, следовательно, и температуры стенки трубопровода теплого воздуха, удаляется наружу. Дымовые газы также уходят в атмосферу (температура газа на выходе определяется условием отсутствия коррозии выхлопной трубы). При существенном изменении температуры

воздуха на входе, температура газа на выходе регулируется расходом газа путем пропуска его через байпас. Фильтрация высокочастотных пульсаций температуры происходит за счет инерционности стенки теплообменника. Так, если вычислив постоянную времени стенки  $T_w$  по формуле [10],

$$T_w = M_w c_w / F_1 \alpha_1 \quad (1)$$

и воспользовавшись известной формулой для амплитудно-частотной характеристики инерционного звена

$$A(w) = \frac{1}{\sqrt{1 + T_w^2 w^2}}, \quad (2)$$

где  $w$  – круговая частота, то можно показать, что, например, при следующих исходных данных: толщина стенки  $T_w = 0,0008 м$ , теплоемкость стали  $c_w = 0,462 кДжс / кг К$ , площадь поверхности  $1 м^2$  теплообменника  $F_1 = 1 м^2$ , масса  $1 м^2$  стенки  $63,2 Н$ , коэффициент теплоотдачи от поверхности к воздуху  $\alpha_1 = 12 Джс / (м^2 \cdot с \cdot К)$  частоты колебаний температуры воздуха, начиная с  $0,65 Гц$ , практически не будут передаваться через стенку. Колебания температуры воздуха, вызванные нестабильностью напора вентилятора, будут гаситься с помощью соответствующих САР температуры воздуха после каждой секции теплообменника. При выборе количества секций теплообменника критерием является минимум расхода воздуха, подаваемого вентилятором. Так, например, при наличии двух секций (при температуре наружного воздуха) отношение расхода воздуха через секцию холодного воздуха к расходу воздуха через секцию горячего воздуха будет  $(457-50)/(50-0) \sim 8,14$ . При пяти секциях и значениях температур отношение расходов воздуха будет равно  $5,58$ , что снизит мощность вентилятора в  $(8,14/5,58)^3 = 3,0$  раза.

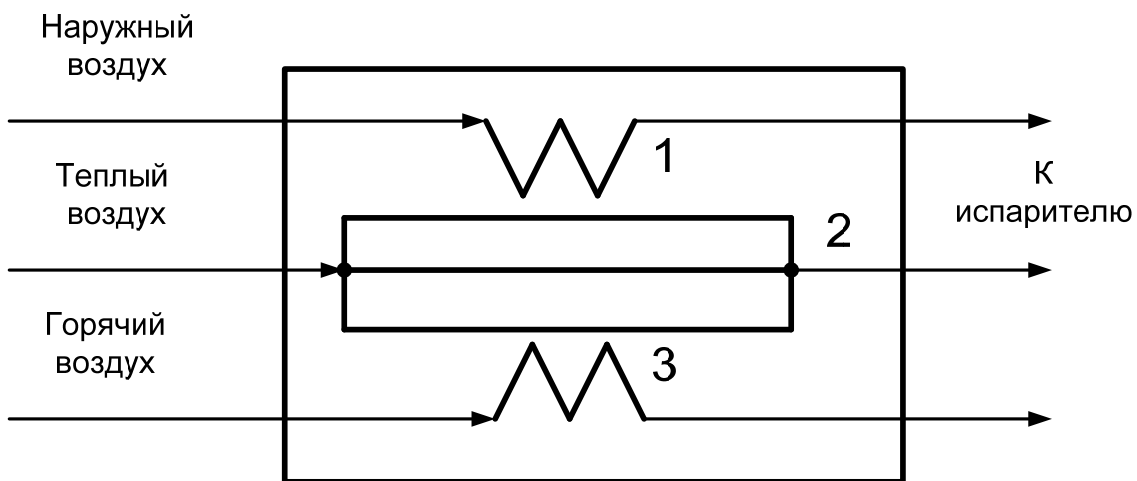
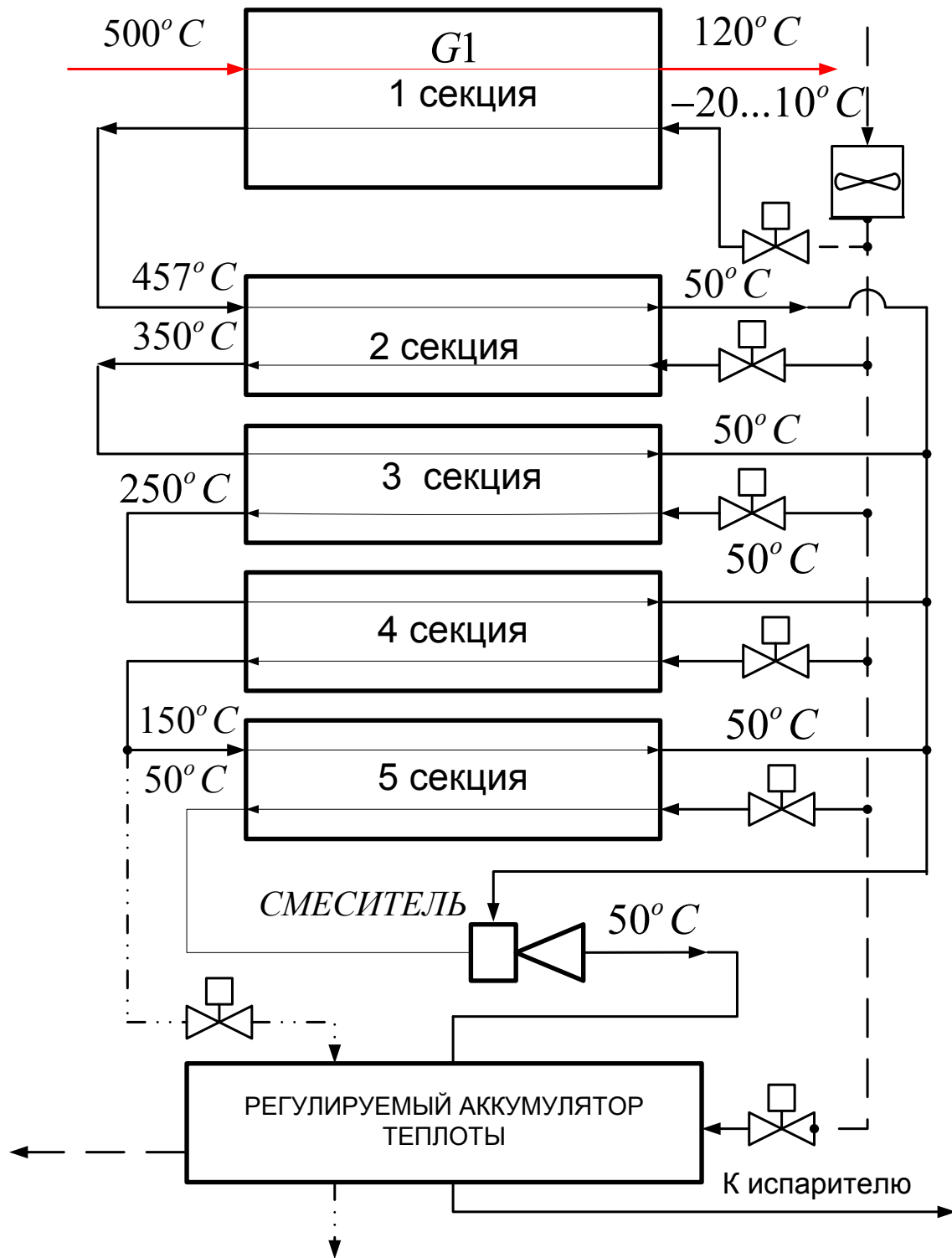


Рис. 1. Схема регулируемого аккумулятора теплоты.

1 – теплообменник охлаждения теплоаккумулирующего вещества, 2 – воздухопровод подогретого воздуха, 3 – теплообменник подогрева теплоаккумулирующего вещества



**Рис.2.** Схема блока утилизационного теплообменника,  
 линия штрихпунктирная – горячий воздух, линия штриховая – наружный воздух,  
 сплошная линия – теплый воздух

### Термодинамический анализ

Задаче снижения потерь энергии в теплообменнике придается в настоящее время большое значение. Имеются два вида оценки качества теплообменника – с помощью первого и второго законов термодинамики. Подход, использующий минимизацию энтропии, был предложен Бежаном [13,14] при котором анализируются два типа необратимостей в теплообменнике: первая – вызванная теплообменом, и вторая – потерями из-за гидравлических сопротивлений. Гуо и др [15] предложили новое физическое понятие для описания теплопередачи, по аналогии с электропроводимостью, и назвали эту величину *энтрансией* (entransy), как меру необратимости процесса теплообмена, составив это слово из двух (energy, transfer ability). Энтрансия  $E_{vh}$ , накопленная в объекте (по аналогии с энергией, накопленной в конденсаторе), определяется по формуле [15]

$$E_{vh} = \frac{1}{2} Q_{vh} U_h = \frac{1}{2} Q_{vh} T,$$

где,  $Q_{vh} = Mc_v T$  – тепловая энергия или теплота, сохраненная в объекте постоянного объема, которая может быть названа тепловым зарядом.  $U$  или  $T$  определяет тепловой потенциал. Было показано, что энтрансия рассеивается в процессах теплообмена, и увеличение диссипации энтрансии влечет увеличение необратимости, и что имеется взаимно-однозначное соответствие между минимумом диссипации энтрансии и максимумом теплопередачи.

Уравнение энергетического баланса первой секции рекуперативного теплообменника имеет вид [12]:

$$\dot{Q} = m_G c_{PG} (T_{H,i} - T_{H,o}) = m_A c_{PA} (T_{A,o} - T_{A,i}) \quad (1)$$

Диссипация энтрансии в этой секции вычисляется по формуле:

$$\dot{G}_{\Delta T} = \frac{1}{2} (\dot{m} c_p)_G (T_{G,i}^2 - T_{G,o}^2) + \frac{1}{2} (\dot{m} c_p)_A (T_{A,i}^2 - T_{A,o}^2) \quad (2)$$

Для последующих секций теплообменника индексы при формулах (1) и (2) заменяются на  $AH_{I,i}, AH_{O,i}$ , где  $i$  – номер секции,  $H$  – означает "горячий воздух, С-" "холодный воздух" и общая энтрансия теплообменника будет равна сумме энтрансий секций.

$$\dot{G}_T = \dot{G}_{\Delta T} + \dot{G}_{\Delta P} \quad (3)$$

Диссипация энтрансии, вызванная трением газов в секции «дымовые газы - воздух» теплообменника выражается формулой ( по аналогии с [12])

$$\dot{G}_{\Delta P} = \dot{m}_G \left[ \frac{T_{G,o} - T_{G,i}}{\ln(T_{G,o}/T_{G,i})} \right]^2 R_{gG} \ln \left( 1 - \frac{\Delta P_G}{P_G} \right) - \dot{m}_A \left[ \frac{T_{A,o} - T_{A,i}}{\ln(T_{A,o}/T_{A,i})} \right]^2 R_{gA} \ln \left( 1 - \frac{\Delta P_A}{P_A} \right) \quad (4)$$

Для последующих секций теплообменника получаем:

$$\dot{G}_{\Delta P_i} = \dot{m}_{AH_i} \left[ \frac{T_{H(A,O)i} - T_{H(A,I)i}}{\ln(T_{H(A,O)i}/T_{C(A,I)i})} \right]^2 R_g \ln \left( 1 - \frac{\Delta P_H}{P_{H,i}} \right) - \dot{m}_{C(Ai)} \left[ \frac{T_{C(A,O)} - T_{C(A,I)}}{\ln(T_{C(A,O)}/T_{C(A,I)})} \right]^2 R_g \ln \left( 1 - \frac{\Delta P_C}{P_{C,i}} \right) \quad (5)$$

$$\dot{G}_i = \dot{G}_{\Delta T_i} + \dot{G}_{\Delta P_i} \quad (6)$$

Безразмерная скорость изменения диссипации энтропии, которую называют "числом диссипации энтропии" вычисляется для первой секции рекуператора по формуле

$$G^* = \frac{\dot{G}}{\dot{Q} \cdot (T_{H,I} - T_{A,O})} \quad (7)$$

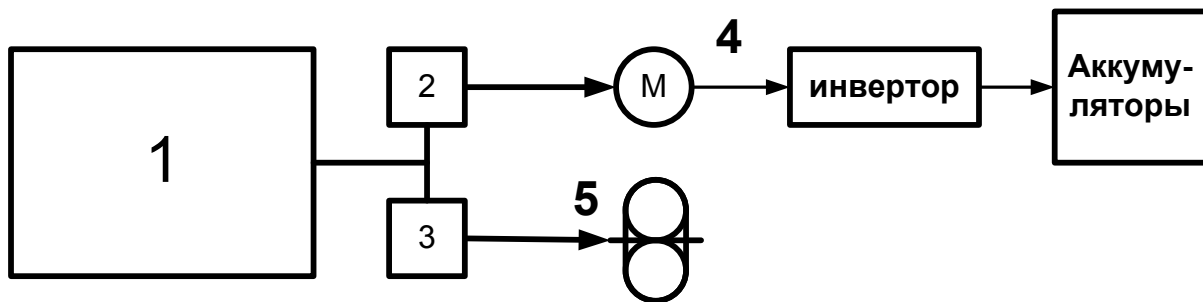
Эта формула получается путем деления уравнения (7) на  $\dot{Q} \cdot (T_{G,I} - T_{A,O})$ . Эффективность теплообменника вычисляем по формуле [16]

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (8)$$

Таким образом, оптимизация конструкции рекуператора для данной задачи сводится к минимизации механической мощности напорного вентилятора при условии ограничения на стоимость теплообменника (которую характеризуем площадью его теплопередающей поверхности) и минимумом диссипации энтропии.

## 1.2. Система управления

Структурная схема установки имеет вид (рис.3).



**Рис.3.** 1- ГПУ, 2, 3 – гидропередачи, в которых регулируется по передаваемый момент и число оборотов выходного вала, 4 – генератор напряжения, 5 – компрессор

Система управления тепловым насосом (рис.4) состоит из шести подсистем: САУ температурно-влажностным режимом; САУ электрогенерацией и электропотреблением; САУ тепловым насосом; САУ тепловым насосом; САУ гидравлическими передачами; САУ газопоршневой установкой.

Система имеет следующие особенности: для получения новой заданной температуры газоохладителя (ГО) и новой мощности, передаваемой через ГО необходимо изменить следующие задания регуляторам контуров САР:

- 1) задание по мощности компрессора (число оборотов гидропривода, давление в гидросистеме соответствующей гидропередачи);
- 2) задание по температуре воды после ГО;
- 3) задание по расходу теплого воздуха через испаритель исходя из условия, чтобы значение величины расхода теплого воздуха соответствовало новой мощности компрессора;

При этом рабочая точка компрессора (давление и температура хладагента на его входе) выходит в заданное положение после завершения переходных процессов в испарителях и дополнительном теплообменнике теплового насоса. Инерционность процесса вывода рабочей точки в заданное положение определяется: инерционностью утилизационных теплообменников, аккумулятора теплоты.

СОР теплового насоса регулируется посредством изменения режима работы промежуточного теплообменника и работы утилизационного теплообменника (рис.3). Второй регулируемой величиной системы является расход газа, задаваемый в зависимости от СОР ТН и максимума КПД ГПУ. При изменении метеоусловий происходит изменение расхода хладагента через теплообменники, поз. 3, 5, 7, 13 рис.3 и расхода дымовых газов на входе в утилизационный теплообменник. Критерием качества управления ГПУ является минимум расхода газа за время переходного процесса.

При изменении задания по изменению мощности компрессора, происходит изменение расхода воздуха, идущего на аккумулятор теплоты и далее на испаритель. В объемных гидропередачах поз. 1 и 2, расположенных между ГПУ (ДВС) и компрессором и генератором (рис.3) изменяется число оборотов гидромоторов, связанных с нагрузками (компрессор и генератор) и давление рабочей жидкости, таким образом, чтобы обеспечить передачу заданной мощности в компрессор при условии, что суммарная передаваемая мощность остается постоянной.

Аккумуляторная батарея, является накопителем электрической энергии, генерируемой станцией, и одновременно элементом, согласующим мгновенную мощность нагрузки и генерируемую мощность. Батарея аккумуляторов потребляет только мощность, соответствующую ее зарядному току. Согласовать зарядную мощность батареи аккумуляторов с избытком мощности системы генерации электроэнергии позволяет регулирование количества аккумуляторных батарей а, следовательно, и емкости батареи с помощью соответствующего управляющего устройства, что может быть осуществлено, например, по схеме [11].

Установка генерирует определенное количество электроэнергии при выполнении условий:

- а) минимума расхода газа ДВС для производства необходимой теплоты для отопления теплицы при условии;
- б) обеспечения максимального СОР ТН;
- в) максимального КПД ДВС.

В летнее время газ поступает на теплообменник для выпаривания влаги. Емкость холодильника определяется из возможностей системы утилизации теплоты и максимальной мощности холодильника для наилучших условий.

Основой обеспечения минимума перерасхода топлива при обеспечении заданной тепловой мощности и максимальном КПД системы является координированная система управления мощностью ДВС (ГПУ). В этой системе обеспечивается поддержание суммарной механической мощности расходуемой на привод компрессора и



асинхронного генератора при возмущениях, поступающих от компрессора (изменение задания мощности компрессора).

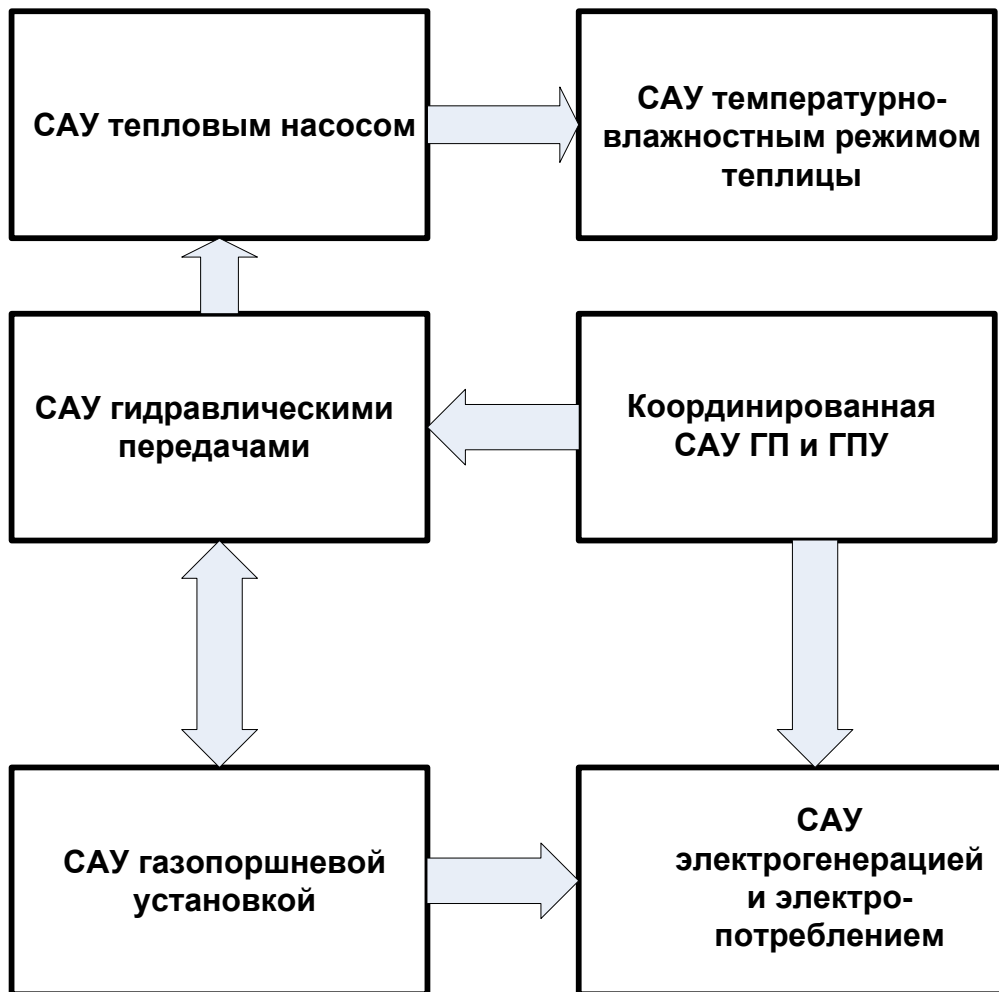


Рис. 4. Структурная схема САУ ТН с ГП

Из изложенного следует, что САУ ГПУ должна иметь систему стабилизации числа оборотов при постоянной мощности в нагрузочном режиме с заданным эффективным КПД. Мощность двигателя расходуется на привод компрессора и привод электрического генератора. Эти составляющие мощности являются случайными величинами, зависящими от электрической нагрузки ГПУ и тепловой нагрузки ТН. Задачей координированной системы управления расходом топлива газового двигателя ГПУ является поддержание стабилизация суммы этих нагрузок при приоритете тепловой нагрузки и при условии минимума перерасхода топлива в переходных процессах. Координированная система управления управляется следующим образом. Пусть на контур управления компрессором ТНУ поступил сигнал задания: увеличить момент на компрессоре и число оборотов компрессора. Тогда, регулятор нагрузки второго гидропривода изменяет свой сигнал таким образом, чтобы сумма мощностей на двух валах осталась неизменной. В координированной системе управления должна быть учтена система стабилизации положения рейки ТНВД (топливного насоса высокого давления), как первый канал координированной системы управления, и второй канал координированной системы управления – канал задания мощности,

передаваемой на компрессор теплового насоса. На рис.5 приведена схема теплового насоса.

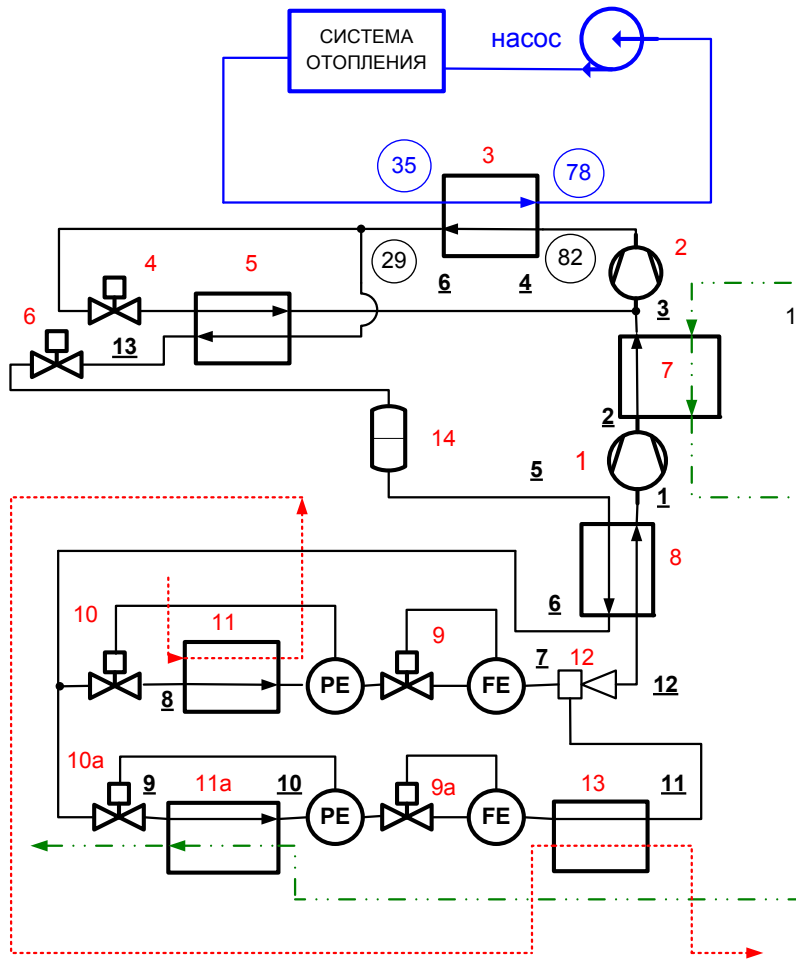


Рис.5. Схема теплового насоса ([1]),  
 Обозначения на рис. см. ([1])

Схема координированной системы управления гидросистемами имеет вид (рис.6):

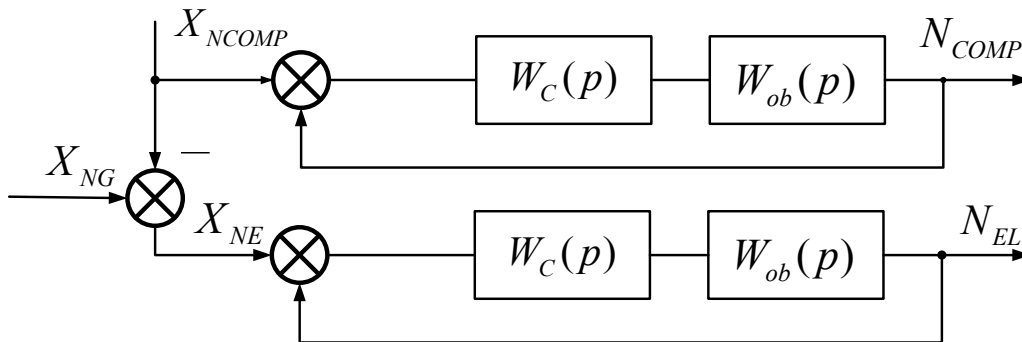


Рис. 6. Структурная схема САУ управления гидросистемами.

На схеме приняты следующие обозначения:  $X_{NG}$  – сигнал задания мощности ГПУ,  $X_{COMP}$  – сигнал задания мощности компрессора,  $X_{NE}$  – сигнал задания мощности генератора,  $N_{COMP}$  – мощность компрессора,  $N_{EL}$  – мощность генератора.

Сигналы задания в координированной системе связаны зависимостью для любого момента времени:

$$X_{NE}(t) = X_{NG}(t) - X_{COMP}(t). \quad (9)$$

Нами были исследованы переходные процессы в системе, приведенной на рис.6, а также в классической системе "ведущий – ведомый", где заданием сигнала мощности генератора является разность сигналов между выходом контура регулирования мощности компрессора и сигналом задания мощности ГПУ. Как показали результаты моделирования, качество процессов в системе рис.6, оказалось выше, благодаря отсутствию запаздывания в контуре управления мощностью компрессора.

### Выводы

1. В предложенной схеме утилизации теплоты с помощью пластинчатого теплообменника обеспечивается минимум мощности вентилятора для подачи воздуха на испаритель теплового насоса и компенсация пульсаций температуры дымовых газов и напора вентилятора. Показано, как оптимизировать параметры теплообменника из условия минимума диссипации энергии с использованием величины, называемой "энтрансия".
2. Предложена схема координированной системы управления гидравлическими трансмиссиями, передающими мощность на компрессор теплового насоса и электрогенератор, обладающей повышенным качеством управления по сравнению с координированной системой управления типа "ведущий-ведомый".

### Литература

- [1] Шит М.Л., Иойшер А.М., Шит Б.М., Дорошенко А.В., Чебан Д.Н. энергоснабжение промышленной теплицы С использованием теплового насоса с газовым приводом, часть I. Problemele energeticii regionale, 2(22) 2013, p. 64-78.
- [2] Ying-Lin Li, Xiao-Song Zhang, Liang Cai A novel parallel-type hybrid-power gas-driven engine heat pump system. International Journal of Refrigeration 30(2007) 1134-1142.
- [3] Калимуллин Р.Ф., Горбачев С.В., Филиппов А.А. Тепловой расчет автомобильных газовых двигателей: методические указания к курсовому проектированию. Оренбург, ГОУ ОГУ, 2007. - 40с.
- [4] [http://www.promavtsystem.ru/p\\_gpes.html](http://www.promavtsystem.ru/p_gpes.html)
- [5] <http://www.owen.ru/text/84931504>
- [6] [http://www.owen.ru/uploads/aip\\_40\\_24-25.pdf](http://www.owen.ru/uploads/aip_40_24-25.pdf)
- [7] <http://www.powercity.ru/site/ru/catalog/291.html>
- [8] <http://www.combienergy.ru/stat967.html>
- [9] <http://www.dieselduck.net/machine/05%20steam/2002%20FWG%20and%20Heat%20Recovery%20System.pdf>
- [10] Автоматическое управление в химической промышленности: Учебник для вузов. Под ред. Е.Г. Дудникова. – М.; Химия. 1987. 368с.
- [11] <http://www.duskyrobin.com/tpu/2005-07-00049.pdf>

- [12] Jiangfeng Guo, Xiulan Huai\*, Xunfeng Li, Jun Cai, Yongwei Wang Multi-objective optimization of heat exchanger based on entransy dissipation theory in an irreversible Brayton cycle system. Energy, 2013, 63: 95-102.
- [13] Bejan A. Entropy generation through heat and fluid flow. New York: Wiley; 1982.
- [14] Bejan A. Second law analysis in heat transfer. Energy 1980;5(8-9):720-32.
- [15] Guo ZY, Zhu HY, Liang XG. Entransy e a physical quantity describing heat transfer ability. Int. J Heat Mass Transfer 2007;50(13-14):2545-56.
- [16] Shah R. K, Sekulić D. P. Fundamentals of heat exchanger design. Hoboken: John Wiley & Sons Inc.; 2003.
- [17] Giam T.S., Tan K.K., Huang S. Precision coordinated control of multi-axis gantry stages. ISA Transactions 46 (2007) 399–409.

#### Сведения об авторах



**Шит Михаил Львович** – к.т.н., в.н.с., лаборатории, «Энергетической эффективности и возобновляемых источников энергии» Института энергетики АНМ. Область научных интересов: тепловые насосы, автоматическое управление технологическими процессами в энергетике, промышленности, сельском хозяйстве.  
E-mail: [mihail\\_sheet@yahoo.com](mailto:mihail_sheet@yahoo.com)



**Иойшер Анатолий Матусович** – к.ф.м.н., зав. лабораторией Микропроводов и нитевидных наноструктур Института "ELIRI" (Кишинев). Область научных интересов: нанотехнология, сенсоры, производство тепла и холода с помощью вихревых труб и термоэлектрических тепловых насосов.  
E-mail: [amyosher@gmail.com](mailto:amyosher@gmail.com).



**Бурчу Виталий**, д.т.н., Академик РАЕН. Родился 20.09.1949. В 1976 г. окончил Технический Университет Молдовы. В 1985 защитил кандидатскую диссертацию, а в 2000 г. – докторскую диссертацию. В настоящее время является заведующим лабораторией «Энергетическая эффективность и Возобновляемые Источники Энергии», Институт Энергетики Академии Наук Молдовы



**Шит Борис Михайлович** – инженер-программист Института энергетики АНМ. Область научных интересов: тепловые насосы, автоматическое управление технологическими процессами в энергетике, промышленности, сельском хозяйстве.  
E-mail: [boris@fld.rambler.ru](mailto:boris@fld.rambler.ru).