

## ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ

УДК: 621.47

<https://doi.org/10.26897/2687-1149-2024-3-73-79>**Тепловой насос и солнечная панель: эксергетический метод термодинамического анализа****С.И. Кускарбекова<sup>1</sup>, А.А. Ершов<sup>2</sup>, О.Ю. Корнякова<sup>3</sup>, К.В. Осинцев<sup>4</sup>**<sup>1,2,3,4</sup> Южно-Уральский государственный университет; г. Челябинск, Россия<sup>1</sup> kuskarbekovasi@susu.ru; <https://orcid.org/0000-0001-7171-6661>, Scopus ID: 57212311063<sup>2</sup> sanyayershov2000@yandex.ru; <https://orcid.org/0009-0001-3626-3799><sup>3</sup> korniakovaoi@susu.ru<sup>4</sup> osintcevk@susu.ru; <https://orcid.org/0000-0002-0791-2980>, Scopus ID: 8838619800

**Аннотация.** Эксергетический анализ проектируемой системы необходим для определения степени ее термодинамического совершенства. С целью оценки эффективности технологического процесса на примере повышения КПД установки на экспериментальном стенде теплового насоса, предназначенном для исследования процесса отбора тепла с тыльной поверхности солнечной панели, и преобразовании ее в полезную произведен анализ двух методов: подбор холодильного агента и анализ внешних источников. Анализ методов позволил сравнить эксергетический КПД модернизированной установки, включающей в себя тепловой насос и солнечную панель в качестве дополнительного низкопотенциального источника теплоты с лабораторной установкой теплового насоса до модернизации. Произведены эксергетический расчет, подбор жидкости, анализ внешних источников. Выявлено, что наиболее эффективным методом оценки эксергетического КПД новых технических решений является метод анализа источников внешних источников. Расчетами установлено, что энергоэффективная схема работы теплового насоса совместно с солнечной панелью приводит к наивысшему коэффициенту полезного действия, равному 23,4%. Однако данное значение достигается при большом количестве солнечного света, температуре воздуха порядка 25 °С и перпендикулярном падении солнечных лучей на панель. Эксергия электроэнергии, потребляемой электродвигателем, по сравнению с тепловым насосом до модернизации снижена на 8,92 кДж/кг, а эксергетический КПД модернизированной установки вырос на 7,5%, что доказывает эффективность перенаправления электрической энергии на питание компрессора. Установка солнечной панели и теплового насоса приведет к улучшению экологической ситуации и экономии денежных средств в связи с отсутствием затрат на топливо.

**Ключевые слова:** тепловой насос, солнечная панель, эксергетический анализ, эксергия, подбор холодильного агента, анализ внешних источников, эксергетический КПД

**Финансирование:** Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 22-19-20011; <https://rscf.ru/project/22-19-20011/>.

**Для цитирования:** Кускарбекова С.И., Ершов А.А., Корнякова О.Ю., Осинцев К.В. Тепловой насос и солнечная панель: эксергетический метод термодинамического анализа // *Агроинженерия*. 2024. Т. 26, № 3. С. 73-79. <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2024-3-73-79>

## ORIGINAL ARTICLE

**Heat pump and solar panel: exergy method of thermodynamic analysis****S.I. Kuskarbekova<sup>1</sup>, A.A. Ershov<sup>2</sup>, O.Yu. Kornyakova<sup>3</sup>, K.V. Osintsev<sup>4</sup>**<sup>1,2,3,4</sup> South Ural State University; Chelyabinsk, Russia<sup>1</sup> kuskarbekovasi@susu.ru; <https://orcid.org/0000-0001-7171-6661>, Scopus ID: 57212311063<sup>2</sup> sanyayershov2000@yandex.ru; <https://orcid.org/0009-0001-3626-3799><sup>3</sup> korniakovaoi@susu.ru<sup>4</sup> osintcevk@susu.ru; <https://orcid.org/0000-0002-0791-2980>, Scopus ID: 8838619800

**Abstract.** Exergy analysis of the designed system is necessary to determine the degree of its thermodynamic perfection. The research goal was to evaluate the degree of increasing the efficiency of an installation on an experimental bench heat pump designed to study heat extraction from the back surface of a solar panel and its conversion into useful work. Two methods were analyzed – selection of a refrigerant and analysis of external sources. The analysis of the methods was used to compare the exergy efficiency of a modernized installation,

including a heat pump and a solar panel as an additional low-grade heat source, with a laboratory heat pump installation before modernization. The authors performed exergy calculation, fluid selection, and analysis of external sources. It was revealed that the most effective method for assessing the exergy efficiency of new technical solutions is the method of analyzing the external sources. Calculations have established that the energy-efficient operation scheme of a heat pump together with a solar panel leads to the highest efficiency of 23.4%. However, this value is achieved with a large amount of sunlight, an air temperature of about 25°C and a perpendicular incidence of sunlight on the panel. The exergy of electricity consumed by the electric motor compared to the heat pump before modernization was reduced by 8.92 kJ/kg, and the exergy efficiency of the modernized installation increased by 7.5%. The results prove the effectiveness of redirecting electrical energy to power the compressor. Installing a solar panel and heat pump will improve the environmental situation and save money due to the lack of fuel costs.

**Keywords:** heat pump, solar panel, exergy analysis, exergy, selection of refrigerant, analysis of external sources, exergy efficiency

**Funding:** The research was funded by the grant of the Russian Science Foundation No. 22-19-20011, <https://rscf.ru/project/22-19-20011/>

**For citation:** Kuskarbekova S.I., Ershov A.A., Kornyakova O.Yu., Osintsev K.V. Heat pump and solar panel: exergy method of thermodynamic analysis. *Agricultural Engineering (Moscow)*, 2024;26(3):73-79. (In Russ.). <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2024-3-73-79>

## Введение

Основой создания высокоэффективных теплотехнических решений является анализ проектируемой системы с точки зрения степени ее термодинамического совершенства. Анализ технологической системы способствует раскрытию энергетического потенциала оборудования путем выявления и покрытия зон экстремального теплового напряжения. Ориентиром эффективности применяемого метода служит изменение степени термодинамической эффективности системы<sup>1</sup>. Результатом применения аналитических методов оценки эффективности системы является получение оптимальной характеристики эффективности системы для передачи тепловой энергии, составленной на основе эксергетического анализа, и формулирование термодинамических требований к исследуемой установке.

Модернизация действующих и проектируемых систем производится на основе эксергетического анализа, основанного на одновременном использовании первого и второго законов термодинамики и являющегося теоретической базой процесса энергосбережения<sup>2</sup>. Эксергетический анализ используется для оценки путей повышения эффективности энергоносителей, процессов преобразования и рационального использования энергии. Задача анализа заключается в определении оптимального пути подведения в анализируемую систему эксергии таким образом, чтобы она была минимальной и реализовывалась с максимально возможным

эксергетическим КПД, который и является общим критерием эффективности. Сформулированные на этой основе термодинамические требования являются основой совершенствования технологической схемы. Данный анализ позволяет модернизировать отдельные малоэффективные компоненты экспериментального стенда, следовательно, и более совершенных установок.

Метод подбора рабочей жидкости (холодильного агента) позволяет подобрать для лабораторного стенда хладагент с необходимыми теплофизическими параметрами: температурой кипения жидкости, температурой конденсации пара, степенью токсичности, теплотой парообразования и удельной теплоемкостью. Задача метода подбора рабочей жидкости заключается в выявлении хладагента с высоким значением количества полезной работы, максимально влияющим на КПД и эффективность работы оборудования [1].

Метод анализа внешней среды позволяет оценить возможные источники альтернативной энергии (солнечной энергии), которые могут повысить энергоэффективность системы. Метод заключается в анализе низкопотенциальной энергии. Внешним фактором выступает выработка электроэнергии солнечной панелью. При нагреве панели солнечными лучами вырабатывается также тепловая энергия [2].

**Цель исследований:** сопоставление воздействия, оказываемого применением двух аналитических методов оценки эффективности технологического процесса, на примере повышения КПД установки.

## Материалы и методы

Анализ методов оценки эффективности технологического процесса на примере повышения КПД установки произведен на экспериментальном стенде, предназначенном для исследования процесса

<sup>1</sup> Казаков В.Г., Луканин П.В., Смирнова О.С. Термодинамический метод анализа в энергоиспользующих процессах: Учебное пособие. СПб.: СПб ГТУРП, 2011. 93 с.

<sup>2</sup> Казаков В.Г., Луканин П.В., Смирнова О.С. Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок: Учебное пособие. СПб.: СПб ГТУРП, 2013. 93 с.

отбора тепла с тыльной поверхности солнечной панели (рис. 1), используемой в качестве источника двух ресурсов одновременно: теплоты и электричества. Экспериментальный стенд работает по принципу теплового насоса, заключающегося в заборе тепловой энергии из окружающей среды и преобразовании ее в полезную [3].

Составляющие стенда:

- солнечная панель 1 размером  $670 \times 540 \times 28$  мм и мощностью 50 Вт. Теплоизолированная конструкция обеспечивает плотное прилегание панели к испарителю и отдачу ему теплоты через интерфейс;

- теплоноситель, поступающий через трубки сечением 5 мм от испарителя в компрессор 4 мощностью не более 200 Вт;

- змеевиковый конденсатор 2 из нержавеющей стали длиной 10 м, размещенный в теплоизолированном баке объемом 10 л. Теплоноситель проходит по конденсатору из верхней его части к нижней;

- бак 3 из нержавеющей стали, имеющий съемную крышку для возможности чистки от накипи. В верхней части боковой стенки установлена заливная горловина, а внизу – сливной кран и трубчатый показатель уровня воды;

- терморегулирующий клапан 5, в который поступает теплоноситель после конденсатора;

- датчики для измерения давления и температуры теплоносителя, расположенные на входе и выходе из конденсатора (на схеме не изображены).

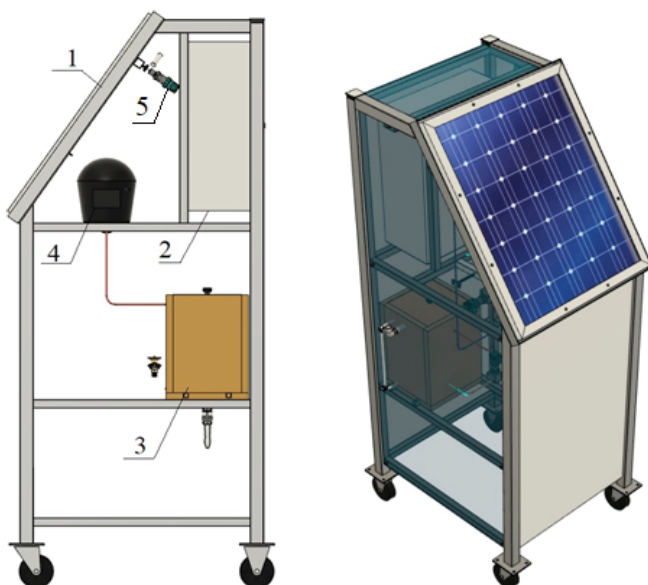


Рис. 1. Компонентная

экспериментального стенда теплового насоса:

1 – солнечная панель; 2 – конденсатор; 3 – бак;  
4 – компрессор; 5 – терморегулирующий клапан

Fig. 1. Layout of the experimental bench:

1 – solar panel, 2 – condenser, 3 – tank,  
4 – compressor, 5 – thermostatic valve

Автоматика стенда размещена в щитке размером  $500 \times 400 \times 200$  мм. Каркас стенда размером  $40 \times 40$  мм, толщиной 2 мм, выполненный из алюминиевого профиля квадратного сечения, имеет два поворотных и два неповоротных колеса. Одна из стенок стенда изготовлена из оргстекла.

К экспериментальному стенду теплового насоса были применены метод подбора рабочей жидкости и анализ внешней среды. Эффективность методов была оценена на основе эксергетического анализа. В процессе анализа результатов методики были определены расположение, размеры и источники термодинамической неэффективности в системе преобразования энергии.

Для оценки эффективности двух методов используется сравнение их эксергетических КПД. В качестве примера в расчете была взята лабораторная установка до модернизации. Схема и расчетный цикл в  $\lg(p)$ - $h$  диаграмме пароконденсационного теплового насоса установки представлены на рисунке 2.

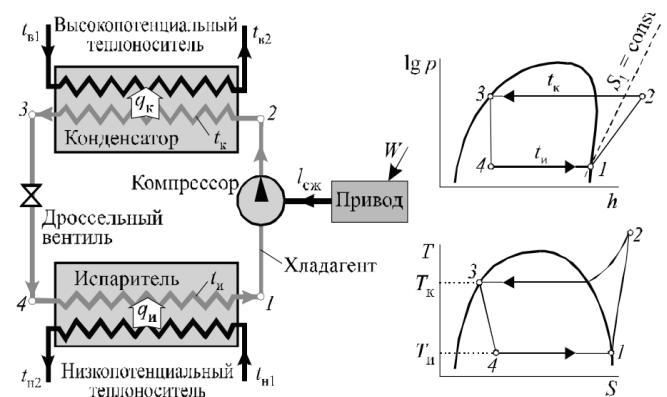


Рис. 2. Схема и цикл пароконденсационного теплового насоса:

$t_{в1}$ ,  $t_{в2}$ ,  $t_{н}$ ,  $t_{н2}$  – температуры высокопотенциального и низкопотенциального теплоносителя на входе и выходе;

1-2 – обратимый процесс сжатия хладагента

в компрессоре при постоянной энтропии;

2-3 – процесс изотермической конденсации

хладагента в конденсаторе и отдачи теплоты

высокопотенциальному теплоносителю;

3-4 – обратимый процесс расширения хладагента

в детандере при постоянной энтропии;

4-1 – процесс изотермического испарения хладагента

в испарителе за счет теплоты, отобранной

у низкопотенциального теплоносителя

Fig. 2. Scheme and cycle of a steam compression heat pump:

$t_{в1}$ ,  $t_{в2}$ ,  $t_{н}$ ,  $t_{н2}$  – temperatures of high-potential and low-potential coolant at the inlet and outlet;

process 1-2 – reversible process of refrigerant

compression in the compressor at constant entropy;

process 2-3 – isothermal condensation of the refrigerant

in the condenser and heat transfer to a high-potential coolant;

process 3-4 – reversible expansion

of the refrigerant in the expander at constant entropy;

process 4-1 – isothermal evaporation of the refrigerant

in the evaporator due to heat taken from a low-potential coolant

Теплота отбирается от солнечной панели и направляется к тепловому аккумулятору, заправляемому теплоносителем с высокой удельной теплоемкостью, в качестве которого выбрана соленая вода с целью последующего применения солнечных панелей в опреснительных установках [4, 5].

### Результаты и их обсуждение

Оптимизация технологического процесса экспериментального стенда производилась за счет применения двух аналитических методов.

*Метод подбора рабочей жидкости.* Расчет эксергетического КПД выполнялся в последовательности [6], изложенной ниже.

В испарителе теплота от низкопотенциального теплоносителя передается фреону, температура которого должна быть выше температуры его испарения. По температуре поверхности панели  $t_{н2} = 30^\circ\text{C}$  и температурному перепаду  $\Delta t_{н} = 3 \dots 5^\circ\text{C}$  определяется температура испарения фреона:

$$t_{н} = t_{н2} - \Delta t_{н} = 25^\circ\text{C}. \tag{1}$$

По температуре испарения  $t_{н}$  на правой пограничной кривой p-h диаграммы фреона определяется точка 1, которой соответствует энтальпия  $h_1 = 460$  кДж/кг, давление испарения  $p_u = 0,2$  МПа. Выбран фреон R21.

В конденсаторе теплота передается от более горячего фреона к воде. По температуре воды на выходе  $\Delta t_{в2} = 50^\circ\text{C}$  и температурному перепаду  $\Delta t_{к} = 5 \dots 10^\circ\text{C}$  определяется температура конденсации фреона:

$$t_{к} = t_{в2} + \Delta t_{к} = 60^\circ\text{C}. \tag{2}$$

По температуре конденсации  $t_{к}$  на правой пограничной кривой находится точка 3, для которой определяются энтальпия  $h_3 = 260$  кДж/кг и давление конденсации  $p_{к} = 0,52$  МПа.

На пересечении линии постоянной энтропии  $S_1$ , проходящей через точку 1, и линии изобары  $p_{к}$ , проходящей через точку 3, определяются точка 2a, которая соответствует концу адиабатного сжатия. По диаграмме в точке 2a определяется энтальпия  $h_{2a} = 490$  кДж/кг.

Адиабатный КПД компрессора  $\eta_a$ :

$$\eta_a = \frac{h_{2a} - h_1}{h_2 - h_1}, \tag{3}$$

$$h_2 = \frac{h_1 + h_{2a} - h_1}{\eta_a}. \tag{4}$$

Адиабатный КПД компрессора может быть рассчитан по выражению:

$$\eta_a = \frac{0,98 \cdot (273 + t_0)}{273 + t_{к}}, \tag{5}$$

где  $t_0$  – температура наружного воздуха  $t_0 = 20^\circ\text{C}$ .

$$\eta_a = \frac{0,98 \cdot (273 + t_0)}{273 + t_{к}} = 0,86;$$

$$h_2 = \frac{h_1 + (h_{2a} - h_1)}{\eta_a} = 495 \text{ кДж/кг}.$$

По значению энтальпии  $h_2$  и давлению  $p_{к}$  определяется точка 2. По значению энтальпии  $h_3$ ,  $h_4$  и давлению  $p_u$  определяется точка 4. Рассчитываются удельные тепловые нагрузки в узлах теплового насоса:

$$q_{и} = h_1 - h_4 = 200 \text{ кДж/кг}; \tag{6}$$

$$q_{к} = h_2 - h_3 = 235 \text{ кДж/кг}; \tag{7}$$

$$l_{сж} = h_2 - h_1 = 35 \text{ кДж/кг}. \tag{8}$$

Правильность расчета определяется проверкой теплового баланса:

$$q_{и} + l_{сж} = q_{к} = 235 \text{ кДж/кг}. \tag{9}$$

Дополнительно определяются тепловая нагрузка теплового насоса

$$q_{тн} = q_{к} \tag{10}$$

и удельная энергия, потребляемая электродвигателем  $W$ :

$$W = \frac{l_{сж}}{\eta_{э,м} \cdot \eta_э} = 36 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \tag{11}$$

Определяются показатели энергетической эффективности теплового насоса:

– коэффициент преобразования теплоты  $\mu = \frac{q_{к}}{l_{сж}} = 6,7;$

– коэффициент преобразования электроэнергии  $\mu_э = \eta_{э,м} \cdot \eta_э \cdot \mu = 5,75.$

Степень повышения давления в компрессоре:

$$\varepsilon = \frac{p_{к}}{p_u} = 2,6. \tag{12}$$

Производится эксергетический расчет схемы:

– эксергия  $e_{н}$ , отданная низкопотенциальным теплоносителем в испарителе:

$$e_{н} = \tau_{н} \cdot q_{и}, \tag{13}$$

где  $\tau_{н}$  – эксергетическая температура низкопотенциального теплоносителя (значение эксергетической температуры должно составлять от 0 до 1):

$$\tau_{н} = \frac{T_{ср,н} - (t_0 + 273)}{T_{ср,н}};$$

– средняя логарифмическая температура холодного теплоносителя:

$$T_{ср,н} = \frac{\tau_{н1} - \tau_{н2}}{\ln \frac{\tau_{н1} + 273}{\tau_{н2} + 273}} = 322,58 \text{ К}; \tag{14}$$

$$\tau_{н} = \frac{322,58 - (t_0 + 273)}{322,58} = 0,091; \tag{15}$$

$$e_{н} = 0,091 \cdot 200 = 18,2.$$

Эксергия  $e_b$ , полученная высокопотенциальным теплоносителем в конденсаторе:

$$e_b = \tau_b \cdot q_k; \quad (16)$$

$$\tau_b = \frac{T_{\text{ср.в}} - (t_0 + 273)}{T_{\text{ср.в}}}.$$

Средняя логарифмическая температура горячего теплоносителя:

$$T_{\text{ср.в}} = \frac{\tau_{b2} - \tau_{b1}}{\ln \frac{\tau_{b2} + 273}{\tau_{b1} + 273}} = 307,75 \text{ К}; \quad (17)$$

$$\tau_b = \frac{307,75 - (25 + 273)}{307,75} = 0,048;$$

$$e_b = 0,048 \cdot 235 = 11,28. \quad (18)$$

Эксергия электроэнергии, потребляемой электродвигателем:

$$e_s = W = 27. \quad (19)$$

Эксергетический КПД  $\eta_s$  теплового насоса определяется по суммарной эксергии входных  $e_{\text{вх}}$  и выходных  $e_{\text{вых}}$  потоков:

$$\eta_s \frac{e_{\text{вых}}}{e_{\text{вх}}} = \frac{e_b}{e_h + e_s} = 0,181; \quad (20)$$

$$\eta = \eta_s \cdot 100\% = 18,1\%. \quad (21)$$

*Метод анализа внешних источников.* Метод анализа внешней среды позволяет определить количество теплоты, вырабатываемой солнечной панелью, и количество полезно использованной энергии, отпущенной для работы компрессора. Модернизация стенда при выборе этого метода заключается в повышении энергоэффективности солнечной панели за счет перевода электрической энергии с аккумуляции на собственные нужды установки. После усовершенствования солнечной панели снижаются затраты на электроэнергию, отпущенную на работу компрессоров. Коэффициент полезного действия экспериментального стенда увеличивается на 4...5%.

Расчет эксергетического КПД с помощью метода анализа внешних источников выполнялся в изложенной ниже последовательности.

Внешним источником энергии в данном случае является солнечная энергия. Солнечная панель использовалась для разделения солнечной энергии на тепловую и электрическую с последующим накоплением обеих типов энергии в аккумуляторах.

Если рассматривать систему как замкнутую, то эксергетический КПД системы значительно вырастет после перенаправления электрической энергии на питание компрессора.

При площади солнечной панели  $S = 0,3618 \text{ м}^2$ , средней энергетической плотности потока  $W = 170,8 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^2$  и КПД  $\eta = 14,6\%$  генерируемая мощность имеет значение  $N = 8,96 \text{ кВт}$ . Стоит отметить, что мощность такой величины может вырабатываться в течение двух месяцев только при идеальных условиях: большое количество солнечного света, температура воздуха порядка  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ , перпендикулярное падение солнечных лучей на панель.

Количество электроэнергии из внешних источников может быть определено по формуле:

$$W = \frac{l_{\text{сж}}}{\eta_{\text{э.м}} \cdot \eta_s} - N = 18,4 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^2.$$

Эксергетический КПД  $\eta_s$  теплового насоса определяется по суммарной эксергии входных  $e_{\text{вх}}$  и выходных  $e_{\text{вых}}$  потоков:

$$\eta_s \frac{e_{\text{вых}}}{e_{\text{вх}}} = \frac{e_b}{e_h + e_s} = 0,234;$$

$$\eta = \eta_s \cdot 100\% = 23,4\%.$$

Технически грамотным и наиболее эффективным является метод анализа источников внешней среды (табл.).

Эксергия электроэнергии, потребляемой электродвигателем, по сравнению с тепловым насосом до модернизации снижена на  $8,92 \text{ кДж}/\text{кг}$ , а эксергетический КПД модернизированной установки составил  $23,4\%$  (возрос на  $7,5\%$ ), что доказывает эффективность перенаправления электрической энергии на питание компрессора.

Эксергетический анализ помог определить количество полезной работы, выработанной тепловым насосом, и выявить причину энергетических потерь в экспериментальной установке теплового насоса: нерациональное использование теплоты конденсатора [7, 8].

Отметим, что применять солнечную панель в качестве низкопотенциального источника целесообразно в местностях, где количество солнечных дней существенно превышает количество пасмурных дней. В противном случае использование солнечной панели в качестве источника энергии является нецелесообразным [9].

Аккумуляция солнечной энергии являлась иррациональным с точки зрения замкнутой системы в связи с тем, что электрическая энергия не была направлена на энергетические нужды системы. Расчетным путем определено, что на компрессор необходимо направить электрическую энергию, выработанную посредством солнечной панели [10].

Рассмотренные методы оптимизации технического процесса выработки энергии могут использоваться в холодильных установках и тепловых насосах [11].

Таблица

Результаты расчета теплового насоса

Table

Calculation results of a heat pump

Показатель <i>Indicator</i>	Тепловой насос до модернизации <i>Heat pump before modernization</i>	Тепловой насос + солнечная панель <i>Heat pump + solar panel</i>	
		метод подбора хладагента <i>refrigerant selection method</i>	метод анализа внешних источников <i>external source analysis</i>
Хладагент / <i>Refrigerant</i>	R134a	R21	R134a
Температурный перепад между средами в испарителе, $\Delta t_{\text{и}}$ , °C <i>Temperature difference between the media in the evaporator, <math>\Delta t_{\text{и}}</math>, °C</i>	5	5	5
Температура испарения хладагента, $t_{\text{и}}$ , °C / <i>Refrigerant vaporization temperature, <math>t_{\text{и}}</math>, °C</i>	25	25	25
Температура теплового аккумулятора, $t_{\text{а2}}$ , °C / <i>Temperature of heat accumulator, <math>t_{\text{а2}}</math>, °C</i>	50	50	50
Температурный перепад между средами в конденсаторе, $\Delta t_{\text{к}}$ , °C <i>Temperature difference between media in the condenser, <math>\Delta t_{\text{к}}</math>, °C</i>	10	10	10
Температура конденсации фреона, $t_{\text{к}}$ , °C / <i>Freon condensation temperature, <math>t_{\text{к}}</math>, °C</i>	60	60	60
Адиабатный КПД компрессора, $\eta_{\text{а}}$ / <i>Adiabatic efficiency of compressor, <math>\eta_{\text{а}}</math></i>	0,86	0,86	0,86
Удельная тепловая нагрузка в испарителе $q_{\text{и}}$ , кДж/кг <i>Specific heat load in the evaporator, <math>q_{\text{и}}</math>, kJ/kg</i>	120	200	110
Удельная тепловая нагрузка в конденсаторе $q_{\text{к}}$ , кДж/кг <i>Specific heat load in the condenser <math>q_{\text{к}}</math>, kJ/kg</i>	149	235	151
Удельная работа сжатия, $l_{\text{сж}}$ , кДж/кг / <i>Specific work of compression, <math>l_{\text{сж}}</math>, kJ/kg</i>	29	35	29
Удельная энергия, потребляемая электродвигателем, $W$ , кДж/кг <i>Specific energy consumed by the electric motor, <math>W</math>, kJ/kg</i>	33,9	36,0	18,4
Коэффициент преобразования теплоты, $\mu$ / <i>Heat conversion coefficient, <math>\mu</math></i>	5,13	6,70	5,20
Коэффициент преобразования электроэнергии, $\mu_{\text{э}}$ / <i>Electricity conversion coefficient, <math>\mu_{\text{э}}</math></i>	4,39	5,77	4,46
Степень повышения давления в компрессоре, $\varepsilon$ <i>Pressure ratio in the compressor, <math>\varepsilon</math></i>	3,0	2,6	3,0
Средняя логарифмическая температура холодного теплоносителя $\tau_{\text{н}}$ , °C <i>Average logarithmic temperature of cold coolant <math>\tau_{\text{н}}</math>, °C</i>	0,091	0,091	0,091
Средняя логарифмическая температура горячего теплоносителя $\tau_{\text{в}}$ , °C <i>Average logarithmic temperature of hot coolant <math>\tau_{\text{в}}</math>, °C</i>	0,048	0,048	0,048
Эксергия, отданная низкопотенциальным теплоносителем в испарителе $e_{\text{н}}$ , кДж/кг <i>Exergy given off by low-potential coolant in the evaporator <math>e_{\text{н}}</math>, kJ/kg</i>	11,00	18,20	9,15
Эксергия, полученная высокопотенциальным теплоносителем в конденсаторе $e_{\text{в}}$ , кДж/кг <i>Exergy received by high potential heat carrier in condenser <math>e_{\text{в}}</math>, kJ/kg</i>	7,14	11,28	7,99
Эксергия электроэнергии, потребляемой электродвигателем $e_{\text{э}}$ , кДж/кг <i>Exergy of electricity consumed by electric motor <math>e_{\text{э}}</math>, kJ/kg</i>	33,90	27,00	24,98
Эксергетический КПД, $\eta_{\text{э}}$ , % / <i>Exergy efficiency, <math>\eta_{\text{э}}</math>, %</i>	15,9	18,1	23,4

**Выводы**

1. Наиболее эффективным методом оценки эксергетического КПД новых технических решений является метод анализа источников внешних источников.
2. Наивысший КПД (23,4%) модернизированной установки, состоящей из солнечной панели и теплового насоса, обеспечивается при большом количестве солнечного света, температуре воздуха порядка 25°C и перпендикулярном падении солнечных лучей на панель.

3. Увеличение эксергетического КПД модернизированной установки до 23,4% (на 7,5%) доказывает эффективность перенаправления электрической энергии на питание компрессора.
4. Установка солнечной панели и теплового насоса приведет к улучшению экологической ситуации и экономии денежных средств в связи с отсутствием затрат на топливо.

## Список источников / References

1. Шоронов Д.В. Модернизация индивидуальных тепловых пунктов // Международный студенческий научный вестник. 2020. № 3. С. 15. EDN: YFDJVA  
Shoronov D.V. Modernization of individual heat stations. *International Student Scientific Bulletin*. 2020;3:15. (In Russ.)
2. Solomin E., Salah Z., Osintsev K., Aliukov S., Kuskarbekova S., Konchakov V., Olinichenko A., Karelin A., Tarasova T. Ecological hydrogen production and water sterilization: an innovative approach to the trigeneration of renewable energy sources for water desalination: A Review. *Energies*. 2023;16(17):6118. <https://doi.org/10.3390/en16176118>
3. Osintsev K., Aliukov S., Kovalev A., Bolkov Ya., Kuskarbekova S.I., Olinichenko A. Scientific approaches to solving the problem of joint processes of bubble boiling of refrigerant and its movement in a heat pump heat exchanger. *Energies*. 2023;16(11):4405. <https://doi.org/10.3390/en16114405>
4. Möller S., Kaucic D., Sattler C. Hydrogen production by solar reforming of natural gas: A comparison study of two possible process configurations. *Journal of Solar Energy Engineering*. 2006;128(1):16-23. <https://doi.org/10.1115/1.2164447>
5. Spath P.L., Amos W.A. Using a concentrating solar reactor to produce hydrogen and carbon black via thermal decomposition of natural gas: Feasibility and economics. *Journal of Solar Energy Engineering*. 2003;125(2):159-164. <https://doi.org/10.1115/1.1565083>
6. Ильина Т.Н., Саввин Н.Ю., Орлов П.А., Уваров В.А. Тепловые насосы с испарителями различных конструкций // Вестник Евразийской науки. 2023. Т. 15, № 5. EDN: SRCVAS  
Irina T.N., Savvin N.Yu., Orlov P.A., Uvarov V.A. Heat pumps with evaporators of various designs. *The Eurasian Scientific Journal*. 2023;15(5):06SAVN523. (In Russ.) <https://esj.today/PDF/06SAVN523.pdf>
7. Лунева С.К., Чистович А.С., Эмиров И.Х. К вопросу применения тепловых насосов // Техничко-технологические проблемы сервиса. 2013. № 4 (26). С. 45-52. EDN: RNIWSL  
Luneva S.K., Chistovich A.S., Emirov I.H. To the question about the use of heat pumps. *Tekhniko-Tekhnologicheskie Problemy Servisa*. 2013;4:45-52. (In Russ.)
8. Полякова В.Ю., Калинина Т.О., Кичин К.В. Анализ энергоэффективности тепловых насосов в системах теплоснабжения по территориально-климатическому признаку // Молодой ученый. 2016. № 27 (131). С. 142-146. EDN: XEODXH  
Polyakova V.Yu., Kalinina T.O., Kichin K.V. Analysis of energy efficiency of heat pumps in heat supply systems on a territorial and climatic basis. *Molodoy Ucheniy = Young Scientist*. 2016;27:142-146. (In Russ.)
9. Graf D., Monnerie N., Roeb M., Schmitz M., Sattler C. Economic comparison of solar hydrogen generation by means of thermochemical cycles and electrolysis. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2008;33(17):4511-4519. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2008.05.086>
10. Обьедкова О.И., Кондратов И.С., Семенов А.С. Эффективность применения тепловых насосов // Современные наукоемкие технологии. 2013. № 8-1. С. 43-44. EDN: QYYPPP  
Obyedkova O.I., Kondratov I.S., Seminenko A.S. Efficiency of heat pump application. *Sovremennye Naukoemkie Tekhnologii = Modern High Technologies*. 2013;8-1:43-44. (In Russ.)
11. Osintsev K., Aliukov S., Kuskarbekova S., Tarasova T., Karelin A., Konchakov V., Kornyakova O. Increasing thermal efficiency: Methods, case studies, and integration of heat exchangers with renewable energy sources and heat pumps for desalination. *Energies*. 2023;16(13):4930. <https://doi.org/10.3390/en16134930>

## Информация об авторах

**Сулпан Ириквна Кускарбекова<sup>1</sup>**, [kuskarbekovasi@susu.ru](mailto:kuskarbekovasi@susu.ru),  
SPIN-код: 9997-2865, <https://orcid.org/0000-0001-7171-6661>,  
scopus ID: 57212311063

**Александр Александрович Ершов<sup>2</sup>**,  
[sanyayershov2000@yandex.ru](mailto:sanyayershov2000@yandex.ru), SPIN-код: 2728-3196,  
<https://orcid.org/0009-0001-3626-3799>

**Корнякова Ольга Юрьевна<sup>3</sup>**, [korniakovaoi@susu.ru](mailto:korniakovaoi@susu.ru),  
SPIN-код: 9431-7831, AuthorID: 1214227

**Константин Владимирович Осинцев<sup>4</sup>**, [osintcevk@susu.ru](mailto:osintcevk@susu.ru),  
SPIN-код: 7497-3608, <https://orcid.org/0000-0002-0791-2980>,  
scopus ID: 8838619800

<sup>1,2,3,4</sup> Южно-Уральский государственный университет,  
кафедра промышленной теплоэнергетики; 454080,  
Российская Федерация, г. Челябинск, пр-кт Ленина, 76

## Вклад авторов

К.В. Осинцев – концептуализация, руководство исследования, ресурсы

А.А. Ершов – концептуализация, создание черновика рукописи  
С.И. Кускарбекова – концептуализация, проведение исследования, создание окончательной версии рукописи и ее редактирование

О.Ю. Корнякова – концептуализация, проведение исследования, визуализация

## Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов и несут ответственность за плагиат

Статья поступила 14.11.2023, после рецензирования и доработки 03.04.2024; принята к публикации 15.04.2024

## Author Information

**Sulpan I. Kuskarbekova<sup>1</sup>**, [kuskarbekovasi@susu.ru](mailto:kuskarbekovasi@susu.ru),  
<https://orcid.org/0000-0001-7171-6661>, Scopus ID: 57212311063

**Aleksandr A. Ershov<sup>2</sup>**, [sanyayershov2000@yandex.ru](mailto:sanyayershov2000@yandex.ru),  
<https://orcid.org/0009-0001-3626-3799>

**Olga Yu. Kornyakova<sup>3</sup>**, [kuskarbekovasi@susu.ru](mailto:kuskarbekovasi@susu.ru),  
AuthorID: 1214227

**Konstantin V. Osintsev<sup>4</sup>**, [osintcevk@susu.ru](mailto:osintcevk@susu.ru),  
<https://orcid.org/0000-0002-0791-2980>, Scopus ID: 8838619800

<sup>1,2,3,4</sup> South Ural State University, Department of Industrial Thermal Power Engineering; 454080, Russian Federation, Chelyabinsk, Lenina Ave, 76

## Author Contribution

K.V. Osintsev – conceptualization, research supervision, resources

A.A. Ershov – conceptualization, writing – original draft preparation

S.I. Kuskarbekova – conceptualization, investigation, finalizing (reviewing and editing) of the manuscript

O.Yu. Kornyakova – conceptualization, investigation, visualization

## Conflict of interests

The authors declare no conflict of interests regarding the publication of this article and bear equal responsibility for plagiarism

Received 14.11.2023, Revised 03.04.2024, Accepted 15.04.2024