



# Isitish tizimining issiqlik nasosi parametrlarini eksergetik optimallashtirish

Anvar I. Anarbayev<sup>1</sup>, Mexriya A. Koroli<sup>2</sup>

<sup>1</sup> PhD, Energetika muamollari instituti, Tashkent, 100000, O'zbekiston; [anizan6004@mail.ru](mailto:anizan6004@mail.ru)  
<https://orcid.org/0000-0003-4643-3277>

<sup>2</sup> PhD, prof. Toshkent davlat texnika universiteti, Toshkent, 100095, O'zbekiston; [mkoroli@list.ru](mailto:mkoroli@list.ru)  
<https://orcid.org/0000-0002-4113-0923>

**Dolzarblik:** mamlakatimizda zamonaviy jahon talablariga javob beradigan issiqlik nasoslarining o'z ishlab chiqarishi yo'qligi bois O'zbekiston bozorida shu kabi asbob-uskunalar ishlab chiqaradigan xorijiy kompaniyalar mahsulotlari taklif etilmoqda. Shu bilan birga, bugungi kunda dunyoda issiqlik nasoslarini ishlab chiqarish, birinchi navbatda, ishlab chiqaruvchi mamlakatlarning o'ziga xos manfaatlariga bo'ysunadi (bu nafaqat iqlim xususiyatlariga, balki qo'llaniladigan qurilish texnologiyalari darajasiga, arxitektura, rejalashtirish va muhandislik yechimlari, issiqlik nasos uskunalari ishlab chiqarish texnologiyasi darajasi, bozor ehtiyojlari va boshqa omillar). Shu bois, chetdan keltirilgan uskunalaridan foydalanish va O'zbekiston sharoiti uchun xorijiy loyihalarni ko'r-ko'rona nusxa ko'chirish nafaqat optimal yechimlarga olib kelishi mumkin. Har bir aniq ob'ekt uchun issiqlik nasoslaridan foydalanishning maqsadga muvofiqligi va ularning ishlashning maqbul rejimlari faqat tugallangan termodinamik va texnik-iqtisodiy hisob-kitoblar asosida aniqlanishi mumkin.

**Maqsad:** kommunal ob'ektning avtonom isitish tizimida ishlaydigan bug 'siqish issiqlik nasosining ish rejimlarini optimallashtirish uchun termoiqtisodiy usuldan foydalanish imkoniyati ko'rsatilgan.

**Usullar:** rivojlanish jarayonida eksergiyani tahlil qilish usullari qo'llanilgan. Issiqlik nasoslarining parametrlarini optimallashtirishda tuzilgan tenglamalar tizimi farqlandi.

**Natijalar:** binoning binolarini isitish vaqtida issiqlik nasoslarining parametrlari uchun eksergiya tahlili usuli asosida taklif qilingan optimallashtirish modelidan foydalangan holda hisoblash bilan tasdiqlangan. Usulning muhim afzalligi - termodinamik hisoblashning aniqligi. Haqiqiy hisob-kitoblar shuni ko'rsatadiki, tizimning bir elementidan ikkinchisiga issiqlik o'tkazishda eksergiya yo'qotishlarini hisobga olish mumkin.

**Kalit so'zlar:** parametrlarni optimallashtirish, issiqlik nasoslari, issiqlik ta'minoti tizimining tuzilishi, eksergiya tahlili.

## Эксергетическая оптимизация параметров теплонасосной системы теплоснабжения

Анвар И. Анарбаев<sup>1</sup>, Мехрия А. Короли<sup>2</sup>

**For citation:** Anarbayev A.I., Koroli M.A. Exergy optimization of parameters of a heat pump heating system. Scientific and technical journal of Problems of Energy and Sources Saving, 2024, no. 3, pp. 94-102.

<https://doi.org/10.5281/zenodo.14032812>

Received: 10.09.2024  
Revised: 20.09.2024  
Accepted: 21.10.2024  
Published: 02.11.2024

**Copyright:** © Anvar I. Anarbayev, Mexriya A. Koroli, 2024. Submitted to Problems of Energy and Sources Saving for possible open access publication under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

<sup>1</sup> PhD, Институт проблем энергетики, Ташкент, 100000, Узбекистан, [anizan6004@mail.ru](mailto:anizan6004@mail.ru)  
<https://orcid.org/0000-0003-4643-3277>

<sup>2</sup> PhD, проф. Ташкентский государственный технический университет, Ташкент, 100095, Узбекистан; [mkoroli@list.ru](mailto:mkoroli@list.ru) <https://orcid.org/0000-0002-4113-0923>

**Актуальность:** в связи с тем, что в нашей стране нет собственного производства тепловых насосов, отвечающих современным мировым требованиям, на узбекском рынке предлагается продукция иностранных фирм, производящих подобное оборудование. При этом сегодня производство тепловых насосов в мире подчинено, прежде всего, конкретным интересам стран-производителей (имеются в виду не только климатические особенности, но и уровень применяемых строительных технологий, архитектурно-планировочных и инженерных решений, уровень технологий при производстве теплонасосного оборудования, потребности рынка и другие факторы). Поэтому использования импортного оборудования и слепое копирование иностранных проектов для условий Узбекистана могут не только привести к неоптимальным решениям. Целесообразность применения тепловых насосов и оптимальные режимы их эксплуатации для каждого конкретного объекта могут быть определены только на основании выполненных термодинамических и технико-экономических расчетов.

**Цель:** показать возможность применения термодинамического метода для оптимизации режимов эксплуатации парокомпрессионной теплонасосной установки, работающей в автономной системе отопления коммунального объекта.

**Методы:** при разработке были использованы методы эксергетического анализа. При оптимизации параметров тепловых насосов выполнено дифференцирование системы составленных уравнений.

**Результаты:** подтверждены расчетным путем с применением предлагаемой на основе метода эксергетического анализа модели оптимизации параметры тепловых насосов при отоплении помещения здания. Важное достоинство метода – точность термодинамического расчета. Реальными расчетами показано, что получается учесть потери эксергии при теплопередаче по элементам системы.

**Ключевые слова:** оптимизация параметров, тепловые насосы, структура системы теплоснабжения, эксергетический анализ.



# Exergy optimization of parameters of a heat pump heating system

Anvar I. Anarbaev<sup>1</sup>, Mekhriya A. Koroli<sup>2</sup>

<sup>1</sup> PhD, Institute of energy problems, Tashkent, 100000, Uzbekistan; [anizan6004@mail.ru](mailto:anizan6004@mail.ru)  
<https://orcid.org/0000-0003-4643-3277>

<sup>2</sup> PhD, prof. Tashkent State Technical University, Tashkent, 100095, Uzbekistan; [mkoroli@list.ru](mailto:mkoroli@list.ru)  
<https://orcid.org/0000-0002-4113-0923>

**Relevance:** due to the fact that our country does not have its own production of heat pumps that meet modern world requirements, the Uzbek market offers products from foreign companies that produce similar equipment. At the same time, today the production of heat pumps in the world is subordinated, first of all, to the specific interests of the manufacturing countries (this refers not only to climatic features, but also to the level of applied construction technologies, architectural, planning and engineering solutions, the level of technology in the production of heat pump equipment, market needs and other factors). Therefore, the use of imported equipment and blind copying of foreign projects for the conditions of Uzbekistan can not only lead to suboptimal solutions. The feasibility of using heat pumps and the optimal modes of their operation for each specific facility can be determined only on the basis of completed thermodynamic and technical and economic calculations.

**Aim:** to show the possibility of using the thermoeconomic method to optimize the operating modes of a steam compression heat pump unit operating in an autonomous heating system of a municipal facility

**Methods:** exergy analysis methods were used during development. When optimizing the parameters of heat pumps, the system of compiled equations was differentiated

**Results:** confirmed by calculation using the optimization model proposed on the basis of the exergy analysis method for the parameters of heat pumps when heating the premises of a building. An important advantage of the method is the accuracy of the thermodynamic calculation. Real calculations show that it is possible to take into account exergy losses during heat transfer through the elements of the system.

**Keywords:** parameter optimization, heat pumps, heat supply system structure, exergy analysis.

## 1. Введение (Introduction)

Теплонасосное теплоснабжение коммунально-бытовых, административных и производственных зданий представляет собой перспективное направление развития теплоэнергетики [1], на основе возобновляемых низкопотенциальных источников тепла либо утилизацию тепла промышленных, сельскохозяйственных и других отходов технологических процессов. Энергетическая необходимость использования вместо традиционных котельных, сжигающих органическое топливо либо электронагреватели, тепловых насосов отражена развитием данных энергосберегающих технологий в экономически передовых странах. Для республики необходимость внедрения тепловых насосов и оптимальные режимные параметры их функционирования на объекте в зависимости от его предназначения возможно обосновать при выполнении помимо технико-экономических также термодинамических вычислений [2].

## 2. Методы и материалы (Methods and Materials)

Чаще всего технико-экономическая задача поиска оптимальных конструкции и режимов функционирования тепловых насосов выполняется по следующему алгоритму.

Для применяемого эксплуатационного предназначения: обогрев здания, подготовка горячей воды, система кондиционирования либо определенный технологический процесс) разрабатывается принципиальная схема, рассчитываются требуемые объемы производства тепла, подбирается источник теплоты низкого потенциала, определяются рабочие значения температуры теплоносителей и частично первоначальные величины температурных напоров и перепадов температуры нагревающей и нагреваемой теплоносителей в теплообменниках. Затем, на основе вычислений термодинамического цикла либо по заводским паспортным данным входящих элементов, рассчитываются тепловые нагрузки испарителя, конденсатора, необходимая мощность компрессора, по которым производится подбор насосного и вентиляционного оборудования. При подобранном оборудовании для заданного рабочего режима выполняется технико-экономический расчет значений приведенных затрат. Следующим шагом расчета изменяются искомые параметры оптимизации, и повтор предыдущего расчета. При минимальных приведенных затратах находятся окончательные значения.

Но при этом данный технико-экономический способ расчета не позволяет определить «работоспособность» создаваемой тепловой энергии, оптимизировать режимы работы теплонасосной установки при изменении температур теплоносителей в течение отопительного сезона либо годовых переменных нагрузках системы теплоснабжения. Помимо этого, такие





изменении энергии в каждом элементе данной системы теплоснабжения при учете экономических затрат, привязанные к созданию и функционированию составляющих частей системы, определяемых представленной схемой. При этом значение произведенной эксергии для теплового насоса определено количественно, что требует при оптимизации системы теплоснабжения выявить условия, дающие возможность минимизации себестоимости эксергии.

Количественные переменные главного потока эксергии для получения требуемого полезного результата, разделяются на входящие и выходящие потоки эксергии и тепловой энергии для элементов системы теплоснабжения. Величины главного потока эксергии в различных элементах теплонасосной системы теплоснабжения применяются для вывода аналитических зависимостей, отражающих процессы теплообмена в каждом устройстве. Основываясь на общем экономическом подходе, при составлении модели расчета для обозначенной системы теплоснабжения с тепловым насосом как целевая функция оптимизации взята изменяющаяся составляющая приведенных затрат. Помимо этого, для более простого вывода аналитических формул приняты необходимые допущения:

- принимаются постоянными потери давления в транспортных трубопроводах при нагнетании рабочего хладагента в тепловом насосе и теплоносителей;
- не принимается во внимание обмен тепловой энергией между рабочим хладагентом и окружающей средой в компрессоре, теплообменниках и подключающих трубопроводах;
- учитывается, что нагрев пара определяется правилами техники безопасности при эксплуатации, а отдача тепла от жидкости производится прямо в конденсаторе и зависит данной конструкции теплонасосного агрегата, т.е. нагрев на всасе компрессора пара хладагента и охлаждение его до жидкого состояния в расширительном вентиле, не рассматривались;
- цена запорно-регулирующей арматуры и вентилей, труб и дополнительного оборудования, и цена рабочего хладагента, требуемого для начальной заливки системы теплового насоса, выбирались одними и теми же в агрегате с устройствами, имеющим оптимальные перепады температур в теплообменниках, с агрегатом с устройствами, выбранным по традиционно разности температур на основе имеющегося опыта составления проектно- эксплуатационной документации. Это позволило не принимать во внимание цены арматуры, труб, дополнительного оборудования и рабочего хладагента, необходимого для начальной заливки системы, что означает оптимизацию переменной части приведенных затрат эксергии.

При необходимости факторы, не учтенные в модели, включаются при проведении более детальных расчетов целевой функции, но это ведет к усложнению аналитических выражений и соответственно увеличению количества расчетов.

Принимая во внимание данные выше начальные данные и принятые допущения, эксергоэкономическая модель автономной системы теплоснабжения с тепловым насосом, как показано на рис.1, включает в себя три последовательно соединённые зоны, которые представлены на рис.2 и выделены контрольными пунктирными линиями.

В 1-ую зону входят испаритель теплового насоса и насос для циркуляции теплоносителя низкого потенциала. Вторая зона представлена компрессором с электроприводом, конденсатором, расширительным вентилем и насосом с электроприводом, обеспечивающим прокачку через конденсатор промежуточного теплоносителя. В зону 3 включают обогревательный прибор и вентилятор с электроприводом, создающим поток воздуха через теплообменные пластины подогревателя.

Через контрольную линию к этим зонам эксергоэкономической модели последовательно передается эксергия для электроприводов компрессора  $e_{км}$ , насосов циркуляции в контурах теплоносителей низкого потенциала ( $e_{ннт}$ ) и промежуточного ( $e_{нпт}$ ) и для электропривода вентилятора обогревательного прибора  $e_{в}$ . Цена этих эксергий численно равна цене затраченной электроэнергии по известному тарифу. Через контрольную линию от источника низкопотенциального тепла подается теплоноситель с расходом  $V_{нт}$ , и при цене  $s_{нт}$ . Если использовать для источника тепла низкого потенциала атмосферный воздух либо солнечную энергию  $s_{нт} = 0$ . В зонах эксергоэкономической модели принимаются во внимание нормы отчисления от стоимости элементов устройств теплового насоса, отчисления на амортизацию при ремонте этих устройств. Для расчётов эти отчисления берутся удельные от времени работы системы теплоснабжения. Отсюда в  $i$ -го элементе устройств теплового насоса удельные суммарные отчисления от его цены:

$$z_i = \frac{(k_{ni} + k_{pi}) \cdot C_i}{\tau},$$

где  $k_{ni}$  и  $k_{pi}$  - нормативный коэффициенты отчислений на амортизацию и ремонт от цены  $i$ -го элемента;  $C_i$  - цена  $i$ -го элемента установки;  $\tau$  - время эксплуатации системы чаще всего отопительного периода либо срок окупаемости.

Представление эксергоэкономической модели графически в виде зон дает возможность



выразить отчисления, в зависимости от цены элементов. А энергию, передаваемую через каждую из зон, выражать в виде функциональных выражений, зависящих от заданной приведенной тепловой производительности теплового насоса  $e_Q$ , от потока эксергии, выходящего из данной зоны, а также от влияющих на температурный режим конкретной зоны оптимизирующих величин [7].

Главный поток эксергии передаётся через основные элементы теплового насоса от начала входа эксергии в систему до выхода у потребителя. На рис.2 обозначено:

$e_Q$  - приведенная эксергетическая производительность теплонасосной установки;

$e_{оп}^{пт} = f(e_Q, \Delta T_B, \delta T_{оп})$  - величина эксергии, необходимая при подаче промежуточного теплоносителя к обогревательному прибору (зона 3);

$e_i^{пт} = f(e_Q, \Delta T_B, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_i)$  - величина эксергии при подаче к рабочему хладагенту в испарителе (зона 2);

$Q_{оп}^{пт} = f(e_Q, \Delta T_B)$  - производительность обогревательного прибора;

$Q_{кд}^{пт} = f(e_Q, \Delta T_B, \Delta T_{пт})$  - производительность конденсатора;

$Q_i^{пт} = f(e_Q, \Delta T_B, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_i)$  - производительность испарителя;  $s_{ээ}$  - цена электроэнергии.

Также величины удельных суммарных отчислений от цены элементов теплового насоса  $z_i$ , величины эксергии, передаваемой к каждому элементу системы теплоснабжения  $e_i$ , и массовый поток теплоносителя источника теплоты низкого потенциала  $V_{нт}$ , выражаются следующими функциональными уравнениями:

$$\begin{aligned} e_B &= f(e_Q, \Delta T_B); \\ z_B &= f(e_Q, \Delta T_B); \\ z_{оп}^{пт} &= f(e_Q, \Delta T_B, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}); \\ e_{нтпт}^{пт} &= f(e_Q, \Delta T_B, \Delta T_{пт}); \\ z_{нтпт}^{пт} &= f(e_Q, \Delta T_B, \Delta T_{пт}); \\ z_{кд}^{пт} &= f(e_Q, \Delta T_B, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_i); \\ e_{км}^{пт} &= f(e_Q, \Delta T_B, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_i); \\ z_{км}^{пт} &= f(e_Q, \Delta T_B, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_i); \\ z_i^{пт} &= f(e_Q, \Delta T_B, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_i); \\ e_{нтнт}^{пт} &= f(e_Q, \Delta T_B, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_i); \\ z_{нтнт}^{пт} &= f(e_Q, \Delta T_B, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_i); \\ V_{нт}^{пт} &= f(e_Q, \Delta T_B, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_i). \end{aligned} \quad (1)$$

Входящие в (1)  $z_B, z_{оп}^{пт}, z_{нтпт}^{пт}, z_{кд}^{пт}, z_{км}^{пт}, z_i^{пт}, z_{нтнт}^{пт}$  отражают удельные суммарные отчисления от цены соответственно вентилятора обогревательного прибора, теплообменной поверхности обогревательного прибора, насоса промежуточного теплоносителя, конденсатора, компрессора, испарителя и насоса теплоносителя низкого потенциала.

Так, например, величина эксергии, которое должно быть подведено потоком промежуточного теплоносителя к теплообменной поверхности обогревательного прибора равняется сумме эксергий потока воздуха,  $e_{оп}^B$  и эксергетических потерь при переходе теплоты от промежуточного теплоносителя к воздуху  $d_{оп}^{пт}$

$$e_{оп}^{пт} = e_{оп}^B + d_{оп}^{пт} = Q_{оп} \left(1 - \frac{T_{ос}}{T_{оп}}\right) + Q_{оп} \left(\frac{T_{ос}}{T_{оп}} - \frac{T_{ос}}{T_{пт}}\right) = Q_{оп} \left(1 - \frac{T_{ос}}{T_{пт}}\right); \quad (2)$$

где  $\bar{T}_B^{оп}$  и  $\bar{T}_{пт}^{оп}$  — соответственно средние значения температур воздуха в помещении и промежуточного теплоносителя в обогревательном приборе.

В раскрытой форме средняя температура промежуточного теплоносителя в обогревательном приборе выглядит как:

$$\bar{T}_{пт}^{оп} = \bar{T}_B^{оп} + \delta T_{оп} = T_{п} + \frac{H_B}{\rho_B^{вент} \cdot c_B^{вент} \cdot \eta_B \cdot \eta_{дв}} + \frac{\Delta T_B}{2} + \delta T_{оп};$$

где  $H_B$  - напор воздуха, создаваемого вентилятором обогревательного прибора,  $H/m^2$ ;  $\rho_B^{вент}$  - плотность нагреваемого воздуха в вентиляторе обогревательного прибора,  $kg/m^3$ ;  $c_B^{вент}$  - теплоемкость воздуха в вентиляторе обогревательного прибора,  $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ ;  $\eta_B$  - коэффициент полезного действия вентилятора обогревательного прибора;  $\eta_{дв}$  - коэффициент полезного действия электропривода вентилятора включая КПД передачи.

Уравнение (2) при установке электропривода вентилятора обогревательного прибора в границах отапливаемого помещения, отражается как зависимость от приведенной производства эксергии:



$$e_{\text{оп}}^{\text{пт}} = \frac{e_Q}{\left(1 - \frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{п}}}\right)} \cdot \left(1 - \frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{п}} + \frac{H_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}^{\text{пт}} \cdot c_{\text{в}}^{\text{пт}} \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{дв}}}} + \frac{\Delta T_{\text{в}}}{2} + \delta T_{\text{оп}}\right) \cdot \left[1 - \frac{H_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}^{\text{пт}} \cdot c_{\text{в}}^{\text{пт}} \cdot \Delta T_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{дв}} + H_{\text{в}}}\right]; \quad (3)$$

где  $\rho_{\text{в}}^{\text{пт}}$  - плотность воздуха в обогревательном приборе, кг/м<sup>3</sup>;  $c_{\text{в}}^{\text{пт}}$  - теплоемкость воздуха в обогревательном приборе, кДж/(кг·К).

Уравнение (3) является раскрытой формулой зависимости для  $e_{\text{оп}}^{\text{пт}}$ . Удельные суммарные отчисления от цены вентилятора обогревательного прибора тогда выражаются как:

$$z_{\text{в}} = \frac{(k_{\text{нв}} + k_{\text{рв}})}{\tau} \left( C_{\text{в}}^{\text{б}} + C_{\text{в}}^{\text{уд}} \frac{e_Q \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{дв}}}{\left(1 - \frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{п}}}\right) (\rho_{\text{в}}^{\text{пт}} \cdot c_{\text{в}}^{\text{пт}} \cdot \Delta T_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{дв}} + H_{\text{в}})} \right);$$

где  $k_{\text{нв}}$  - нормативный коэффициент отчислений от цены вентилятора обогревательного прибора;  $k_{\text{рв}}$  - коэффициент отчислений на амортизацию и ремонт от цены вентилятора обогревательного прибора;  $C_{\text{в}}^{\text{б}}$  - базовая цена вентилятора обогревательного прибора, тыс. сум;  $C_{\text{в}}^{\text{уд}}$  - удельная цена вентилятора обогревательного прибора, тыс. сум/(м<sup>3</sup>/ч).

Другие развернутые функциональные уравнения, входящие в (1), составлены также [8].

Принимая во внимание допущения и принятые обозначения, при поиске для стационарного режима функционирования теплового насоса целевая функция - величина приведенных затрат эксергии рассчитывается по формуле:

$$PZ = [s_{\text{эз}} \cdot (e_{\text{км}} + e_{\text{нт}} + e_{\text{нпт}} + e_{\text{в}}) + s_{\text{нт}} \cdot V_{\text{нт}} + z_{\text{км}} + z_{\text{и}} + z_{\text{нт}} + z_{\text{кд}} + z_{\text{нпт}} + z_{\text{оп}} + z_{\text{в}}] \cdot \tau. \quad (4)$$

При анализе функционирования автономной теплонасосной системы теплоснабжения выявлено, что расходы электрической энергии на электроприводы компрессора, насосов и вентиляторов, прокачку теплоносителя от источника теплоты низкого потенциала и площади теплопередающей поверхности теплообменников, мощности компрессора, насосов и вентилятора, влияющие на их стоимость, определяются режимами эксплуатации установки. Исходя из вышеизложенного, прежде всего от логарифмических напоров температур в теплообменниках и от перепада температур теплоносителя низкого потенциала и обогреваемых помещений, выражение (4) является функцией выбранных оптимизирующих величин.

Эксергоэкономические расчеты дают возможность получить упрощенные аналитические выражения, показывающие зависимости между целевой функцией и всеми оптимизирующими величинами, и привести задачу поиска целевой функции к расчету очевидного минимума функции приведенных затрат эксергии [9].

Для нахождения минимума дифференциальные функции приведенных затрат эксергии (4) по всем оптимизирующим параметрам приравняются нулю:

$$\frac{\partial PZ}{\partial \Delta T_{\text{в}}} = 0, \quad \frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{\text{оп}}} = 0, \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta T_{\text{нт}}} = 0, \quad \frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{\text{кд}}} = 0, \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta T_{\text{нт}}} = 0, \quad \frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{\text{и}}} = 0. \quad (5)$$

При вычислении системы (5) уравнения (1) необходимо представить через развернутые аналитические выражения, математически описывающих тепловые процессы, происходящие в каждом элементе автономной системы теплоснабжения с тепловым насосом [10÷12].

Для вычисления системы выражений (5) требуется определить следующие исходные параметры:  $Q_{\text{т}}$  - тепловую мощность теплового насоса, или величины теплоты, подводимой к обогреваемому помещению, Дж/с;  $T_{\text{п}}$  - заданная температура в обогреваемом помещении, °С;  $T_{\text{ос}}$  - температура воздуха окружающей среды, °С;  $T_{\text{нт}}$  - температура источника теплоты низкого потенциала, °С.

Анализ функционирования теплового насоса в автономной системе теплоснабжения показывает, что затраты электрической энергии на электроприводы компрессора, насосов и вентиляторов, расход теплоносителя источника теплоты низкого потенциала и площади теплопередающей поверхности теплообменников, мощности компрессора, насосов и вентилятора, задающие их цену, определяются режимом функционирования теплового насоса, и зависят от логарифмических напоров температур в теплообменниках и от изменения температур теплоносителя низкого потенциала и обогреваемых помещений [13÷17]. Исходя из сказанного, выражение (4) является целевой функцией данных оптимизирующих переменных.

Кроме того уточняются [18]:

- паспортные данные эксплуатируемых устройств: компрессора, теплообменников: конденсатора и испарителя, обогревательного прибора, насосов или вентиляторов для перемещения теплоносителей и воздуха;
- тип и теплофизические свойства рабочего хладагента, теплоносителей: промежуточного и низкого потенциала;
- цены электрической и тепловой энергий.

В соответствии с исходными предположениями, необходимо определить значения  $\Delta T_{\text{ж}}$  - охлаждение рабочего хладагента до жидкого состояния в конденсаторе, °С;  $\Delta T_{\text{н}}$  - нагрев пара на всосе компрессора, °С.

При вычислении системы выражений (5) требуется отталкиваться от приближенных величин параметров оптимизации для определения теплофизических характеристик рабочего

хладогента и теплоносителей в уравнениях (1). По вычисленным значениям температур оцениваются отклонения в величинах теплофизических свойств и уточняются их значения для проведения повторного расчета [19].

Включение представленных в раскрытой форме выражений (1) в систему уравнений (5) дает возможность получить аналитическое решение, на основе которого формулируются требуемые условия минимума приведенных затрат эксергии [20].

### 3. Результаты исследования (Results)

Достоверность разработанной эксергоэкономической расчетной модели парокompрессионного теплового насоса установлена для автономной системы теплоснабжения.

Исходные расчетные значения выбраны следующие:

- тепловая мощность теплового насоса, или количество тепловой энергии, передаваемое обогреваемому объекту,  $Q_T = 4$  кВт;

- температура воздуха окружающей среды,  $T_{oc} = -7^{\circ}\text{C}$ ;

- температура обогреваемого помещения,  $T_{п} = 18^{\circ}\text{C}$ ;

- температура воды теплоносителя низкого потенциала,  $T_{нт} = 10^{\circ}\text{C}$ ;

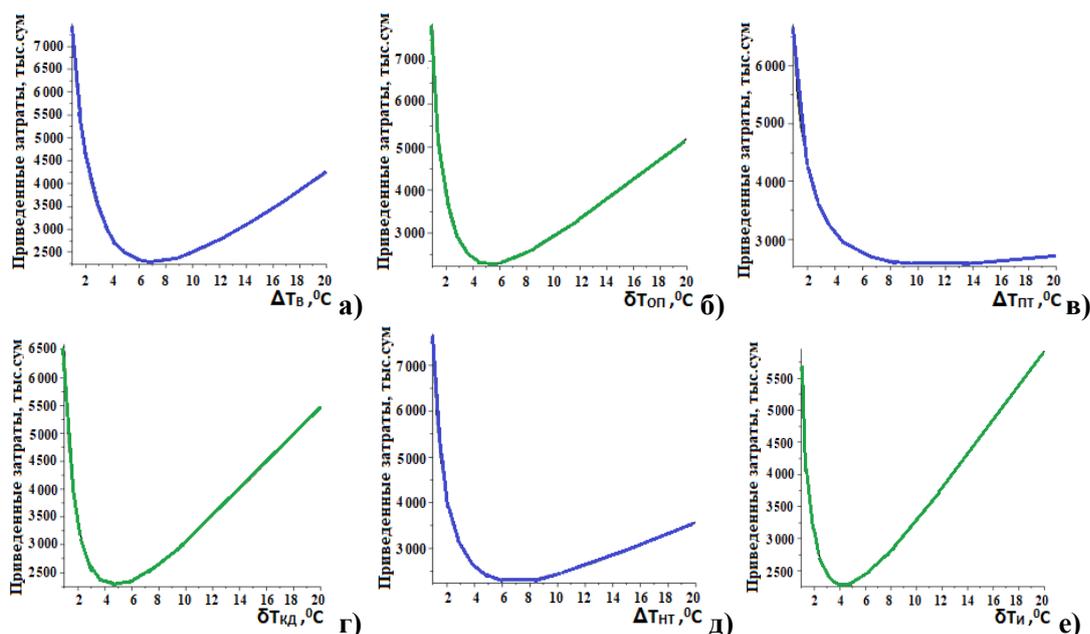
- величина охлаждения жидкого рабочего хладагента R134 в конденсаторе,  $\Delta T_{ж} = 5^{\circ}\text{C}$ ;

- величина нагрева пара хладагента на всасе компрессора,  $\Delta T_{п} = 5^{\circ}\text{C}$ ;

- стоимость электрической энергии,  $s_{ээ} = 0,9$  тыс.сум/(кВт·ч);

- срок эксплуатации установки в течение отопительного периода для Ташкентского региона,  $\tau = 1560,5$  часов.

### 4. Обсуждение (Discussion)



**Рис.3.** Приведенные затраты для оптимизируемых величин: а) температурное изменение воздуха в обогревательном приборе,  $\Delta T_{в}$ ; б) логарифмический напор температуры в обогревательном приборе,  $\delta T_{оп}$ ; в) температурное изменение промежуточного теплоносителя на конденсаторе,  $\Delta T_{пт}$ ; г) логарифмический напор температур напор в конденсаторе,  $\delta T_{кд}$ ; д) температурное изменение низкпотенциального теплоносителя в испарителе  $\Delta T_{нт}$ ; е) логарифмический напор температур в испарителе,  $\delta T_{и}$ .

**Fig.3.** The given costs depending on the optimizing parameters: a) change in air temperature in the heating device,  $\Delta T_{в}$ ; b) temperature pressure in the heating device,  $\delta T_{оп}$ ; c) change in the temperature of the intermediate coolant in the condenser,  $\Delta T_{пт}$ ; d) temperature difference in the condenser,  $\delta T_{кд}$ ; e) change in the temperature of the low-potential coolant in the evaporator,  $\Delta T_{нт}$ ; f) temperature difference in the evaporator,  $\delta T_{и}$ .

На рис.3 показаны изменение величин целевой функции от каждой из оптимизирующих величин на основе выражений (1÷5) приведенных затрат эксергии при установленных оптимальных значениях других переменных. На кривых ясно выделяются экстремумы функции приведенных затрат, координаты которых соответствуют по оси ординат минимуму



потерь эксергии, а по оси абсцисс – оптимальной величине данного параметра.

В результате расчетов для рассматриваемых условий можно рекомендовать следующие температурные перепады для ТНУ, использующего теплоту окружающей среды:

- в испарителе 4,5 °С;
- в конденсаторе 5°С;
- в отопительном приборе 5,5°С.

### 5. Заключение (Conclusions)

Разработана и проверена эксергоэкономическая модель автономной системы теплоснабжения помещения с тепловым насосом. Поисковая модель дает возможность вывести аналитическое решение для определения оптимальных условий проектирования предлагаемой системы теплоснабжения и режимов её эксплуатации. Решение является актуальным для каждой парокомпрессионной теплонасосной установки, включенной в указанную схему.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мацевитый Ю.М. О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины / Ю.М. Мацевитый, Н.Б. Чиркин, Л.С. Богданович, А.С. Клепанда // Энергосбережение, энергетика, энергоаудит. – 2007. – № 3. – С.3-11.
2. Цацаронис Д. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы. Одесса: Студия «Негоциант», – 2002. – 152 с.
3. Агапов Д.С. Структурная и параметрическая оптимизация систем промышленного теплотехнического и технологического оборудования: дис. д-ра. техн. наук: специальность 05.14.04 / Д.С. Агапов. СПб, 2017. – 340 с.
4. Бродянский В.М. Эксертетический метод и его приложения / В.М. Бродянский, В. Фратшер, К.Михалек. М.: Энергоатомиздат, – 1988. – 288 с.
5. Эксертетические расчеты технических систем: Справ, пособие / В.М. Бродянский. Г.П. Верховкер. Я.Я. Карчев и др. Под ред. А.А. Долинского, В.М. Бродянского. К.: Наук. думка, – 1991. – 360 с.
6. Morosuk T., Morosuk C, Feidt M. New proposal in the thermodynamic analysis of complex heat regeneration systems // Energy - The International Journal. – 2004. – Vol. 29. -P. 2517-2535.
7. Bejan A., Tsalsaronics G. Moran M. Thermal Design and Optimization. New York; J. Wiley, – 1996. – 530 p.
8. Anarbaev A.I., Koroli M.A., Usmanov A., Soliev K. Exergoeconomic optimization of solar heat pump systems of heat supply. E3S Web of Conferences 216 2021, 01125 <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202021601125>.
9. Wu C. and Niculshin V. Method of thermoeconomical optimization of energy intensive systems with linear structure on graphs // International journal of Energy Research, 24 (2000) 615-623.
10. Амерханов Р.А. Оптимизация сельскохозяйственных энергетических установок с использованием возобновляемых источников энергии. – 2003. – 532 с.
11. Maiorano M., Sciubba E. Heat Exchangers Networks Synthesis and Optimization Performed by an Exergy-Based Expert Assistant // International Journal of Applied Thermodynamics. – 2000. – Vol.3. – No.1. P.1-19.
12. Лозано М.А., Валеро А. Теория эксертетической стоимости // Энергия. – 1993, Т. 18, – № 9. – С. 939-960.
13. Manolakosa D., Panagakisa P., Bartzanasa Th., Bouzianas K. Use of heat pumps in HVAC systems for precise environment control in broiler houses: System's modeling and calculation of the basic design parameters. Computers and Electronics in Agriculture. Volume 163, August – 2019, 104876.
14. Долинский А.А. Альтернативное теплоснабжение на базе тепловых насосов: критерии оценки // Промышленная теплотехника. – 2007. – Т.29. – № 6. – С. 67-71.
15. Захаров М.К. Сравнительная оценка эффективности применения тепловых насосов в периодических и непрерывных процессах // Химическая промышленность. 2002. №2. -С. 3-19.
16. Анарбаев А.И., Захидов Р.А. Оценка комбинированного использования тепловых насосов и солнечных установок для энергоснабжения жилых домов //Международный научный журнал «Гелиотехника», – 2010, – №4. – С.19-24.
17. Stepanov O., and Tretyakova P. Centralized Heating System with Heat Pumps. TPACEE-2016. MATEC Web of Conferences, 02016. 2016.
18. Васильев Г.П. Теплонасосные системы теплоснабжения (ТСТ) для потребителей тепловой энергии в сельской местности //Теплоэнергетика. Россия – 1997. – № 4. – С. 24–27.
19. Anarbaev A.I., Koroli M.A. Autonomous hybrid solar-heat pump for system heat-cooling in buildings. IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 1030(2021) 012178 <https://doi:10.1088/1757-899X/1030/1/012178>.



20. Anarbaev A.I., Koroli M.A. Issues of application an absorption heat pumps for solar heat and cooling supply of buildings. AIP Conf. Proc.2969,020029, 2024. <https://doi.org/10.1063/5.0182299>.

## REFERENCES

1. Matsevyt Yu. M. About rational use of heat pump technologies in the economy of Ukraine / Yu. M. Matsevyt, N. B. Chirkin, L. S. Bogdanovich, A. S. Klepanda // Energy saving, energy, energy audit. 2007. No. 3. 33. 3-11. (In Russ.).
2. Tsatsaronis D. Interaction of thermodynamics and economics to minimize the cost of the energy-converting system. Odessa: Negotiant Studio, 2002. 152 p. (In Russ.).
3. Agapov D.S. Structural and parametric optimization of industrial heat engineering and technological equipment systems: DSc dis.: specialty 05.14.04 / D.S. Agapov. St. Petersburg, 2017. 340 p. (In Russ.).
4. Brodyansky V.M. Exergetic method and its applications / V.M. Brodyansky, V. Fratscher, K. Michalek. M.: Ergoatomizdat, 1988. 288 p. (In Russ.).
5. Exergetic calculations of technical systems: Information manual / V.M. Brodyansky. G.P. Verheevker. Ya.Ya. Karchev et al.; Ed. A.A. Dolinsky, V.M. Brodyansky. K.: Nauk.Dumka, 1991. 360 p. (In Russ.).
6. Morosuk T., Morosuk C, Feidt M. New proposal in the thermodynamic analysis of complex heat regeneration systems // Energy - The International Journal. 2004. Vol. 29. pp. 2517-2535. 88.
7. Bejan A., Tsatsaronis G. Moran M. Thermal Design and Optimization. New York; J. Wiley, 1996. 530 p.
8. Anarbaev A.I., Koroli M.A., Usmanov A., Soliev K. Exergoeconomic optimization of solar heat pump systems of heat supply. E3S Web of Conferences 216 (2021) 01125 <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202021601125>.
9. Wu C. and Niculshin V. Method of thermoeconomical optimization of energy intensive systems with linear structure on graphs // International journal of Energy Research, 24 (2000) 615-623.
10. Amerkhanov R.A. Optimization of agricultural energetic installations using renewable energy sources. -M.: Koloc, 2003. 532 p. (In Russ.).
11. Maiorano M., Sciubba E. Heat Exchangers Networks Synthesis and Optimization Performed by an Exergy-Based Expert Assistant // International Journal of Applied Thermodynamics. 2000. Vol.3. No.1. pp.1-19.
12. Lozano M.A.. Valero A. Theory of exergetic cost // Energy. 1993, T. 18, No. 9. pp. 939-960. (In Russ.).
13. Manolakosa D., Panagakisa P., Bartzanasa Th., Bouzianas K. Use of heat pumps in HVAC systems for precise environment control in broiler houses: System's modeling and calculation of the basic design parameters. Computers and Electronics in Agriculture. Volume 163, August 2019, 104876.
14. Dolinsky A.A. Alternative heat supply based on heat pumps: evaluation criteria // Industrial heat engineering. 2007. T.29. But. 6. pp. 67-71. (In Russ.).
15. Zakharov M.K. Comparative assessment of the efficiency the using heat pumps in uncontinuous and continuous processes // Chemical industry. 2002.No.2. pp. 3-19. (In Russ.).
16. Anarbaev A.I., Zakhidov R.A. Assessment of the combined use of heat pumps and solar installations for energy supply of residential buildings // International scientific journal "Applied Solar Energy", 2010, No. 4. pp.19-24. (In Russ.).
17. Stepanov O., and Tretyakova P. Centralized Heating System with Heat Pumps. TPACEE-2016. MATEC Web of Conferences, 02016 (2016).
18. Vasilyev G.P. Heat pump heat supply systems (HSS) for consumers of heat energy in rural areas // Thermal power engineering. Russia 1997. No. 4. pp. 24-27. (In Russ.).
19. Anarbaev A.I., Koroli M.A. Issues of application an absorption heat pumps for solar heat and cooling supply of buildings. AIP Conf. Proc.2969,020029 (2024) <https://doi.org/10.1063/5.0182299>.
20. Anarbaev A.I., Koroli M.A. Autonomous hybrid solar-heat pump for system heat-cooling in buildings. IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 1030(2021) 012178 <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1030/1/012178>.