

Multi-Temperature Heat Pump with Cascade Compressor Connection

Șit M.L.¹, Starikov A.V.², Zhuravleov A.A.¹, Timchenko D.V.¹

Institute of Power Engineering of the Academy of Sciences of Moldova¹, Kishinau, Republic of Moldova

Samara State Technical University², Samara, Russian Federation

Abstract. Object of the study is a multifunctional heat pump with several evaporators and condensers designed for simultaneous provision of technological processes with heat and cold. The aim of the work is the development and study of the scheme for this type of heat pumps, which ensures minimum irreversibility in the "compressor-gas coolers" chain, without the use of adjustable ejectors installed after evaporators and used as flow mixers. Obtained technical solution ensures the stabilization of heat pump coefficient of performance (COP) and prescribed thermal regimes of heat exchangers at a variable flow rate of the refrigerant. The novelty of the elaboration is inclusion of a compressor of the first stage with a serially connected intermediate heat exchanger and a control valve that are located before the compressor inlet of the second stage of the heat pump, which allows establishing rational pressure after the first stage of compressors. A scheme for the temperature regulation at the inlet of first stage compressors by regulating the flow through the primary circuits of the recuperative heat exchangers has been proposed. Control system of first stage compressor allows providing the required modes of operation of the heat pump. Exergetic analysis of the sections of the hydraulic circuit of heat pump located between the evaporators and gas coolers established that reduction of irreversible losses in the heat pump could be ensured due to optimal choice of the superheat value of gas after the evaporators.

Keywords: heat pump, simulation, control system, flow rate control, compressor, irreversibility.

Pompa de căldură cu temperaturele multiple ale condensatoarelor și evaporatizoarelor și cu compresoarele conectate în cascadă

Șit M.L.¹, Staricov A.V.², Juravliov A.A.¹, Tincenco D.V.¹

¹Institutul de Energetică al Academiei de Științe a Moldovei, Republica Moldova, Chișinău,

²Universitatea tehnică de Stat din Samara, or. Samara, Federația Rusă

Rezumat. Obiectul acestui studiu este o pompă de căldură (PC) multifuncțională, cu mai multe evaporatoare și condensatoare, destinată pentru asigurarea procese simultane de producere de căldură și de frig. Scopul lucrării constă în elaborarea și investigarea schemei, în care este realizată ireversibilitatea minimă în lanțul „compresor – răcitoarul de gaz“, și în care nu sunt utilizate ejectoarele reglate. Soluția tehnică propusă asigură stabilizarea COP-ului pompei de căldură și schimbătoarelor de căldură la debitul variabil de agent frigorific. Noutatea lucrării constă în instalarea compresorului de prima treaptă consecutiv cu schimbător de căldură intermediar și supapei de reglare. Acest bloc este amplasat între ieșirile evaporatizoarelor și intrărilor compresoarelor ale două trepte ale PC, ceea ce permite stabilizarea presiunii prescrise după prima treaptă a compresorului. Se propune schema pentru reglare a temperaturii la intrările ale primei trepte de compresoare prin reglarea debitului agentului frigorific peste lanțurile primare ale schimbătoarelor recuperative ale PC. Sistemul de urmărire care asigură productivitatea compresoarelor primei și de a două trepte, permite funcționarea prescrisă a PC. Rezultatele analizei exergetice a schemei de PC amplasate între vaporizatoarele și răcitoarele de gaz, demonstrează reducerea pierderilor ireversibile în pompa de căldură, care este asigurată datorită alegerii optime de supraîncălzire a gazului după vaporizatoarele.

Cuvinte-cheie: pompa de căldură, model matematic, simulare, sistemul de dirijare, presiune, compresor.

Многотемпературный тепловой насос с каскадным включением компрессоров

Шит М.Л.¹, Стариков А.В.², Журавлев А.А.¹, Тимченко Д.В.¹

¹Институт энергетики АН Молдовы¹, Кишинев, Республика Молдова

²Самарский Государственный Технический Университет, г. Самара, Российская Федерация

Аннотация. Объектом исследования является многофункциональный тепловой насос (ТН) с несколькими испарителями и конденсаторами, предназначенный для одновременного обеспечения технологических процессов теплом и холодом. Целью работы является разработка и исследование схемы для исследуемого типа тепловых насосов, в которой обеспечивается минимальная необратимость в цепи «компрессоры – газоохладители», без использования регулируемых эжекторов, включенных за испарителями и применяемых в качестве смесителей потоков. Полученное техническое решение обеспечивает стабилизацию COP теплового насоса и режимов теплообменников при переменном расходе

хладагента. Новизна работы заключается во включении компрессора первой ступени компрессора с последовательно включенным промежуточным теплообменником и регулирующим клапаном, которые расположены между объединенными выходами испарителей и входом компрессора второй ступени теплового насоса, что позволяет установить рациональное давление после первой ступени компрессоров. Предложена схема для регулирования температуры на входе в компрессоры первой ступени путем регулирования расхода через первичные контуры рекуперативных теплообменников теплового насоса. Следящая система, использующая частотный способ управления электроприводом компрессора первой ступени и обеспечивающая одинаковую производительность компрессоров первой и второй ступеней, позволяет обеспечить требуемые режимы работы теплового насоса. В результате эксергетического анализа участков гидравлической схемы ТН, расположенных между испарителями и газоохладителями, установлено, что снижение необратимых потерь в тепловом насосе обеспечивается за счет оптимального выбора величины перегрева газа после испарителей.

Ключевые слова: тепловой насос, математическая модель, система управления, давление, регулирующий клапан.

Таблица 1. Условные обозначения.

Наименование	Описание обозначения	Наименование	Описание обозначения
v_1	Скорость потока через первый конденсатор, м/с.	p_i	Статическое давление потока в i – м канале, МПа.
v_2	Скорость потока через первый конденсатор, м/с.	t_i	Температура потока в i – м канале, °С.
G_1	Массовый расход потока через первый конденсатор, кг/с.	ρ_1	Плотность хладагента в цепи первого конденсатора кг/м ³ .
G_2	Массовый расход потока через второй конденсатор, кг/с.	ρ_2	Плотность хладагента в цепи второго конденсатора, кг/м ³ .
η_{el}	Электрический КПД компрессора.	T_0	Температура окружающей среды, °К.
f	Частота, Гц	η_{vol}	Объемный КПД компрессора.
V_{cy}	Объем цилиндра, м ³ .	ρ_{suc}	Плотность пара у всасывающего патрубка компрессора
ω_m	Удельная работа компрессора, кДж/кг ⁻¹	w_{th}	Теоретическая работа компрессора, компрессора, кДж/кг ⁻¹ .
s	Удельная энтропия, кДж кг ⁻¹ К ⁻¹	h	Удельная энтальпия, кДж кг ⁻¹ К ⁻¹

Введение

В пищевой, химической промышленности, (например, молочной, мясоперерабатывающей, винодельческой), в сельском хозяйстве широко применяются процессы, где производится обработка продукции теплом и холодом на разных температурных уровнях.

Многотемпературным промышленным тепловым насосам, предназначенным для обработки продуктов теплом и холодом на нескольких температурных уровнях, посвящена обширная литература, для чего достаточно упомянуть литературный обзор, включающий в себя более 70 источников информации [1]. В работе реферированы тепловые насосы со многоступенчатыми компрессорами. Вопросам создания тепловых насосов, в которых рассмотрены схемы включения эжекторов между испарителями с целью повышения COP тепловых насосов посвящены работы [2,3]. Статья [4]

описывает тепловой насос с несколькими конденсаторами, но работающими при разных расходах хладагента при одинаковом давлении и при постоянных нагрузках испарителей.

В данной работе рассматривается многофункциональный тепловой насос, где используются два конденсатора и три испарителя, работающие при разных давлениях и с двумя компрессорами, входы которых связаны с одними и теми же испарителями, а выходы с разными конденсаторами и работающими при переменной тепловой нагрузке. Для такого случая использование эжекторов [2,3] недостаточно эффективно, так как при этом давление на входах компрессоров при использовании диоксида углерода (природного безопасного хладагента) повышается всего на 6% по сравнению с использованием статических смесителей, включенных на выходах испарителей. В рассматриваемой схеме важно определить

времени представляет собой сумму синусоид от углов поворота вала приводного электродвигателя. В [22] получена математическая модель асинхронного электродвигателя, как объекта управления системы частотного управления. Нами рассматривается модель компрессора с частотно-управляемым электроприводом с использованием закона

$$U/f = const. \quad (5)$$

Момент сопротивления поршневого компрессора зависит от угла поворота кривошипно-шатунного механизма и от скорости электродвигателя. Массовый расход компрессора и его входная мощность вычисляются по формулам (6) и (7) [5].

$$\dot{m} = \eta_{vol} \cdot f \cdot V_{cy} \cdot \rho_{suc} \quad (6)$$

$$\dot{w}_{in} = \dot{m} \cdot \omega_{th} / \eta_{el} \quad (7)$$

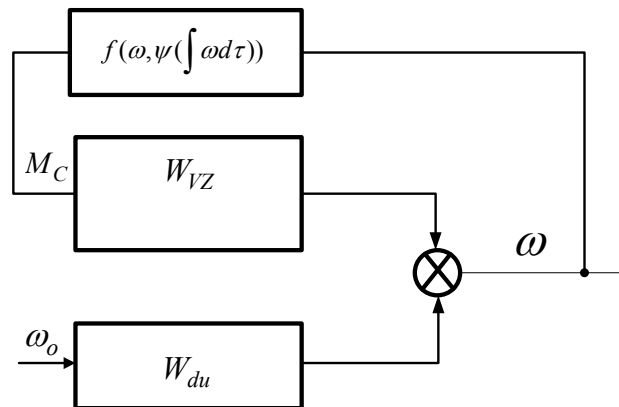
Принята следующая модель пульсаций давления компрессора:

$$M = M_0 + \sum_{i=1}^6 M_i \sin(\omega \cdot i \cdot t), \quad (8)$$

где ω – угловая скорость вращения электропривода. На графике приведенном на рис.5, изображен переходный процесс изменения скорости вала компрессора при следующих значениях коэффициентов, входящих в (8):

$$M_0 = 0,5; M_1 = 0,4; M_2 = 0,1; M_4 = 0,5;$$

$$M_3 = M_5 = M_6 = 0.$$



M_C – момент сопротивления компрессора, ω – угловая скорость вала электропривода компрессора, $f(\omega, \int \omega d\tau)$ – зависимость момента сопротивления электропривода с поршневым компрессором от скорости вращения вала электропривода, W_{du} – передаточная функция компрессора с электроприводом по управляющему воздействию, W_{VZ} – передаточная функция компрессора с электроприводом по возмущающему воздействию

Рис.3. Модель динамики поршневого компрессора с электроприводом.

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ КОМПРЕССОРА ПЕРВОЙ СТУПЕНИ КАСКАДА

Целью создания системы является обеспечение первой ступенью каскада компрессоров 4 расхода, равного сумме расходов компрессоров 6 и 7 (рис.1). Рассмотрим, как будет обеспечиваться работа первой ступени при использовании алгоритма управления (5) и ПИД – регулятора. Работа системы сопровождается рядом возмущений:

из-за изменения падения давления на вентилях в зависимости от расхода через них, из-за изменений производительности двух компрессоров, из-за изменения плотности и энтальпии хладагента. Объемные компрессоры (например, винтовые, поршневые, ротационные, спиральные) относятся к устройствам с постоянным крутящим моментом, что означает, что крутящее усилие, необходимое для поворота вала, постоянно, то есть не зависит от скорости вращения.

В [20] исследована адаптивная система управления на базе вентильно-индукторного электропривода для компрессоров малых холодильных установок, и выбран вид обратных связей по угловой скорости привода в виде дифференцирующего и инерционного звена первого порядка. Как показано в [5], анализ полученной экспериментальным путем нагрузочной характеристики двухцилиндрового компрессора показал, что пульсации момента плавно возрастают при уменьшении частоты вращения до 15 рад/с, при дальнейшем уменьшении частоты вращения пульсации резко возрастают. При регулировании изменением частоты вращения привода компрессора необходимо выполнять регулирование в области частот, превышающих критическую, равную 15 рад/с [5].

Таким образом, очевидно, что законы регулирования производительности компрессоров должны учитывать и тип компрессора.

Получение передаточной функции асинхронного двигателя (АД), отражающей электромагнитные и механические переходные процессы при частотном регулировании, возможно только в узком диапазоне скоростей из-за существенных нелинейностей, связанных с преобразованием управляющего сигнала в частоту напряжения, питающего электродвигатель.

Передаточная функция АД типа 4А132S6У3 по управлению имеет вид [19].

$$W_{du}(p) = \frac{\omega(p)}{\omega_0(p)} = \frac{k_{du}(T_1/k_{du}p + 1)}{(T_a p + 1)(T_k^2 p^2 + 2\xi T_k p + 1)}, \quad (6)$$

где, $k_{du} = 1; T_1 = 0,0082 \text{ с}; T_a = 0,0076 \text{ с};$
 $T_k = 0,0034 \text{ с}; \xi = 0,1024.$

Передаточная функция этого же двигателя по возмущающему воздействию [19], имеет вид:

$$W_{vz} = \frac{\omega(p)}{M_C(p)} = \frac{k_1(b_0 p^2 + b_1 p + 1)}{a_0 p^3 + a_1 p^2 + a_2 p + 1}, \quad (7)$$

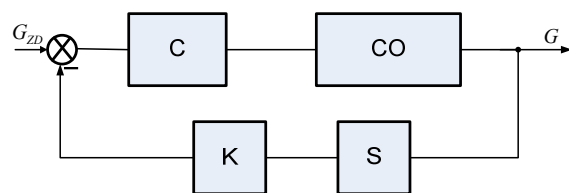
где,

$$k_1 = -0,019 \text{ рад/сНм}; b_0 = 0,0014 \text{ с}^2; b_1 = 0,264 \text{ с};$$

$$a_0 = 8,865 \cdot 10^{-8} \text{ с}^3; a_1 = 1,666 \cdot 10^{-4} \text{ с}^2; a_2 = 0,0082 \text{ с}.$$

В качестве регулятора может быть использован частотный преобразователь с ПИД - регулятором, в качестве датчика расхода газа S – массовый расходомер.

Объект управления, компрессор с частотно управляемым электроприводом представляет собой нелинейный (из-за нелинейных свойств электропривода и компрессора) периодический (из-за периодических пульсаций, создаваемых компрессором) объект управления.



G_{zd} – заданное значение производительности компрессора, G – текущее значение производительности компрессора, C – регулятор, CO – управляемый объект (рис.3), S – датчики расхода газа после компрессоров второй ступени, K – компенсатор инерционности массового расходомера – пропорционально-интегрально-дифференциальное звено.

Рис.4 Структурная схема системы управления компрессором первой ступени.

В качестве передаточной функции датчика расхода принято инерционное звено первого порядка:

$$W(p) = \frac{k_I}{T_I p + 1}, \quad (8)$$

где, $k_I = 1; T_I = 0,1 \text{ с}.$

Мы рассмотрели только самый простой случай, применив ПИД – регулятор. В результате моделирования системы в среде Matlab-Simulink установлено, что переходный процесс при выбранных значениях параметров объекта и регулятора – колебательный (рис.5) с большим значением коэффициента демпфирования.

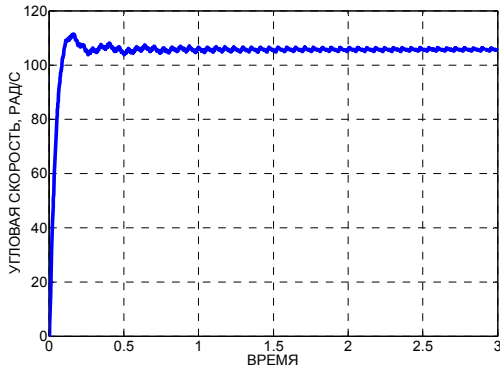


Рис.5 График переходного процесса электропривода компрессора при скачкообразном задающем воздействии.

Как видно из рассмотрения графика (рис.5), время переходного процесса не превышает 0,5 с., что вполне удовлетворяет требованиям слежения за расходом компрессоров второй ступени, учитывая, что постоянная времени газоохладителей по каналу «расход хладагента – температура на выходе» составляет 10–20 с.

ВЫВОДЫ

1. Схема, в которой включение компрессора первой ступени с последовательно включенным промежуточным теплообменником и регулирующим клапаном, которые расположены между объединенными выходами испарителей с низким давлением и входом основного компрессора теплового насоса, позволяет установить рациональное давление после первой ступени компрессоров.

2. Регулирование температуры на входе в компрессоры первой ступени путем изменения расхода через первичные контуры рекуперативных теплообменников теплового насоса обеспечивает минимум необратимости в контуре теплового насоса.

3. Следящая система с частотным электроприводом, обеспечивающая одинаковую производительность компрессоров первой и второй ступеней, позволяет осуществить требуемые режимы работы теплового насоса. Сглаживание возмущений с частотой равной или большей частоты сети невозможно из-за высокой инерционности электродвигателя.

4. В результате эксергетического анализа участков гидравлической схемы ТН,

расположенных между испарителями и газоохладителями, установлено, что снижение необратимых потерь в тепловом насосе обеспечивается за счет оптимального выбора величины перегрева газа после испарителей.

ЛИТЕРАТУРА (REFERENCES)

- [1] Arpagaus C., Bless F., Schiffmann J., Bertsch S.S. Multi-temperature heat pumps. A literature review. *International Journal of Refrigeration* 69 (2016) 437–465.
- [2] Kairouani L., Elakhdar V., Nehdi E., Bouaziz N. Use of ejectors in a multi-evaporator refrigeration system for performance enhancement. *International Journal of Refrigeration* 32 (2009) 1173 – 1185.
- [3] Yan Huaxia., Chan Ming In., Deng Shiming Operating characteristics of a three-evaporator air conditioning (TEAC) system. *Applied Thermal Engineering* 103 (2016) 883–891.
- [4] Sarkar Jahar Performance analyses of novel two-phase ejector multi-evaporator refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering* 110 (2017) 1635–1642.
- [5] Jiang S., Wang S., Jin X., Zhang T. A general model for two-stage vapor compression heat pump systems. *International Journal of Refrigeration* 51(2015), pp.88-102.
- [6] Industrial Heat Pumps for Low-Temperature Heat Recovery. *Industrial Services Factsheet*, May 2009. <http://www.energy.wsu.edu/Documents/IndustServFactsheet-HeatPumps-May%2009.pdf> (accessed 20.04.2017).
- [7] Sarkar J., Bhattacharyya S., Ram Gopal M. Optimization of transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. *International Journal of Refrigeration* 27(2004) pp. 830–838.
- [8] Eraz Ahammed Md., Bhattacharyya S., Ramgopal M. Thermodynamic design and simulation of a CO₂ based transcritical vapour compression refrigeration system with an ejector. *Journal of Refrigeration* 34(2011),
- [9] Agraval N., Sarkar J., Bhattacharyya S. Thermodynamical analysis and optimization of a novel two-stage transcritical N₂O cycle. *International Journal of Refrigeration* 45(2014), 177-188.
- [10] Bhattacharyya S., Bose S., Sarkar J. Exergy maximization of cascade refrigeration cycles and its numerical verification for a transcritical CO₂-C₃H₈ system. *Journal of Refrigeration* 30(2017), 624-632.
- [11] Salazar M., Mendes F. PID control for a single-stage transcritical CO₂ refrigeration cycle.

- Applied Thermal Engineering 67 (2014) pp.429-438.
- [12] Anvari S., Saray R.K., Bahlouli K. Conventional and advanced exergetic and exergoeconomic analyses applied to a tri-generation cycle for heat, cold and power production. Energy, (91) 2015, pp.925-939.
- [13] Beghi A., Cecchinato L., Rampazzo M. On-line, auto-tuning control of Electronic Expansion Valves. International Journal of Refrigeration, (34)2011, pp.1151-161.
- [14] Krutov V.M., Danilov P.K., Kuzimik P.K. Osnovy teorii avtomaticheskogo regulirovanis. [Fundamentals of the theory of automatic control]. M., 1984.
- [15] Misgeld B. J.E., Kramer M., Leonhardt S. Multivariable friction compensation control for a variable stiffness actuator. Control Engineering Practice 58(2017)298–306.
- [16] Carra S., Karim M.N. Comprehensive methodology for detection and diagnosis of oscillatory control loops. Control Engineering Practice 17(2009)939–956.
- [17] Marques - Nicolascio A., Huicochea A., Torres-Merino J., Siqueiros J., Hernández J.A. Thermodynamic analysis into a heat exchanger for absorbtion at high temperatures. Applied Thermal Engineering 103 (2016) 1014–1021.
- [18] Srinivas M.N., Padmanbhan Chandramoili “Computationally efficient model for refrigeration compressor gas dynamics”. International Journal of Refrigeration 25(2002) pp. 1083-1092.
- [19] Bukaros A.Iu., Bukaros V.N., Onishchenko O.A. Modelirovanie momenta soprotivlenia odnoporshneвого компресора sudovoi holodilinoi ustanovki. [Simulation of the moment of resistance of a single-piston compressor of a ship refrigerating plant]. Tehnologicheskii audit I rezervi proizvodstva - Technological audit and production reserves, 2015, no 4/1(24), pp. 46-51. (in Russian).
- [20] Karpovich O.Ia., Onishchenko O.A. Ventil’no – inductornii elektroprivod s adaptivnoi sistemoi upravlenia dlia kompressorov malih holodilinih ustanovok. [Switched – reluctance drive with adaptive control system for small refrigeration compressors plants]. Electromechanichni i energozberigaiuchi systemy – Electromechanical and energy saving systems, no.3(19) 2012, pp.150-152.(in Russian).
- [21] Perekrest A.K., Iatsenko A.N. Nagruzochnaia harakteristika porshneвого компрессора. [Load characteristic of a reciprocating compressor]. Visnik Kremenchutisikogo Natsionalinogo Universitetu – Bulletin of the Kremenchuk National University, no 4-1(39), 2006, pp.57-59. (In Russian).
- [22] Starikov A.V. Linearizovannaia matematicheskaia modeli asinhronnogo elektrodvigatelia kak objekta sistemi chastotnogo upravlenia. [Linearized mathematical model of induction motor as the frequency control system object]. Vestnik Samarskogo gos. Tehn. Universiteta – Proceedings of the Samara State Technical University, series of Physical and Math. Sciences, V.16, 2002, pp.175-180., http://www.mathnet.ru/php/archive.phtml?wshw=paper&jmid=vsgtu&paperid=117&option_lang=rus (in Russian), accessed 07.08.2017

Сведения об авторах.



Шит Михаил Львович – к.т.н., в.н.с., доцент-исследователь лаборатории «Энергетической эффективности и возобновляемых источников энергии». Область научных интересов: тепловые насосы, автоматическое управление технологическими процессами в энергетике, E-mail: mihail_sit@mail.ru



Журавлев Анатолий Александрович – к.т.н., в.н.с. лаборатории «Энергетической эффективности и возобновляемых источников энергии» института энергетики АНМ. Область научных интересов: микропроцессорные системы управления. E-mail: AZhur5249@mail.ru



Стариков Александр Владимирович – заведующий кафедрой «Электропривод и промышленная автоматика», доктор технических наук. Область научных интересов: Многодвигательный электропривод сложных электромеханических систем, электромагнитный подвес (левитация) подвижных частей электрических машин. E-mail: star58@mail.ru



Тимченко Дмитрий Викторович – ведущий инженер – программист Института энергетики АН Молдовы. Область научных интересов: автоматическое управление технологическими процессами в энергетике, E-mail: dimmy@bk.ru