

УДК 536.7

DOI 10.25587/SVFU.2023.66.41.003

Расчет цикла теплового насоса при различных источниках низкопотенциального тепла в условиях Арктики Республики Саха (Якутия)

В. Г. Реев^{1,2}✉, У. Д. С. Гунасекара³

¹Северо-восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова, г. Якутск, Россия

²Институт физико-технических проблем Севера им. В.П. Ларионова, г. Якутск, Россия

³Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,

г. Санкт-Петербург, Россия

✉ rvg_1998@mail.ru

Аннотация. На сегодняшний день в мире растет тенденция на внедрение тепловых насосов в системы теплоснабжения. Тепловой насос за счет способности использования в качестве источника низкопотенциальное тепло имеет высокие параметры энергоэффективности. В связи с этим расчет цикла теплового насоса при различных источниках низкопотенциального тепла является важной задачей при оценке целесообразности внедрения теплового насоса в изолированные системы энергоснабжения в арктических территориях Республики Саха (Якутия). В работе рассмотрены три источника: грунт, водоем и воздух с температурами -5 °С, 2 °С, 5 °С соответственно. Предложено использование схемы теплового насоса с промежуточным теплообменником для дополнительного роста эффективности. В качестве рабочего тела выбран фреон марки R134a, входящий в группу озонобезопасных. Проведены расчеты термодинамических параметров цикла работы теплового насоса с промежуточным теплообменником. Из полученных данных расчета построены графики цикла фреона в р,h-диаграмме. Построен график зависимости коэффициента трансформации электроэнергии (COP) от температуры низкопотенциального источника тепла. Выявлено, что при различных источниках низкопотенциальной теплоты значение коэффициента трансформации электроэнергии (COP) остается больше 1, что соответствует эффективному режиму работы. Так же максимальное значение коэффициента трансформации электроэнергии (COP), равное 2,5, достигается при использовании в качестве источника низкопотенциальное тепло воздуха с температурой +5 °С. Исходя из расчетов наблюдается зависимость коэффициента трансформации электроэнергии (COP) от температуры низкопотенциального тепла. Связано это с затратами на работу сжатия в компрессоре, а именно на затраты энергии на электропривод. Показана техническая целесообразность внедрения теплового насоса в изолированные системы энергоснабжения арктических районов Якутии.

Ключевые слова: тепловой насос, фреон, система отопления, испаритель, конденсатор, энергоснабжение, промежуточный теплообменник, конденсация, компрессор, трансформация электроэнергии, изолированные энергосистемы, энергосбережение.

Для цитирования: Реев В. Г., Гунасекара У. Д. С. Расчет цикла теплового насоса при различных источниках низкопотенциального тепла в условиях Арктики Республики Саха (Якутия). Вестник СВФУ. 2023, Т. 20, №2. С. 25–34. DOI: 10.25587/SVFU.2023.66.41.003.

Calculation of the heat pump cycle with various sources of low-grade heat in the conditions of the Arctic of the Republic of Sakha (Yakutia)

V. G. Reev^{1,2} ✉, U. J. S. Gunasekara³

¹M.K. Ammosov North-Eastern Federal University, Yakutsk, Russia

²V.P. Larionov Institute of the Physical-Technical Problems of the North, Yakutsk, Russia

³Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia

✉ rvg_1998@mail.ru

Abstract. To date, there is a growing trend in the world to introduce heat pumps into heat supply systems. Due to the ability to use low-potential heat as a source, the heat pump has high energy efficiency parameters. In this regard, the calculation of the heat pump cycle with various sources of low-potential heat is an important task in assessing the feasibility of introducing a heat pump into isolated power supply systems in the Arctic territories of the Republic of Sakha (Yakutia). The paper considers three sources: soil; pond and air with temperatures of -5 °C, 2 °C, 5 °C, respectively. The use of a heat pump circuit with an intermediate heat exchanger is proposed for an additional increase in efficiency. Freon of the R134a brand, which is part of the ozone-safe group, was selected as the working medium. Calculations of thermodynamic parameters of the cycle of operation of a heat pump with an intermediate heat exchanger are carried out. From the obtained calculation data, graphs of the freon cycle in the p,h –diagram are constructed. A graph of the dependence of the electric power transformation coefficient (COP) on the temperature of a low-potential heat source is constructed. It is revealed that for various sources of low-potential heat, the value of the electric power transformation coefficient (COP) remains greater than 1, which corresponds to the effective mode of operation. Also, the maximum value of the electric power transformation coefficient (COP) equal to 2.5 is achieved when using low-potential air heat with a temperature of +5 °C as a source. Based on the calculations, the dependence of the electric power transformation coefficient (COP) on the temperature of low-potential heat is observed. This is due to the costs of compression operation in the compressor, namely the energy costs of the electric drive. The technical feasibility of introducing a heat pump into isolated power supply systems of the Arctic regions of Yakutia is shown.

Key words: heat pump, freon, heating system, evaporator, condenser, power supply, intermediate heat exchanger, condensation, compressor, power conversion, isolated power systems, energy saving.

For citation: Reev V. G., Gunasekara U. J. S. Calculation of the heat pump cycle with various sources of low-grade heat in the conditions of the Arctic of the Republic of Sakha (Yakutia). Vestnik of NEFU. 2023, Vol. 20, No. 2. Pp. 25–34. DOI: 10.25587/SVFU.2023.66.41.003.

Введение

В настоящее время в арктическую зону Российской Федерации входят 13 муниципальных районов Республики Саха (Якутия) в соответствии с территориальными и климатическими требованиями. Энергоснабжение потребителей в данной территории производится посредством эксплуатации отдельных изолированных объектов автономной генерации тепла и электроэнергии [1].

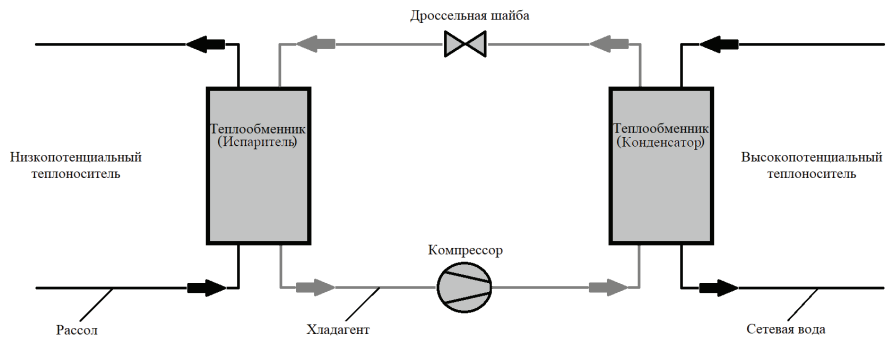


Рис. 1. Схема ТН.
Fig. 1. Heat pump diagram

Инфраструктура арктических районов Республики Саха (Якутия) характеризуется сложной транспортной схемой, большими расстояниями перевозок и наличием сезонных факторов, что в итоге приводит к повышению цены топлива в среднем до 2,5 раз и более [2–3]. В некоторые районы комплектующие горюче-смазочные материалы ввиду отсутствия круглогодичных автомобильных дорог и железнодорожной магистрали доставляются с помощью речной навигации, где срок доставки составляет до 2,5 лет [4]. Основными источниками энергии являются дизельные электростанции, низкоэффективные котельные или индивидуальные источники тепловой энергии (дровяные печи).

Тепловой насос (ТН) позволяет нагревать воду для отопления и горячего водоснабжения путем отбора теплоты из окружающей среды или от низкотемпературных бытовых и промышленных отходов, при этом затрачивая электрическую энергию на привод компрессора.

Принцип работы ТН заключается в термодинамических свойствах хладагента (фреона), а именно температуре кипения при отрицательных температурах окружающей среды.

Конструкция обычного ТН (рис. 1) состоит из 4 элементов: испарителя, конденсатора, компрессора, дроссельного вентиля.

В испарителе происходит фазовый переход фреона из жидкого в газообразное состояние. Далее в компрессоре происходит сжатие фреона, сопровождающееся повышением температуры и давления. В конденсаторе горячий фреон отдает тепло высокопотенциальному теплоносителю и конденсируется, происходит фазовый переход из газообразного состояния в жидкое. Фреон подводится к дроссельной шайбе, где происходит процесс дросселирования, снижаются давление и температура до первоначальных значений. Для повышения эффективности ТН добавляют пятый элемент – промежуточный теплообменник (ПТО) между конденсатором и дроссельной шайбой (рис. 2). Таким образом горячий фреон перед процессом дросселирования отдает тепло холодному фреону до компрессора.

Основным преимуществом применения тепловых насосов по сравнению с другими способами теплоснабжения является значительная экономия затрат энергии, так как тепловой насос способен вырабатывать тепловой энергии больше, чем в них затрачивается электроэнергия – коэффициент трансформации теплоты достигает до 8 [5].

Однако в данный момент тепловые насосы не получили широкого распространения на территории России. Основной причиной служит доступность и дешевизна топлива. Тепловые насосы получили широкое применение в таких странах как Швеция, Норвегия, Финляндия, Япония, Канада и др. Например, в Дании с 2013 года введен запрет на установку котлов на газообразном и жидком топливе в жилых домах. Потребители

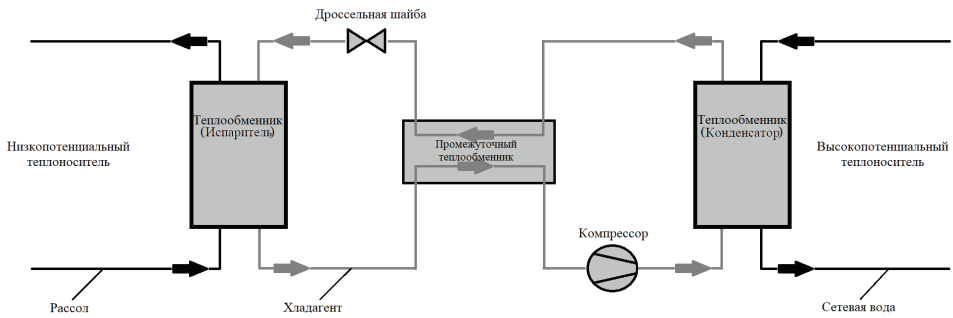


Рис. 2. Схема ТН с ПТО

Fig. 2. Schematic diagram of a heat pump with an intermediate heat exchanger

вынуждены подключаться к центральной системе отопления либо устанавливать тепловой насос. По данным мирового энергетического агентства (IEA) к 2030 году в Европе генерация тепловой энергии от тепловых насосов займет долю в 50%. [6]

В связи с этим актуальным является вопрос внедрения энергосберегающих технологий в арктических территориях Республики Саха (Якутия), в частности теплового насоса для снижения расхода топлива в котельных. Цель – рассчитать цикл работы ТН для различных источников низкопотенциальной теплоты.

Методика расчета

Исходными данными для расчета являются температура низкопотенциального теплоносителя на входе $t_{н1}$ и выходе $t_{н2}$ из испарителя, температура высокопотенциального теплоносителя на входе в конденсатор, температура горячей сетевой воды на выходе из конденсатора, температура окружающей среды, перепады температуры на выходе из теплообменников (обычно принимается 3 ... 5 °С) в испарителе и в конденсаторе. В качестве хладагента используется озонобезопасный фреон марки R134a.

Температура испарения фреона рассчитывается формулой:

$$t_u = t_{н2} - \Delta t_u, \quad (1)$$

где t_u – температура испарения фреона, °С; $t_{н2}$ – температура низкопотенциального источника, °С; Δt_u – температурный перепад, °С.

Далее по температуре испарения фреона t_u в p, h – диаграмме фреона R134a находится точка 1, для которой определяются энтальпия h_1 и давление испарения p_u .

По заданной температуре перегрева пара Δt_n и температуре испарения t_u рассчитывается температура фреона на входе в компрессор:

$$t_{1a} = t_u - \Delta t_n, \quad (2)$$

где Δt_n – температура перегрева пара, °С.

Точка 1a определяется по температуре t_{1a} и давлению испарения p_u , для этой же точки находится значение энтальпии h_{1a} .

В конденсаторе теплота передается от горячего фреона к сетевой воде. По температуре сетевой воды на выходе из конденсатора и температурному перепаду рассчитывается температура конденсации фреона:

$$t_k = t_{св2} - \Delta t_k, \quad (3)$$

где t_k – температура кипения фреона, °С; $t_{св2}$ – температура горячей сетевой воды на выходе, °С; Δt_k – температурный перепад, °С.

По температуре конденсации t_k по таблице термодинамических свойств фреона R134a в состоянии насыщения определяется точка 3 цикла работы теплового насоса и значения энтальпии h_3 и давления конденсации p_k .

На пересечении линии постоянной энтропии S_1 , проходящей через точку 1a, и линии изобары давления конденсации p_k , проходящей через точку 3, определяется точка 2a, которая соответствует концу адиабатного сжатия компрессором. По таблице или диаграмме термодинамических свойств фреона определяется энтальпия h_{2a} .

Для расчета энтальпии h_2 используется формула:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2a} - h_1}{\eta_a}, \quad (4)$$

где η_a – адиабатный КПД компрессора, который может быть рассчитан по выражению:

$$\eta_a = 0,98 \frac{273 + t_0}{273 + t_k}, \quad (5)$$

где t_0 – температура окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$.

По значению энтальпии h_2 и давлению p_k определяется точка 2 цикла теплового насоса.

Для нахождения точки 3a и расчета энтальпии h_{3a} используем выражение:

$$h_{3a} = h_3 - (h_{1a} - h_1). \quad (6)$$

По значению энтальпии h_{3a} и давлению p_k определяется точка 4.

Далее производится расчет удельных тепловых нагрузок в узлах теплового насоса. Тепловая нагрузка испарителя q_n равна:

$$q_u = h_1 - h_4. \quad (7)$$

Тепловая нагрузка конденсатора q_k равна значению тепловой нагрузки, отдаваемой на сетевую воду $q_{тн}$:

$$q_k = q_{тн} = h_2 - h_3. \quad (8)$$

Работа сжатия компрессора $l_{сж}$ равна:

$$l_{сж} = h_2 - h_{1a}. \quad (9)$$

Коэффициент трансформации теплоты μ , показывающий отношение теплоты, переданной горячему теплоносителю к работе, затраченной на сжатие:

$$\mu = \frac{q_{тн}}{l_{сж}}. \quad (10)$$

Коэффициент трансформации электроэнергии (в иностранной литературе Coefficient of Performance или COP) показывает отношение теплоты, переданной горячему теплоносителю к затраченной электроэнергии на привод двигателя компрессора, дополнительно по отношению к коэффициенту трансформации теплоты μ включает механические потери энергии в компрессоре и потери энергии в электродвигателе:

$$\mu_{\varepsilon} = \frac{q_{тн}}{W} = \eta_{\varepsilon,м} \eta_{\varepsilon} \mu, \quad (11)$$

где $\eta_{\varepsilon,м}$ – электромеханический КПД компрессора, обычно равен 0,9 ... 0,95; η_{ε} – КПД электродвигателя, равен 0,6 ... 0,95 [5]

Расчеты могут быть реализованы с помощью вычислительных математических пакетов, в частности в среде MathCad.

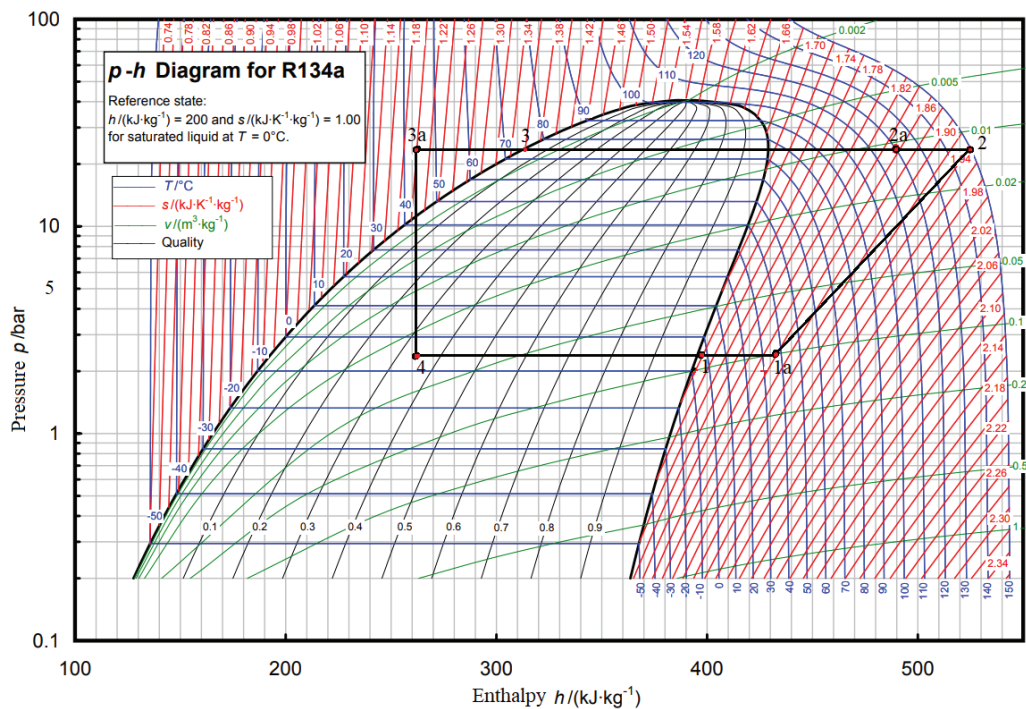


Рис. 3. p, h-диаграмма цикла фреона для ТН с ПТО и источником
низкопотенциального тепла из водоема

Fig. 3. p, h diagram of freon cycle for a heat pump with an intermediate heat
exchanger and a low-potential heat source from the reservoir

Результаты расчета

При выполнении расчетов были приняты следующие исходные данные: температура сетевой воды после конденсатора равна 65 С° и до конденсатора 50 С°, температура окружающей среды – 30 С°, температурный перепад в испарителе и конденсаторе равен 5 С°, температура перегрева пара в ПТО равна 40 С°.

Данные термодинамических свойств фреона были рассчитаны в программном пакете Coolpack [7].

В первом случае в качестве источника низкопотенциального тепла рассматриваем водоем с температурой воды +2 С°. На рис. 3 представлена p, h-диаграмма цикла фреона для теплового насоса с промежуточным теплообменником.

При данных параметрах коэффициент трансформации электроэнергии (COP) равен 1,7, из этого следует что из 1 кВт потраченной электрической энергии на привод двигателя компрессора вырабатывается 1,7 кВт тепловой энергии в испарителе.

Во втором случае в качестве низкопотенциального источника тепла служит грунт. При расчетах температура грунта принята -5 С°. Температура сетевой воды до и после конденсатора аналогична с первым случаем. Перепады температур на конденсаторе и испарителе равны 5 С°. На рис. 4 представлена p, h-диаграмма цикла фреона для ТН с ПТО с низкопотенциальным источником тепла из грунта.

При данных параметрах низкопотенциального источника тепла коэффициент трансформации электроэнергии (COP) равен 1,5.

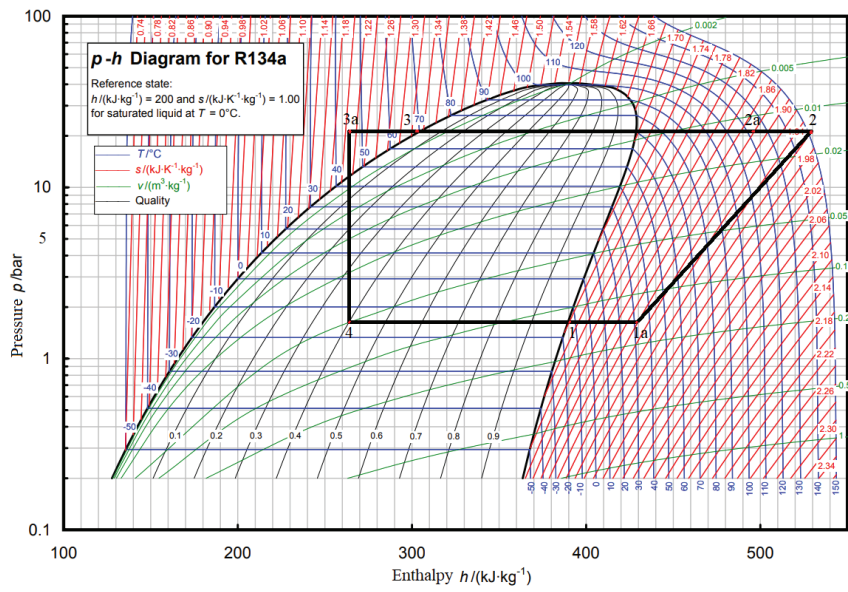


Рис. 4. p, h-диаграмма цикла фреона для ТН с ПТО и с источником низкопотенциального тепла из грунта
Fig. 4. p, h diagram of freon cycle for a heat pump with an intermediate heat exchanger and a low-potential heat source from the ground

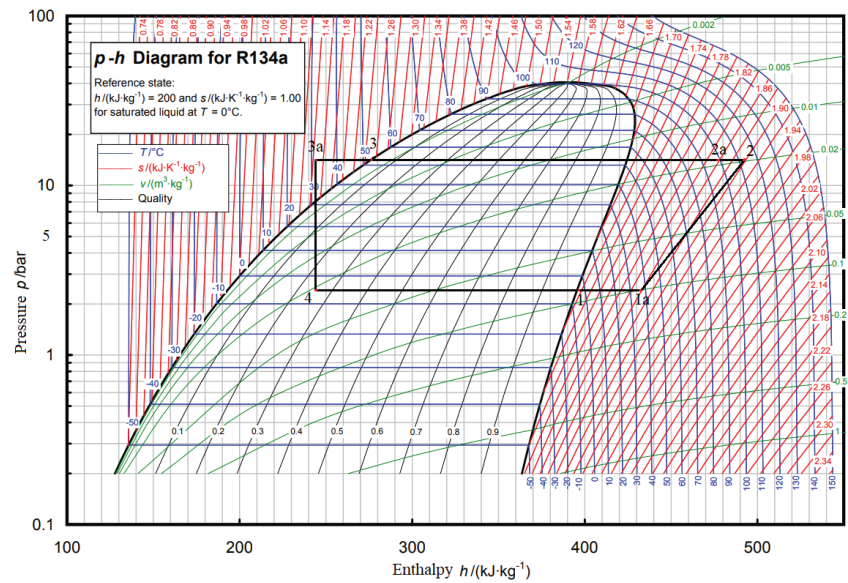


Рис. 5. График цикла фреона для ТН с ПТО с источником низкопотенциального тепла воздуха
Fig 5. Freon cycle diagram for a heat pump with an intermediate heat exchanger and a low air heat source

В третьем случае в качестве источника низкопотенциального тепла выбран воздух из окружающей среды с температурой +5 С°. Из температурного графика тепловой сети [8] выбраны оптимальные значения сетевой воды после конденсатора 50 С° и до конденсатора 42 С°. На рис. 5 представлена p, h-диаграмма цикла фреона ТН с ПТО с источником низкопотенциального тепла воздуха.

Таблица

Параметры фреона в ключевых точках цикла и коэффициент трансформации электроэнергии (COP) ТН с ПТО для разных источников низкопотенциального тепла

Table

Freon parameters at key points of the cycle and the coefficient of performance (COP) of a heat pump with an intermediate heat exchanger for various sources of low-grade heat

Параметры	ТН с ПТО и источником низкопотенциального тепла из водоема	ТН с ПТО и источником низкопотенциального тепла из грунта	ТН с ПТО и источником низкопотенциального тепла из воздуха
Энтальпия в точке 1, h_1 , кДж/кг	394,3	388,3	395,5
Энтальпия в точке 1а, h_{1a} , кДж/кг	430,4	423,0	431,9
Давление испарения, p_i , бар	2,4	1,6	2,6
Энтальпия в точке 2, h_2 , кДж/кг	524,9	532,7	492,2
Энтальпия в точке 3а, h_{3a} , кДж/кг	268,2	269,6	242,8
Энтальпия в точке 4, h_4 , кДж/кг	268,2	269,6	242,8
Давление конденсации, p_k , бар	21,2	21,2	14,9
COP	1,7	1,5	2,5

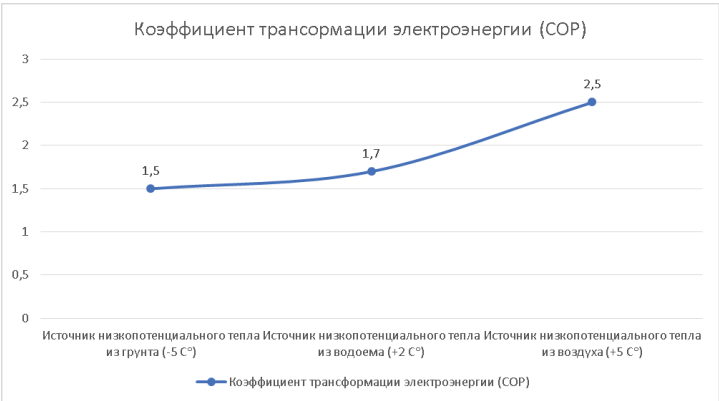


Рис. 6. График зависимости коэффициента трансформации электроэнергии (COP) от температуры источника

Fig. 6. Diagram of the dependence of the coefficient of performance (COP) on the source temperature

При данных параметрах работы ТН коэффициент трансформации электрической энергии (COP) равен 2,5.

В табл. 1 приведены параметры фреона в ключевых точках цикла и коэффициент трансформации электрической энергии (COP) ТН с ПТО для разных источников низкопотенциального тепла. Наибольшим коэффициентом трансформации электроэнергии (COP) обладает ТН с источником низкопотенциального тепла из воздуха (COP = 2,5).

На рис. 6 представлен график зависимости коэффициента трансформации электроэнергии от температуры источника низкопотенциального тепла на входе в

испаритель. Наблюдается тенденция роста значения коэффициента трансформации электроэнергии (COP) о при росте температуры источника.

Заключение

При различных источниках низкопотенциального тепла в условиях Арктики значение коэффициента трансформации электроэнергии (COP) остается больше 1, что соответствует эффективной работе теплового насоса. Внедрение тепловых насосов в арктических районах Республики Саха (Якутия) может быть целесообразным.

Наблюдается зависимость значения коэффициента трансформации от температуры низкопотенциального источника тепла. Данная зависимость связана с работой сжатия компрессора $l_{сж}$, так как основные затраты энергии происходят при сжатии. При повышении температуры низкопотенциального источника уменьшаются потери электрической энергии.

Наиболее эффективным является тепловой насос с источником низкопотенциального тепла из воздуха, коэффициент трансформации электроэнергии равен 2,5.

Л и т е р а т у р а

1. Альзаккар, А. М. Н. Разработка и исследование гибридной электростанции КЭ-650 для отдаленных потребителей электроэнергии в условиях Севера и Арктики / А. М. Н. Альзаккар, Н. П. Местников, Ф. Х. Алхадж // Проблемы и перспективы развития электроэнергетики и электротехники: Материалы III Всероссийской научно-практической конференции. – Казань: Казанский государственный энергетический университет, 2021. – С. 365-370.

2. Глотов, А. В. Проблемы и перспективы развития изолированных энергосистем дальнего востока: на примере энергосистемы Республики Саха (Якутия) / А.В. Глотов, А.А. Меркульева // Вестник МФЮА. – 2017. - № 1. – С. 55-64.

3. Реев, В. Г. Энергоснабжение Арктических районов Республики Саха (Якутия) / В. Г. Реев, П. Ф. Васильев // Энергетические системы: Материалы VI Международной научно-технической конференции. – Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 2022. – С. 40-44.

4. Местников, Н. П. Разработка способа повышения энергоэффективности фотоэлектрической солнечной установки в условиях Севера / Н. П. Местников, А. М. Н. Альзаккар // XVI Всероссийская открытая молодежная научно-практическая конференция «Диспетчеризация и управление в электроэнергетике». – Казань : "Бриг", 2022. – С. 67-69.

5. Трубаев, П. А. Тепловые насосы : учебное пособие для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности 140105 «Энергетика теплотехнологий» направления подготовки 140100 «Теплоэнергетика» / П. А. Трубаев, Б. М. Гришко. – Белгород: БГТУ им. В. Г. Шухова, 2010. – 142 с.

6. Гритчин, Р. Д. Воздушный тепловой насос как эффективный источник тепла для жилого дома / Р. Д. Гритчин, Д. И. Иванков // Молодой ученый. — 2016. — № 8 (112). — С. 199-202.

7. CoolPack: [сайт]. – Вирум, 2023. – URL: <https://www.ipu.dk/products/coolpack/> (дата обращения 02.02.2023).

8. Манзарханова, Л. М. Исследование систем отопления и горячего водоснабжения с целью выявления оптимальных значений температур в тепловой сети / Л.М. Манзарханова // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2015. – № 6 (101). – С. 93–98.

R e f e r e n c e s

1. Alzakkar, A. M. N. (2021). Development and research of a hybrid power plant KE-650 for remote consumers of electricity in the conditions of the North and the Arctic. In: A. M. N. Alzakkar, N. P. Mestnikov, F. Kh. Alkhaj (eds.) Problems and prospects for the development of the electric power industry and electrical engineering: Proceedings of the III All-Russian Scientific and Practical Conference. Kazan: Kazan State Energy University, pp. 365-370. (In Russ.)

2. Glotov, A. V. (2017). Problems and prospects for the development of isolated energy systems of the Far East: on the example of the energy system of the Republic of Sakha (Yakutia). MFYuA. Bulletin. No. 1, pp. 55-64. (In Russ.)
3. Reev, V. G. (2022). Energy supply of the Arctic regions of the Republic of Sakha (Yakutia). In: V. G. Reev, P. F. Vasiliev (eds.) Energy systems: Proceedings of the VI International scientific and technical conference. Belgorod: Belgorod State Technological University, pp. 40-44. (In Russ.)
4. Mestnikov, N. P. (2022). Development of a method for improving the energy efficiency of a photovoltaic solar installation in the conditions of the North. In: N. P. Mestnikov, A. M. Alzakkar (eds). XVI All-Russian Open Youth Scientific and Practical Conference "Scheduling and Management in the Electric Power Industry". Kazan : Brig, 2022, pp. 67-69. (In Russ.)
5. Trubaev, P. A. (2010). Heat pumps: textbook for students of higher educational institutions studying on specialty 140105 "Energy of heat technologies" field of study 140100 "Heat power engineering". Belgorod: BSTU im. V. G. Shukhova, pp. 142 p. (In Russ.)
6. Gritchin, R. D., Ivankov D.I. (2016). Air heat pump as an effective source of heat for a residential building. Young scientist. No. 8 (112). pp. 199-202.
7. CoolPack, (2023) [online]. Virum, Available from: <https://www.ipu.dk/products/coolpack/> (Accessed 02.02.2023). (In Russ.)
8. Manzarkhanova, L. M. (2015). Study of heating and hot water supply systems in order to identify the optimal values of temperatures in the heating network. Bulletin of the Irkutsk State Technical University. No. 6 (101). pp. 93–98. (In Russ.)

PEEB Василий Георгиевич – аспирант, Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова; ведущий инженер, Институт физико-технических проблем Севера СО РАН.

E-mail: rvg_1998@mail.ru

REEV Vasiliy Georgievich – post-graduate student, North-Eastern Federal University. M.K. Ammosova, leading engineer of the electric power department Institute of Physical and Technical Problems of the North.

E-mail: rvg_1998@mail.ru

УТУМ Джамаял Сулакна Гунасекара – магистрант 2 курса, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.

E-mail: uthumgunasekara@yandex.ru

UTHUM Jamal Sulakna Gunasekara – 2nd year Master's student, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.