

DOI: 10.34031/2071-7318-2024-10-3-49-67

**\*Трубаев П.А., Кошлич Ю.А., Белоусов А.В., Буханов Д.Г., Гребеник А.Г., Прасол Д.А.**  
Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова  
\*E-mail: trubaev@mail.ru

## ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГЕОТЕРМАЛЬНОЙ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ В КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ РОССИЙСКИХ РЕГИОНОВ

**Аннотация.** В настоящее время сложилось мнение, что отопление с использованием тепловых насосов эффективно только в регионах с теплым климатом. В работе произведена оценка показателей работы теплонасосных установок (ТНУ) для шести типичных российских регионов с ГСОП от 2526 до 10360. Так как затраты энергии в теплонасосном цикле зависят от разности температур холодного и горячего теплоносителя, для расчета использовалась фактическая среднесуточная температура наружного воздуха за 2014–2023 г. Предложена методика термодинамического расчета теплонасосного цикла и определения энергопотребления при различной температуре наружного воздуха в моновалентном и бивалентном режимах. Для оценки эффективности использовались три показателя: среднегодовые затраты энергии в фактических климатических условиях; стоимость жизненного цикла проекта, включающее сумму затрат на сооружение ТНУ с грунтовым теплообменником и затраты электроэнергии за время эксплуатации; затраты первичного топлива, которые предложено рассчитывать с использованием показателей работы энергосистем регионов. Сделан вывод, что ТНУ могут использоваться для отопления при любом климате, так как их эффективность зависит не от температуры наружного воздуха, а от принятого температурного графика системы отопления. В более холодных регионах эффективность тепловых насосов несколько ниже не из-за более низких температур, а из-за того, что большая доля дней отопительного сезона приходится на температуры, близкие к минимальным для этого региона. Во всех регионах, с учетом стоимости в них энергоносителей, затраты на электроэнергию при отоплении ТНУ ниже, чем стоимость тепловой энергии централизованного теплоснабжения, но почти в два раза больше по сравнению с газовым или твердотопливным отоплением. При сравнении затрат при использовании 79 фреонов наиболее энергоэффективными во всех регионах оказались одинаковые соединения, что подтверждает независимость параметров работы ТНУ от климатических условий.

**Ключевые слова:** тепловой насос, отопление, температурный график, качественное регулирование, коэффициент трансформации

### 1. Введение

**1.1. Актуальность электрического отопления зданий.** Системы электрического отопления имеют ряд преимуществ перед централизованным теплоснабжением или индивидуальным отоплением с использованием топлива: удобство эксплуатации и регулирования, большую безопасность по сравнению с использованием природного газа, значительно более низкие расходы на обслуживание теплогенерирующего и теплоиспользующего оборудования, отсутствие выбросов по сравнению с индивидуальным отоплением на твердом и жидком топливе и др. [1]. Использование электроотопления смещает пиковый спрос на электроэнергию и сглаживает его величину [2]. Препятствием для использования электрического отопления является высокая стоимость электроэнергии и необходимость увеличения мощности электросетей для обеспечения значительного возрастания нагрузки. Но кроме экономической целесообразности электроотопление может решать экологические проблемы, ликвидируя источники выбросов от индивидуального

отопления, что для ряда регионов является актуальной задачей. В настоящее время в Правительстве РФ в рамках реализации федерального проекта «Чистый воздух» рассматривается вопрос перевода с угольного на электрическое отопление более 130 тыс. домов в Красноярском крае, республиках Хакасия, Тыва и Бурятия, где не планируется газификация с использованием сетевого природного газа, в 2024 году в этих регионах реализуются пилотные проекты.

Применение при электроотоплении теплонасосных установок (ТНУ) позволяет в несколько раз снизить потребляемую мощность, необходимую для отопления, так как в ТНУ энергия используется не для прямого нагрева, а для передачи теплоты от окружающей среды в помещении с повышением ее температурного потенциала.

По данным Международного энергетического агентства (<https://www.iea.org/reports/the-future-of-heat-pumps>) в мире тепловые насосы обеспечивают отопление 10 % зданий, суммарная установленная мощность ТНУ в 2021 г. составляет 1062 ГВт (46 % – Северная Америка;

19 % – Европа; 15 % – Япония и Корея; 14 % – Китай). Исследование [3] показало, что применение ТНУ имеет преимущество перед традиционными системами отопления в эксплуатационных затратах, но размер экономии зависит от местных климатических условий и соотношения между ценой на электроэнергию и ценой на газ. Применение ТНУ экономически выгодно в следующих случаях: а) на территориях, где отсутствует возможность газоснабжения или стоимость присоединения является крайне высокой; б) в зданиях с электроотоплением и невозможности использования других источников теплоты. В России ТНУ крайне мало распространены, что вызвано дешевой природной газом.

**1.2. Особенности применения ТНУ для регионов с холодным климатом.** В зарубежных странах наиболее широко распространены ТНУ типа «воздух»-«вода» и установленная мощность геотермальных тепловых насосов (типа «вода»-«вода») составляет всего 77,6 ГВт [4], но воздушные тепловые насосы эффективны при температурах наружного воздуха выше 0 °С [5], и их применение в странах с холодным климатом ограничено образованием наледи на теплообменнике испарительного блока [6]. Поэтому при низких температурах наружного воздуха необходимо использование геотермальных теплонасосных установок, использующих теплоту земного грунта с помощью заложённых в него теплообменников, которые обеспечивают стабильную температуру холодного низкопотенциального источника при различной температуре наружного воздуха [7, 8], при этом наиболее эффективными будут вертикальные грунтовые теплообменники [9]. По сравнению с воздушными тепловыми насосами геотермальные ТНУ более компактны, характеризуются меньшим уровнем шума, а также имеют более низкие эксплуатационные расходы, но требуют больших капитальных затрат, места и возможности для монтажа грунтового теплообменника, а также более низкую эффективность, когда температура воздуха выше температуры грунта [10].

В работе [11] отмечается сложность прямого использования импортных тепловых насосов, особенно для регионов с низкими температурами. Это связано с тем, что коэффициент преобразования теплоты теплонасосного цикла зависит от разности температур испарения и конденсации фреона, то есть как от температуры вырабатываемой горячей воды, так и от температуры среды, из которой теплота отбирается. Таким образом, эффективность работы теплового насоса зависит от температуры наружного воздуха [11] и ТНУ, сконструированные для более мягкого

климата, в Российских условиях будут работать менее эффективно.

В работе [12] сделан вывод, что при использовании для отопления теплонасосных установок важным фактором является выбор оптимального уровня энергозащиты зданий в конкретных климатических условиях. Это подтверждают и зарубежные исследователи, в обзорной работе [7] указывается, что тепловые насосы могут эффективно заменить традиционные системы отопления старых домов только при их теплоизоляции, что увеличивает затраты на применение ТНУ, а в работе [13] отмечается, что реконструкция ограждающих конструкций зданий увеличивает сроки окупаемости, но позволяет снизить необходимый температурный уровень теплоносителя и уменьшить мощность ТНУ и затраты энергии.

Сезонные колебания температуры грунта наблюдаются на глубинах 15–20 м [14], ниже этой границы температура грунта стабилизируется с величиной около 8...10 °С, и на большей глубине она начинает увеличиваться. Нормативная глубина промерзания для разных регионов России согласно СП 131.13330.2020 составляет от 0,23...0,34 м (Краснодар) до 2,2...3,3 м (Сургут).

Проблемой при эксплуатации геотермальных тепловых насосов является вымораживание грунта в месте укладки грунтового теплообменника. Исследования [15] показали, что в начальный период эксплуатации понижение температуры грунта к концу отопительного сезона не успевает компенсироваться в летний период года. Температура грунта стабилизируется к пятому году эксплуатации. При исследовании работы ТНУ в условиях грунтов, характерных для московского региона, снижение температурного потенциала извлекаемой теплоты составило 5...6 °С, процесс стабилизируется к 15-му году эксплуатации [12]. При этом максимальное падение, до 10 °С, наблюдается в зимние месяцы на глубине до 40 м, минимальные, менее 5 °С в осенне-весенний период и на глубине более 100 м [16]. В работе [9] в результате моделирования установлено, что за течение 20 лет эксплуатации средняя температура стенки скважины увеличилась на 1,55 °С в жарком климате и уменьшилась на 3,1 °С и 2,24 °С в холодном и мягком климате. Таким образом, при оценке многолетнего периода эксплуатации необходимо принимать более низкую температуру грунта, чем в справочных климатических данных. Следует отметить, что в условиях вечной мерзлоты вымораживание грунта является преимуществом, т.к. осуществляет защиту мерзлого грунта от протаивания [17]. Так же в условиях дефицита места возможно организация работы нескольких ТНУ с

общим контуром, что так же снизит удельную стоимость систем [10].

**1.3. Низкотемпературные системы отопления зданий.** При использовании низкотемпературной системы отопления (теплые полы в сочетании с водо-воздушными теплообменниками – фанкойлами) отопление объекта может быть обеспечено только тепловыми насосами (моновалентный режим). Но это требует высоких капиталовложений для оборудования системы отопления. Альтернативой является использование бивалентного режима, в котором тепловой насос работает совместно с электронагревателем, обеспечивающим пиковый нагрев или догрев воды при больших тепловых нагрузках. Это увеличивает затраты потребляемой энергии, но позволяет значительно снизить стоимость системы за счет теплового насоса меньшей мощности и системы отопления с низкотемпературными радиаторами, а также устанавливать тепловые насосы на существующие объекты без их реконструкции. В работе [18] установлено, что отопление ТНУ эффективно до температур наружного воздуха не ниже 15°C, при более низких температурах необходим пиковый догрев. В работе [12] для 23 городов РФ выполнено моделирование работы теплонасосных установок в условиях нестационарного теплового режима геотермальных ТНУ при многолетней эксплуатации и по критерию минимальных суммарных затрат электроэнергии установлено оптимальное соотношение мощности теплового насоса и пикового догревателя, которое составило от 0 на Юге России до ~ 2,92 в Якутске, а доля теплоты, вырабатываемая пиковым нагревателем составила 0 % на Юге России, 5..7 % для средней части России и 38...40 % в Якутске и Туре.

Тепловые насосы смогут обеспечить отопление в любом климате при условии возможности передачи в помещение необходимого количества теплоты. В работе [13] отмечается, что модернизация традиционных систем отопления на низкотемпературные должна изучаться в каждом конкретном случае с учетом возможности сохранения существующих радиаторов или их модернизации. Кроме того, система «теплый пол», часто применяемая при отоплении с использованием ТНУ, обладает санитарными ограничениями по температуре поверхности, что не позволяет её использовать как единственный источник отопления при низких температурах. Применение воздушного отопления в низкотемпературных системах малоэффективно [19]. Для работы в низкотемпературных системах отопления обычно используют стальные панельные водяные радиаторы. Для систем отопления могут рассматриваться стальные панельные водяные радиаторы

типа «33» (толщина 150 мм) со следующими характеристиками теплоотдачи в пересчете на площадь вертикальной поверхности (рассчитано по техническим данным производителя <https://kermi-fko.ru/raschety/calc-kermi.aspx>):

$\Delta t = 70 \text{ }^\circ\text{C} (95/70 \text{ }^\circ\text{C}): 5,6 \text{ кВт/м}^2;$

$\Delta t = 40 \text{ }^\circ\text{C} (70/50 \text{ }^\circ\text{C}): 3,1 \text{ кВт/м}^2;$

$\Delta t = 30 \text{ }^\circ\text{C} (60/40 \text{ }^\circ\text{C}): 2,0 \text{ кВт/м}^2;$

$\Delta t = 25 \text{ }^\circ\text{C} (50/40 \text{ }^\circ\text{C}): 1,7 \text{ кВт/м}^2;$

где  $\Delta t$  – разность средней температуры системы отопления и воздуха.

Для сравнения, при  $\Delta t = 70 \text{ }^\circ\text{C}$  теплоотдача с вертикальной поверхности алюминиевых радиаторов 3,7...4,3 кВт/м<sup>2</sup>, чугунных – около 2 кВт/м<sup>2</sup>. Таким образом, низкотемпературная система отопления требует установки радиаторов с сопоставимой площадью с чугунными и с площадью примерно в два раза больше, чем у алюминиевых.

**1.4. Хладагенты тепловых насосов.** Работа тепловых насосов, кондиционеров и холодильных машин основана на циклическом испарении рабочего агента (холодильного агента, хладагента), который отбирает теплоту у низкопотенциального теплоносителя, и после повышения давления конденсируется при более высоких температурах, нагревая высокопотенциальный теплоноситель [20]. Основная работа в тепловом насосе затрачивается на сжатие хладагента. В теплонасосных циклах можно использовать практически любое газообразное или жидкое соединение. Например, возможно использовать воду, испаряя ее при температуре 0 °C и абсолютном давлении 0,61 кПа (0,006 атм.) и конденсируя при температурах 40–60 °C и абсолютном давлении 7,4...20 кПа (0,07...0,20 атм.), но технически обеспечение работы агрегата с таким разрежением потребует значительного увеличения стоимости и сложности устройств, и в бытовых приборах реализация такого цикла невозможна. Основное термодинамическое требование к хладагентам можно сформулировать следующим образом: кипение при требуемой температуре при давлениях, выше атмосферного, но близкого к нему (что бы в системе не было высокого давления), и конденсация при требуемых температурах ниже критических параметров. Так же для уменьшения стоимости теплового насоса необходимы высокая удельная теплота фазовых переходов при рабочих температурах с целью уменьшения расхода хладагента, для эффективной эксплуатации – высокая теплопроводность и низкая вязкость.

Но наряду с техническими, к озонам выдвигают и экологические требования. В начале 70-х годов прошлого века была выдвинута гипотеза, что фреоны после утечек их оборудования поднимаются в стратосферу и разрушают озоновый

слой [21]. Данная гипотеза научно подтверждена не была, а долговременные исследования показали, что на колебания содержания озона в атмосфере влияют климатические, а не антропогенные факторы [22], но, тем не менее, были приняты политические решения, оформленные в 1987 г. Монреальским протоколом о запрете производства и использования фторсодержащих фреонов [21], что заметно отразилось на отрасли производства хладагентов. Распространенные для тепловых насосов фреоны R11, R12, R114, R500 и др. с потенциалом разрушения озонового слоя  $ODP = 0,1 \dots 1$  были выведены из обращения с заменой на фреоны R22 ( $ODP = 0,05$ ) и R407C, R410A, R134A, R32 ( $ODP = 0$ ). Так как влияние фреонов на озоновый слой доказано не было, в настоящее время внедряются другие критерии GWP и TEWI, оценивающие влияние фреонов на потенциал глобального потепления [23], что приводит к уже второму изменению глобального рынка хладагентов и озонобезопасные фреоны с высоким потенциалом глобального потепления GWP постепенно выводятся из обращения [24]. В работе [24] на основании анализа 40 фреонов по холодопроизводительности и КПД цикла установлено, что альтернативой для фреонов R134a и R410A являются соответственно R513a и R466A, а альтернативы R404A имеют свои преимущества и недостатки. В работе [25] в качестве замены R134a для циклов с перегревом предлагается R152a, а в работе [26] предлагается для условий холодного климата (от  $-25^{\circ}\text{C}$  до  $5^{\circ}\text{C}$ ) использовать в бытовых тепловых насосах бинарные азеотропные смеси, состоящие из диоксида углерода и хладагента с низким GWP, наилучшие результаты показала смесь 90 % R32 и 10 %  $\text{CO}_2$ .

Таким образом, в настоящее время указанные решения привели к необходимости замены широко используемых ранее фреонов на другие, которые обладают значительно более худшими

эксплуатационными свойствами и в несколько раз дороже, но которые безальтернативно выпускаются промышленностью. В большинстве тепловых насосов обычно используются хладагенты R407C, R404A, R410A, R417A, R134A.

**1.5. Цели и задачи работы.** На основании анализа существующего положения можно заключить, что из-за высокой стоимости тепловых насосов, зависимости эффективности теплонасосного цикла от температуры источника и приемника и от используемого хладагента (фреона), снижения эффективности работы ТНУ в условиях низкой температуры наружного воздуха, необходимо выбирать конструкцию и режимы работы теплового насоса с учетом климатических условий его использования, так как технико-экономическое обоснование на основе паспортных характеристик ТНУ не отражает его реальные режимы работы и эффективность.

Целью работы являлось оценка эффективности работы теплонасосных установок для типичных российских регионов с использованием фактической температуры наружного воздуха и сравнение затрат на отопление теплонасосными установками с другими способами отопления.

## 2. Методы, используемые в работе

**2.1. Метод расчета затрат электроэнергии в геотермальной теплонасосной установке.** Расчет разработан на основании методики термодинамического расчета теплонасосного цикла работы [20]. Расчет заключается в определении температуры вырабатываемого теплоносителя по температуре наружного воздуха, определение коэффициента преобразования энергии COP при заданной температуре и затрат электроэнергии на работу теплового насоса. Рассматривался цикл с перегревом пара во внутреннем регенеративном теплообменнике (рис. 1), который в холодных климатических условиях повышает надёжность работы ТНУ [27].

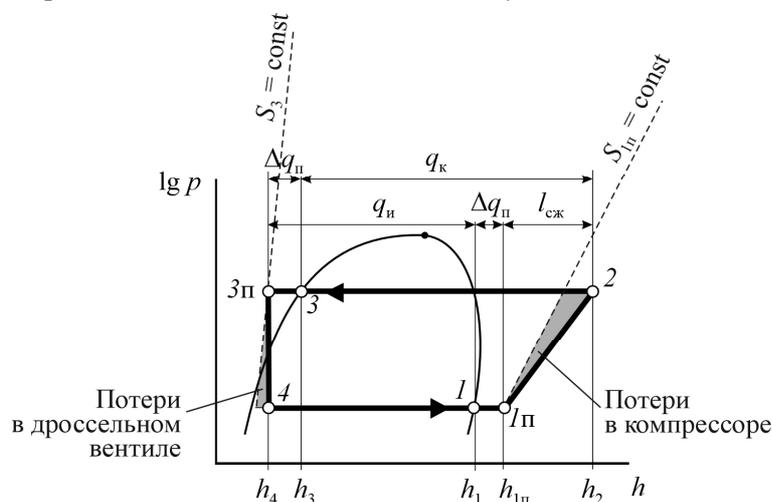


Рис. 1. Теплонасосной цикл в диаграмме давление–энтальпия и тепловой баланс

Теплота испарения (отобранная теплота грунта):

$$q_{и} = h_1 - h_4$$

Теплота конденсации (выработанная теплота):

$$q_{к} = h_2 - h_3$$

Теплота, передаваемая в промежуточном перегревателе:

$$\Delta q_{п} = h_{1п} - h_1 = h_3 - h_{3п}$$

Тепловой баланс:

$$q_{и} + l_{сж} = q_{к}$$

Коэффициент преобразования теплоты:

$$\mu = q_{к} / l_{сж}$$

Коэффициент преобразования энергии:

$$COP = \mu / \eta_{вн.э.}$$

В бивалентном режиме, используемом при низких температурах, нагрев воды сначала происходит в тепловом насосе с последующим догревом в электродкотле.

Исходные данные для расчета:

а)  $t_{н\text{ мин}}$  – расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, °С (средняя температура воздуха наиболее холодной пятидневки с обеспеченностью 92 %);

б)  $q_{от\text{ max}}$  – мощность отопления при расчетной температуре  $t_{н\text{ мин}}$ , кВт;

в)  $t_{в}$  – температура воздуха в помещении, °С;

г) тип фреона;

д)  $t_{под\text{ гр}}$ ,  $t_{об\text{ гр}}$  – температура подающей и обратной воды, °С, при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления (температурный график отопительной системы);

е)  $t_{г1}$ ,  $t_{г2}$  – температуры теплоносителя геотермального контура на входе и выходе теплового насоса, °С;

ж)  $t_{нi}$  – данные со значениями среднесуточной температуры за рассчитываемый период, °С;

з)  $t_{н0}$  – температура наружного воздуха, при которой включается отопление, °С;

и)  $t_{нб}$  – температура наружного воздуха в точке бивалентности, °С, ниже которой происходит

$$q_{от} = (q_{от\text{ max}} - q_{вн} - q_{инс}) \cdot (t_{в} - t_{н}) / (t_{в} - t_{н\text{ мин}}) + q_{вн} + q_{инс}, \text{ кВт.} \quad (1)$$

1.3. Температуры испарения  $t_{и}$  и конденсации  $t_{к}$  фреона, °С:

$$t_{и} = t_{г2} - \Delta t_{и}, t_{к} = t_{под} + \Delta t_{к}. \quad (3)$$

1.4. Давление кипения  $p_{и}$  и конденсации  $p_{к}$  фреона, МПа:

$$p_{и} = p'(t_{и}); p_{к} = p''(t_{к}), \quad (4)$$

где  $p'(t)$ ,  $p''(t)$  – функции зависимости давления насыщенной жидкости и пара от температуры.

1.5. Удельная энтальпия фреона в состоянии насыщения после испарителя  $h_1$  и конденсатора  $h_3$ , кДж/кг:

$$h_1 = h'(t_{и}); h_3 = h''(t_{к}), \quad (5)$$

где  $h'(t)$ ,  $h''(t)$  – функции зависимости удельной энтальпии насыщенной жидкости и пара от температуры.

1.6. Удельная энтальпия пара после перегрева  $h_{1п}$ , кДж/кг:

$$h_{1п} = h_{pi}(p_{и}, t_{и} + \Delta t_{п}), \quad (6)$$

где  $h_{pi}(p, t)$  – функция зависимости удельной энтальпии перегретого пара от давления и температуры.

1.7. Удельная энтальпия фреона после компрессора  $h_2$ , кДж/кг:

$$h_2 = h_{1п} + [h_{sp}(S_{pi}(p_{и}, t_{и} + \Delta t_{п}), p_{к}) - h_{1п}] / \eta_{к}, \quad (7)$$

где  $h_{sp}(S, t)$  – функция зависимости удельной энтальпии перегретого пара от энтропии и температуры;  $S_{pi}(p, t)$  – функция зависимости удельной энтропии перегретого пара, кДж/кг, от давления

додополнительный нагрев воды после теплового насоса в электронагревателе (если  $t_{нб} = t_{в}$ , тепловой насос не включается и вода нагревается только электронагревателем, при  $t_{нб} \gg t_{н\text{ мин}}$  отопление производится только тепловым насосом);

к)  $\Delta t_{и}$ ,  $\Delta t_{к}$ ,  $\Delta t_{п}$  – температурные перепады в испарителе, конденсаторе и температура перегрева пара в перегревателе, °С.

1. Порядок расчета для температуры наружного воздуха  $t_{н}$ .

1.1. Температура прямой  $t_{под}$  и обратной  $t_{об}$  воды определяется по температурному графику с использованием формул работы [28].

1.2. Пересчет отопительной мощности на фактическую температуру наружного воздуха производится на основании выражения [28]

$$q_{от} = q_{от\text{ max}} (t_{в} - t_{н}) / (t_{в} - t_{н\text{ мин}}), \text{ кВт.} \quad (1)$$

Затраты отопления, рассчитанные по этому общепринятому способу, являются завышенными, так как не учитываются внутренние тепловыделения здания  $q_{вн}$  и приход энергии от инсоляции  $q_{инс}$ , входящие в значение  $q_{от\text{ max}}$  и составляющие 5–15 % от его величины. Их учет может быть произведен следующим образом:

и температуры;  $\eta_{к}$  – адиабатный КПД компрессора.

1.8. Коэффициент преобразования энергии (соотношение выработанной тепловым насосом энергии к потребленной):

$$\text{COP} = \eta_{вн.э} (h_2 - h_3) / (h_2 - h_{1п}), \quad (8)$$

где  $\eta_{вн.э} = \eta_{эм} \cdot \eta_{эд} \cdot (1 - d_{упр})$  – внутренний электрический КПД теплового насоса, включающий электромеханический КПД компрессора  $\eta_{эм}$ ; КПД электродвигателя  $\eta_{эд}$ ;  $d_{упр}$  – доля затрат энергии на работу управляющего и дополнительного оборудования.

1.9. Мощность, потребляемая теплонасосной установкой, кВт,

$$e_{тн} = q_{от} / \text{COP}. \quad (9)$$

Для расчета термодинамических свойств фреона  $p'(t)$ ,  $p''(t)$ ,  $h'(t)$ ,  $h''(t)$ ,  $h_{pi}(p, t)$ ,  $h_{sp}(p, t)$ ,  $S_{pi}(p, t)$  используется функции библиотеки RefProp.

2. Определение мощности теплового насоса  $e_{тнб}$  и отопительной нагрузки  $q_{отб}$  в точке бивалентности производится по алгоритму п. 1 при  $t_{н} = t_{б}$ :  $q_{отб} = q_{от}$ ;  $e_{тнб} = e_{тн}$ .

3. Определение затрачиваемой мощности на отопление  $e_{оти}$ , кВт при температуре наружного воздуха  $t_{ни}$ :

а) если  $t_{ни} \geq t_{н0}$ , то  $e_{оти} = 0$ ;

а) если  $t_{ни} < t_{нб}$ , то производится расчет по методике п. 1 и  $e_{оти} = e_{тн}$ ;

б) если  $t_{нi} < t_{нб}$ , производится расчет отопительной нагрузки  $q_{отi}$  по выражениям (1) или (2) и затрачиваемая мощность на отопление определяется по выражению:

$$e_{отi} = e_{нб} + (q_{отi} - q_{отб}). \quad (10)$$

Затраты электрической энергии на отопление за сутки  $E_{отi}$ , кВт·ч:

$$E_{отi} = 24 e_{отi}. \quad (11)$$

4. Расчет затрат на отопление  $E_{от}$ , кВт·ч, за период

$$E_{от} = \sum E_{отi}. \quad (12)$$

Предложенный алгоритм позволяет рассчитывать затраты на отопление с использованием фактических климатических данных. Для выполнения анализа алгоритм реализован в виде программы на языке программирования VBA в виде функции пользователя и подпрограммы электронных таблиц Excel.

**2.2. Климатические данные.** Для исследования выбраны шесть городов с расчетным ГСОП от 2526 до 10360 (табл. 1). Норильск расположен в районе вечной мерзлоты.

Для расчета эффективности использовались архив климатических данных метеостанций за 10 лет (с 2014 по 2023 г.), содержащий фактическую температуру воздуха, измеряемую с интервалом от 30 мин до 3 часов. По архивным данным была рассчитана среднесуточная температура. Если в городах наряду с метеостанцией имеется метеостанция аэропорта, расположенного в черте города или недалеко от него, данные с двух метеостанций усреднялись. Время включения теплового насоса (дни отопительного периода) определялось значением среднесуточной температурой ниже  $8^{\circ}\text{C}$ . Продолжительность отопительного периода при этом получалась меньше, чем установленных в населенных пунктах распоряжениями местной администрации. Например, в Белгороде отопительный период в 2023 году был начат 10 октября, но после 39 суток была теплая погода и среднесуточная температура поднималась до  $15^{\circ}\text{C}$ , и только 18 ноября пять дней подряд среднесуточная температура стала менее  $8^{\circ}\text{C}$ .

Таблица 1

Климатические данные регионов

Город	Краснодар	Белгород	Иваново	Красноярск	Сургут	Норильск
<b>Расчетные параметры (свод правил СП 131.13300.2020 «Строительная климатология»)</b>						
Температура воздуха наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,95, $^{\circ}\text{C}$ ( $t_{н\text{ min}}$ )	-15	-24	-29	-37	-42	-47
Период со средней суточной температурой воздуха $8^{\circ}\text{C}$						
температура, $^{\circ}\text{C}$	2,7	-1,9	-3,6	-6,6	-9,3	-15
продолжительность, сут.	146	187	214	234	254	296
ГСОП, $^{\circ}\text{C}\cdot\text{сут.}$	2526	4095	5050	6224	7442	10360
<b>Фактические данные за 2013-2023 г. (использовался архив погоды с сайта <a href="http://gp5.ru">gp5.ru</a>)</b>						
Идентификатор метеостанции (WMO ID, METAR)	34920, URKK	34214, UUOB	27347	UNKL	23849, USRR	23078, UOOO
Зафиксированные температуры						
минимальная	-26	-27,4	-35,7	-43	-52	-50,4
максимальная	38,7	35,1	34,3	35	34,5	31
Период со средней суточной температурой воздуха $8^{\circ}\text{C}$						
температура, $^{\circ}\text{C}$	3,7	-0,3	-2,1	-3,9	-5,4	-7,8
продолжительность, сут.	133	174	204	258	272	352
ГСОП, $^{\circ}\text{C}\cdot\text{сут.}$	2167	3534	4507	6173	6903	9790

Анализа фактических климатических данных (рис. 2) показывает заметное потепление во всех населенных пунктах, кроме Красноярска, и уменьшение ГСОП отопительных периодов за 10 лет на величину от 2 до 18 %. Предполагается, что потепление продолжится и поэтому предлагаемый расчет с использованием фактических погодных данных не приведет к снижению затрат на отопление и потребление энергоресурсов последующие периоды.

На рис 3. представлено среднее количество

дней в году с разной температурой воздуха.

При качественном регулировании водяных систем отопления температура воды обратно зависит от температуры наружного воздуха  $t_{н}$ . Максимальная температура должна быть при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления  $t_{н\text{ min}}$ . Так как эффективность ТНУ зависит от температуры нагрева воды, то для него важны не значения  $t_{н}$ , а распределение дней на интервале от температуры, при которой

принято включать отопление ( $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) до  $t_{n\text{ min}}$ , которое представлено на рис. 3. Например, в Норильске доля дней с температурой ниже середины интервала температур отопительного периода  $(-47 + 8)/2 = -19,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  составляет 30 %, а в Краснодаре доля дней с температурой ниже  $(-15 +$

$8)/2 = -3,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  только 7 %. Поэтому эффективность ТНУ, осуществляющих качественное регулирование отпускаемой теплоты, в более теплых регионах будет выше, так как они большую долю времени вырабатывают теплоноситель с более низкой температурой.

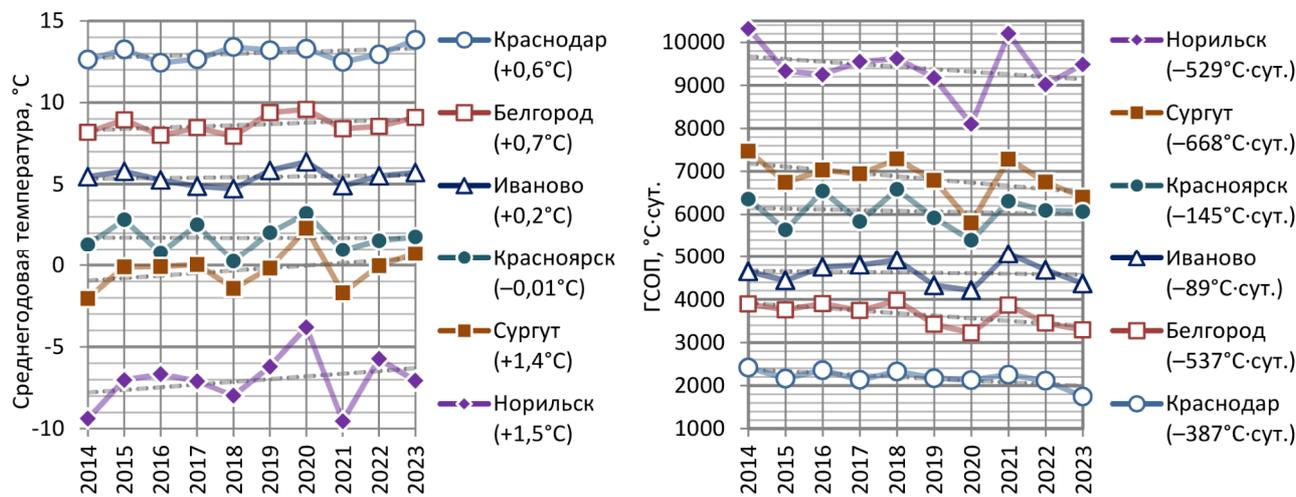


Рис. 2. Изменение климата за 10 лет

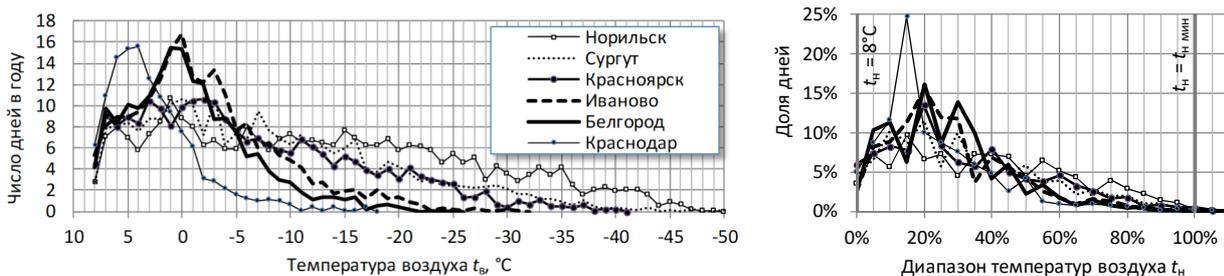


Рис. 3. Среднее (за 10 лет) число и доля дней в году с разной температурой воздуха

**2.3. Стоимость энергоресурсов и ТНУ.** На эффективность работы тепловых значительное влияние оказывает соотношение стоимости энергетических ресурсов. В работе [29] показано, что фактические затраты денежных средств на отопление жилого трехэтажного энергоэффективного многоквартирного дома с проектным классом энергетической эффективности «А++» – высочайший и фактическим (по затратам на отопление) «В» – высокий, построенного в г. Белгороде, с использованием теплонасосных насосов, оказались выше, чем затраты обычных зданий с классами «D – нормальный» и «E – пониженный», в которых используется индивидуальное газовое отопление.

Это обусловлено соотношением стоимости природного газа и электрической энергии. Стоимость единицы энергии во втором квартале 2024 г. в г. Белгороде для населения составляет:

- тепловая энергия 585,5 руб./ГДж;
- электрическая энергия 1 036 руб./ГДж

(тариф для населения, использующих электроэнергию для отопления), или 1 480 руб./ГДж

(обычный тариф);

– природный газ 235 руб./Гкал (277 руб./Гкал с учетом КПД газового котла / котельной).

При таком соотношении стоимости энергоресурсов даже при экономии электроэнергии в тепловом насосе в 3 раза стоимость 1 ГДж теплоты, вырабатываемой тепловым насосом для отопления, составит 345 руб./ГДж, и будет в 1,5 раза выше, чем для газового отопления. Поэтому тепловые насосы выгодно применять при отсутствии возможности использования газового отопления для замены электроотопления. Для централизованного отопления затраты на отопление в ТНУ сопоставимы с централизованным при COP ≈ 2.

В табл. 2 приведены используемые в расчетах тарифы, приведенные на сайтах региональных энергетических комиссий, для сравнения стоимость тепловой энергии, природного газа и угля пересчитана на размерность «кВт·ч».

Таблица 2

## Тарифы на энергетические ресурсы для населения во II полугодии 2024 г.

Энергоресурс	Краснодар	Белгород	Иваново	Красноярск	Сургут	Норильск
Тепловая энергия, руб./Гкал (руб./кВт·ч)	2426,89 (2,09)	2451,4 (2,11)	2 623,70 (2,26)	2 584,85 (2,22)	2365,79 (2,03)	1 707,43 (1,47)
Электрическая энергия (одноставочный тариф, первый диапазон), руб./кВт·ч						
для домов без электроплит и элект- роотопления	6,53	5,33	6,19	5,23 (в пределах соци- альной нормы), 5,69 – свыше	3,75	3,53
для домов с электроплитами и электроотоплением	4,57	3,73	4,33	3,983*	3,63	2,47
Природный газ, руб./тыс. м <sup>3</sup> (руб./кВт·ч, с учетом КПД котла)	7140 (0,93)	8246,48 (1,08)	6850** (0,90)	–	5737,01 (0,75)	–
Уголь, руб./т*** (руб./кВт·ч, с уче- том КПД котла)	–	–	–	14280,07 (2,55)	3259,19 (0,58)	–

\* Тариф сверх социальной нормы

\*\* Для нужд отопления

\*\*\* Средняя стоимость за июль-октябрь 2024 г. ([https://rosstat.gov.ru/storage/mediabank/sred\\_potreb\\_cen\\_10-2024.xlsx](https://rosstat.gov.ru/storage/mediabank/sred_potreb_cen_10-2024.xlsx))

Указанные тарифы включают НДС и актуальны для населения. В случае оплаты энергоресурсом юридическим лицом тарифы или их стоимость изменятся и могут быть как выше, так и ниже установленных для населения. Например, электроэнергия для потребителей, не отнесенных к населению, в ценовых зонах оптового рынка (к которым относится большая часть территории РФ, кроме дальнего Востока, Калининградской области, частей республики Коми и Архангельской области и изолированных территорий) реализуется по свободным нерегулируемым ценам, которые в зависимости от выбранной потребителем ценовой категории электроснабжения рассчитываются или за каждый месяц, или за каждый час, а так же может включать цену за установленную мощность. Поэтому при эксплуатации систем отопления не населением, а управляющей компанией, или для общественных зданий, анализ необходимо проводить с учетом их условий покупки энергоресурсов.

Тарифы на тепловую энергию устанавливаются для каждой теплоснабжающей организации и поэтому различаются, причем иногда значительно, как между отдельными муниципальными образованиями, так возможно даже внутри крупных муниципальных образований. Например, в Красноярском крае тариф на тепловую энергию для ряда поселений составляет: п. Недокура – 19 441,74 руб./Гкал (16,7 руб./кВт·ч); п. Тагара – 26 835,22 руб./Гкал (23,1 руб./кВт·ч), что вызвано низкой нагрузкой котельных, работающих на дровах, от 6 до 20 % от установленной мощности. При наличии возможности подключения необходимой электрической мощности установка ТНУ является быстрокупаемым мероприятием.

При среднем соотношении стоимости электрической энергии и энергии централизованного

теплоснабжения 1,7...2,2 эффективность использования тепловых насосов зависит от стоимости их установки, которая складывается из следующих статей:

- стоимость ТНУ и монтажа;
- затраты на сооружение геотермальной системы (бурение скважин и монтаж);
- стоимость низкотемпературной системы отопления здания (может не учитываться, если предусмотрены стальные панельные водяные радиаторы).

В связи с ограничениями в Россию прекращены поставки продукции Danfos, Buderus/Bosh, Stiebel Eltron и др., что снизило качество представленных на рынке ТНУ, но вместе с тем и заметно снизило их стоимость (рис. 4).

По данным спецификаций на сооружение геотермальных систем мощностью 4–20 кВт их стоимость так же имеет линейную зависимость и может быть оценена выражением  $C_T \approx 60 + 32,4 \cdot W$ , тыс. руб., то есть составляет 1,5–2 стоимости ТНУ.

$$C \approx 80 + 13,5 \cdot W \quad c_{уд} \approx 13,5 + 80/W$$

Таким образом, экономическая эффективность работы ТНУ зависит от следующих факторов:

- а) соотношения стоимости различных энергоносителей для заданного региона;
- б) фактического значения потребляемой ТНУ энергии, которая значением COP, зависящим от температурного напора – разницы температур высокопотенциального и низкопотенциального источников, то есть от температуры нагреваемой воды;
- в) капитальными затратами на сооружение системы отопления (и, при необходимости, подключения к тепловым сетям или системе газоснабжения).

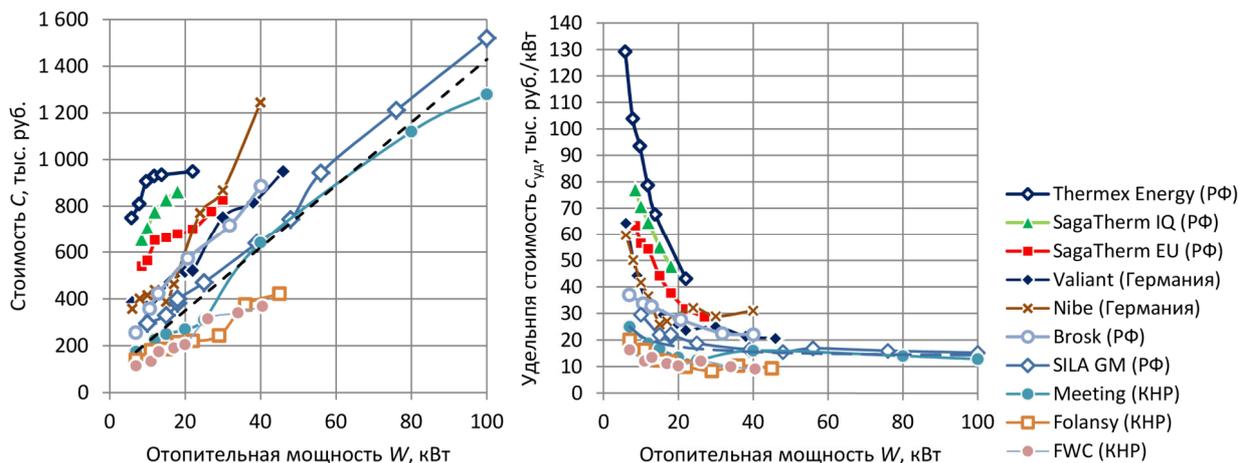


Рис. 4. Стоимость теплонасосных установок (источники: geoteplo.com; uztn.ru; mircli.ru; solar-dom.com; termonasos.ru; brosk.ru; folansi.ru)

**2.4. Потребление первичной (природной) энергии.** В европейском стандарте DIN V 18599 «Энергетическая оценка зданий» (и в предшествующем ему DIN V 4701-10) кроме удельного расхода энергоресурсов на единицу площади так же используется показатель «потребление первичной энергии» и

«коэффициент первичной энергии», показывающие количество природной энергии, необходимой для получения объема полезно используемой энергии конечным потребителем. Рассмотрим коэффициенты трансформации энергии, используемых в различных системах отопления (рис. 5).

Ископаемое топливо	Генерация энергоносителя	Передача энергоносителя	Потребитель	Удельный расход первичной энергии
$k_T$ – доля первичного топлива в источнике энергоресурса	$k_G$ – КПД генерации	$k_C$ – КПД сетей	$k_P$ – коэффициент преобразования энергии у потребителей	
<b>Централизованное отопление</b> $k_T = 1$	 $k_G = 0,8...0,9$	 $k_C = 0,76...0,95$	 $k_P = 1$	1,2...1,6
<b>Индивидуальное отопление (топливный котел)</b> $k_T = 1$	—	— *	 $k_P = 0,8...0,92$	1,1...1,25
<b>Отопление электроэнергией</b> $k_T = 0,4...0,97$ (доля топливных электростанций в общей выработке электроэнергии)	 $k_G = 0,32...0,50$ (для ТЭС)	 $k_C = 0,89...0,97$	<b>Электронагревательные приборы, электродоты</b>  $k_P = 1$	1,4...3,4
			<b>Индивидуальная ТНУ</b>  $k_P = COP = 2,5...4$	0,4...1,4

\* для отдельно стоящих и блочно-модульных котельных тепловыми потерями в наружных сетях пренебрегают

Рис. 5. Потребление первичной энергии в сравниваемых системах отопления (диапазон возможных значений коэффициентов  $k_T$ , приведен по данным табл. 3; для коэффициентов  $k_T, k_C$  диапазон рассчитан по данным статистической отчетности регионов РФ; диапазоны  $k_P$  и  $k_P$  рассчитаны по приведенным диапазонам коэффициентов)

Первичная энергия проходит следующие трансформации, как правило, связанные с потерями.

1. Преобразование топлива в тепловую электрическую энергию.

Для тепловой энергии, получаемой из топлива, потребление первичной энергии равно потреблению топлива (выраженному в единицах условного топлива). Коэффициент трансформации при генерации теплоты  $k_T$  или КПД-нетто котельных является отношением величины отпущенной тепловой энергии к затраченному топливу и другой энергии (с учетом затрат энергии на собственные нужды котельной). Он может быть определен по удельному расходу топлива на тепловую энергию, отпущенную котельными,  $b_T$ , кг. усл. топлива/Гкал:

$$k_T (\text{т.э.}) = 1000 / (7 \cdot b_T). \quad (13)$$

Величина  $b_T$  может быть получена для отдельных котельных из утвержденной схемы теплоснабжения поселений и городских округов, для регионов и федеральных округов – из данных государственной статистической отчетности ЕМИСС или данных Отчета о состоянии теплоэнергетики и централизованного теплоснабжения в Российской Федерации, ежегодно публикуемого РЭА Минэнерго России (далее – Отчет).

В случае использования электроэнергии необходимо учитывать, что она может быть получена из разных источников: тепловых электростанций, работающих на природном топливе (ТЭС, так же ТЭЦ, ГРЭС); гидроэлектростанций (ГЭС); атомных электростанций (АЭС); возобновляемых источников энергии – ветроэлектростанций (ВЭС) и солнечных электростанций (СЭС).

Системы электроснабжения развитых территорий представляют собой объединенные региональные или межгосударственные единые электроэнергетические системы (ОЭС), соединяющие источники генерации и потребителей, объединённых общим режимом работы и имеющих общее диспетчерское управление. В составе Единой энергосистемы России включены шесть объединённых ОЭС и одна, изолированная от них (ОЭС Востока). Кроме того, в отдаленных территориях имеются несколько изолированных энергорайонов и зоны децентрализованного энергоснабжения. Структура выработки в разных ОЭС существенно отличается (табл. 3).

Таблица 3

### Структура выработки электроэнергии

Объединенные энергосистемы	Доля в выработке	Доли по видам генерации				
		ТЭС	ГЭС	АЭС	ВЭС	СЭС
<b>ЕЭС России<sup>1</sup>, в т.ч.</b>	<b>100 %</b>	<b>60 %</b>	<b>19 %</b>	<b>20 %</b>	<b>0,5 %</b>	<b>0,2 %</b>
ОЭС Центра (ЦФО)	22 %	56 %	2 %	42 %	–	–
ОЭС Средней Волги (ПФО)	10 %	51 %	19 %	31 %	0,2 %	0,2 %
ОЭС Урала (УФО)	23 %	97 %	0 %	3 %	0,0003 %	0,2 %
ОЭС Северо-Запада (СЗФО)	10 %	52 %	12 %	36 %	0,01 %	–
ОЭС Юга (ЮФО и СКФО)	10 %	49 %	18 %	28 %	4,3 %	1,1 %
ОЭС Сибири (СФО)	20 %	40 %	60 %	–	–	0,2 %
ОЭС Востока (ДФО)	4 %	59 %	41 %	–	–	–
Европа <sup>2</sup>	–	38 % <sup>3</sup>	12 %	23 %	18 %	9 %

Примечание:

<sup>1</sup> значения рассчитаны по величине установленной мощности и КУИМ, приведенных в Отчете о функционировании ЕЭС России в 2021 г. (с 2022 г. полные отчеты не публикуются);

<sup>2</sup> 2023 г., по данным <https://ember-energy.org/latest-insights/european-electricity-review-2024/>;

<sup>3</sup> включая иное ископаемое топливо (3,5 %) и биотопливо (5,7 %).

При получении электроэнергии на ТЭС коэффициенты трансформации генерации могут быть установлены только в среднем по ОЭС. Для этого можно использовать удельный расход топлива на производство электроэнергии,  $b_3$ , г усл. топлива/кВт·ч, приводимый в ЕМИСС и Отчете:

$$k_T (\text{э.э.}) = 123 / b_3. \quad (13)$$

Для всех остальных источников, кроме ТЭС, считается, что поступившая от них электроэнергия является «первичной», поэтому если доля генерации электроэнергии на ТЭС в ОЭС равна  $k_T$ , то общий коэффициент трансформации для ОЭС имеет вид:

$$(1 - k_T) + k_T / k_T. \quad (14)$$

2. Потери при передаче энергии (в сетях), так же, как и удельный расход топлива на выработку тепловой и электрической энергии, являются данными статистической отчетности или относятся к информации, подлежащей раскрытию. Данные о потерях в тепловых сетях  $d_T$ , %, для отдельных населенных пунктов имеются в схемах теплоснабжения, для регионов и федеральных округов – в системе ЕМИСС и Отчете. Для регионов РФ он составляет от 5% (г. Москва) до 24% (Томская, Костромская, Липецкая обл.). Коэффициент трансформации в тепловых сетях имеет вид:

$$k_c (\text{т.э.}) = 1 - 0,01d_T. \quad (15)$$

Уровень потерь электрической энергии  $d_3$ , %, публикуемый ПАО Россети и другими сетевыми компаниями составляет от 2,59 % (АО «Россети Тюмень») до 11,27 % (ПАО «Россети Ленэнерго») и в целом по ЕЭС в 2023 г. составил 8,65 %. Коэффициент трансформации в электропередающих сетях составляет

$$k_c (\text{э.э.}) = 1 - 0,01d_3. \quad (16)$$

3. Коэффициент трансформации энергии у потребителей связан как с потерями, так и с преобразованием энергии. Для централизованного теплоснабжения и электроотопления вся поступившая внутрь теплозащитной оболочки энергия используется без потерь и  $k_{\text{п}} = 1$ . Для индивидуального отопления с использованием топливных котлов потери определяются их КПД  $\eta_k$  (80–92 %).

При использовании теплового насоса количество поступившей в здание тепловой энергии  $q_{\text{от}}$  больше затраченной электроэнергии  $e$  на величину коэффициента трансформации теплового насоса  $\text{COP} = q_{\text{от}} / e$ , поэтому  $k_{\text{п}} = \text{COP} > 1$ .

Потребление первичной энергии, включающее указанные коэффициенты трансформации, определяется по выражению:

$$p_3 = \frac{(1 - k_{\text{т}} + k_{\text{т}}/k_{\text{п}})}{k_c \cdot k_{\text{п}}}, \quad (17)$$

и характеризует эффективность использования природной энергии для отопления.

Согласно результатам, приведенным на рис. 5, разница в затратах первичной энергии при централизованном и индивидуальном отоплении определяется только потерями в тепловых сетях. Электроотопление самое неэффективное и полу-

чаемая энергия может более чем в 3 раза превысить первичную. При отоплении с использованием ТНУ при благоприятных условиях (большая доля выработки «без углеродной» электроэнергии, высокий КПД ТЭС, низкие потери в электрических сетях) полезно получаемая энергия может быть более чем в два раза меньше затрачиваемой первичной. Но при неблагоприятных условиях затраты первичной энергии сопоставимы с централизованным теплоснабжением.

Можно сделать вывод, что энергетическая (экологическая) эффективность работы теплового насоса по сравнению с другими способами отопления зависит от двух факторов:

а) характеристик и эффективности централизованных систем тепло и электроснабжения;

б) величины коэффициента трансформации теплового насоса  $\text{COP}$ , что показывает важность правильной оценки этой величины.

### 3. Исследование эффективности работы ТНУ

**3.1. Данные для расчета.** Для анализа рассматривался индивидуальный двухэтажный жилой дом нормальной энергетической эффективности с установленной в приказе Минстроя РФ от 17.11.2017 № 1550/пр удельной характеристикой расхода тепловой энергии на отопление и вентиляцию 0,496 Вт/(м<sup>3</sup>·К), по которой с учетом минимальной расчетной температуры (табл. 1) была определена отопительная нагрузка. Указанная отопительная нагрузка может быть соотнесена с домами различной энергетической эффективности. Например, для жилых домов с классом «В» указанная мощность для отопления соответствует площади 195...210 м<sup>2</sup>.

Таблица 4

Расчетные параметры

Наименование	Краснодар	Белгород	Иваново	Красноярск	Сургут	Норильск
Проектная отопительная нагрузка, кВт	7,8	9,8	10,9	12,7	13,8	15,0
Расчетный расход энергии на отопление, кВт·ч/год по климатически данным (СП 131.13330.2020)	13 530	21 938	27 054	33 343	39 866	55 496
по фактическим климатическим данным (средний за 10 лет)	11 296	19 306	24 420	32 270	36 520	50 207
Минимальная температура грунта на глубине 1,6 м (СП 20.13330.2016), °С	9,1	5,4	3,9	0,2	1,5	-3,1
Принятая температура низкопотенциального теплоносителя на входе в ТНУ, °С	4,1	0,4	-1,1	-4,8	-3,5	-8,1
Принятые коэффициенты для расчета затрат первичной энергии						
доля затрат природного топлива в структуре электрогенерации $k_{\text{т}}$	0,49	0,56	0,56	0,4	0,4	0,4
коэффициенты трансформации генерации $k_{\text{г}}$						
тепловой энергии	0,85	0,86	0,81	0,73	0,69	0,73
электроэнергии	0,4	0,47	0,47	0,36	0,36	0,36
коэффициенты трансформации при передаче $k_c$						
тепловые сети	0,89	0,86	0,88	0,83	0,82	0,83
сети электропередачи	0,9041	0,8938	0,8938	0,9216	0,9216	0,9216

В качестве коэффициентов для расчета затрат первичной энергии использовались статистические данные регионов (тепловая энергия) и ОЭС (электроэнергия).

**3.2. Затраты на отопление.** Первоначально рассмотрен моновалентный режим работы, в котором тепловой насос полностью обеспечивает отопительную нагрузку.

Для выбора системы отопления для рассматриваемых условий был определен средний COP (за период 10 лет) при работе ТНУ по разным температурным графикам (температурам прямой и обратной воды при наиболее холодной расчетной температуре). Полученные данные (табл. 5)

показывают, что ТНУ может обеспечить любую температуру нагреваемой воды, при снижении температуры вырабатываемой воды COP теплового насоса повышается, но при этом повышается и необходимая площадь отопительных радиаторов (например, для Норильска при температурном графике 50/40 на рассматриваемое здание потребуется установить 10 радиаторов размером 600×1500 мм). Поэтому в качестве компромисса для расчетов выбран температурный график 60/40.

Таблица 5

**Коэффициент преобразования энергии (COP) и, при разных температурных графиках системы отопления**

Температурный график системы отопления, °C	Фреон	Средний COP за 10 лет (отношение выработанной к затраченной энергии)						Необходимая площадь радиаторов, м <sup>2</sup>					
		Краснодар	Белгород	Иваново	Красноярк	Сургут	Норильск	Краснодар	Белгород	Иваново	Красноярк	Сургут	Норильск
95/70	R134A	1,88	1,84	1,82	1,65	1,70	1,52	1,39	1,75	1,94	2,26	2,46	2,66
70/50		2,42	2,32	2,27	2,09	2,14	1,94	2,54	3,19	3,56	4,14	4,50	4,86
70/50	R407C	2,18	2,10	2,07	1,91	1,95	1,78	—	—	—	—	—	—
<b>60/40</b>		<b>2,41</b>	<b>2,30</b>	<b>2,26</b>	<b>2,09</b>	<b>2,14</b>	<b>1,95</b>	<b>3,81</b>	<b>4,79</b>	<b>5,34</b>	<b>6,21</b>	<b>6,75</b>	<b>7,30</b>
50/40		2,66	2,52	2,46	2,28	2,33	2,13	4,70	5,91	6,58	7,65	8,32	8,99

В результате расчетов были получены сравнительные затраты на оплату энергоресурсов и первичного топлива для четырех способов отоп-

ления (рис. 6). Теплонасосная установка рассчитывалась на температурный график 60/40°C, используемый фреон – R407A, часто применяемый в ТНУ невысокой мощности.

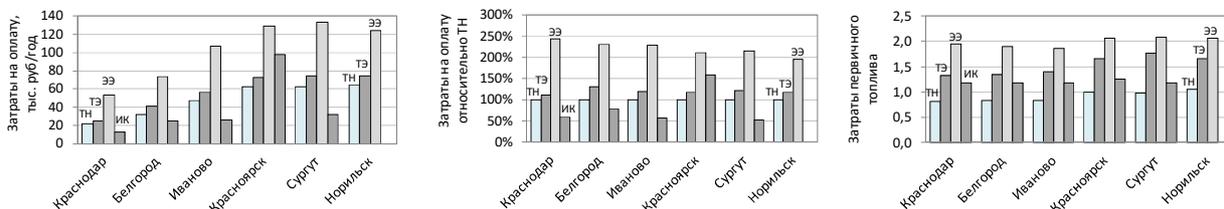


Рис. 6. Затраты на оплату энергоресурсов и затраты первичного топлива для разных видов отопления при фактических погодных данных 2014–2023 г. (в ценах 2024 г.):

ТН – ТНУ с фреоном R407C; ТЭ – централизованное теплоснабжение; ЭЭ – электроотопление; ИК – индивидуальный газовый котел (Краснодар, Белгород, Иваново, Сургут) или угольный котел (Красноярск)

Во всех рассматриваемых случаях затраты на электроэнергию при отоплении ТНУ ниже, чем стоимость тепловой энергии централизованного теплоснабжения. В регионах с более холодным климатом эффективность ТНУ ниже, чем в более теплых, так как большее количество дней с низкой температурой, при которой ТНУ необходимо вырабатывать более горячую воду (см. рис. 3). По сравнению с газовым или твердотопливным отоплением затраты для ТНУ почти в два раза больше, но по экологическим показателям (затратам первичного топлива) тепловой насос заметно лучше других способов отопления.

**3.3. Выбор оптимального фреона.** На следующем этапе было произведено сравнение затрат на отопление в моновалентном режиме при использовании разных фреонов. Рассматривались фреоны, которые в насыщенном состоянии при температуре –10°C имели давление выше 0,1 МПа (для предотвращения работы под разрежением), и критическая температура которых выше 80°C. В результате для оптимизации использовались:

- 6 озоноразрушающих фреонов ( $ODP \geq 0,1$ );
- 26 фреонов с низким потенциалом разрушения озонового слоя ( $0 < OPD < 0,1$ );
- 47 озонобезопасных фреонов ( $OPD = 0$ ).

Дополнительно был произведен расчет затрат для часто используемых фреонов для ТНУ.

Результаты расчета представлены в табл. 6.

Таблица 6

**Средние затраты на отопление при фактических погодных данных 2014–2023 г., кВт·ч/год, и отношение затрат к ТНУ с фреоном R407C**

Фреон	Краснодар	Белгород	Иваново	Красноярск	Сургут	Норильск
Фреон, обеспечивающий наименьшие затраты (по группам озонопасности)						
R12 (озонопасный)	4 243 (0,88)	7 487 (0,88)	9 667 (0,88)	13 819 (0,89)	15 193 (0,89)	23 037 (0,89)
R142B (переходной)	4 121 (0,85)	7 279 (0,86)	9 400 (0,86)	13 428 (0,86)	14 763 (0,86)	22 371 (0,87)
R510A (озонобезопасный)	4 151 (0,86)	7 325 (0,86)	9 457 (0,86)	13 492 (0,87)	14 840 (0,87)	22 452 (0,87)
Фреоны, применяемые в ТНУ						
R407C	4 832 (1,00)	8 486 (1,00)	10 938 (1,00)	15 564 (1,00)	17 141 (1,00)	25 844 (1,00)
R404A	4 837 (1,00)	8 515 (1,00)	10 994 (1,01)	15 867 (1,02)	17 422 (1,02)	26 672 (1,03)
R410A	4 687 (0,97)	8 231 (0,97)	10 613 (0,97)	15 202 (0,98)	16 722 (0,98)	25 377 (0,98)
R417A	4 800 (0,99)	8 457 (1,00)	10 916 (1,00)	15 653 (1,01)	17 205 (1,00)	26 170 (1,01)
R134A	4 335 (0,90)	7 653 (0,90)	9 883 (0,90)	14 160 (0,91)	15 561 (0,91)	23 655 (0,92)

Применяемые в ТНУ фреоны R407C, R404A, R410A, R417A показали близкие энергозатраты, наиболее экономичным из них является R410A, характеризующийся на 2–3% меньшим потреблением. Фреон R134a более экономичен, на величину до 10 %, но он является агрессивным и ТНУ с его использованием имеют меньший рабочий ресурс.

Наиболее энергоэффективными фреонами во всех регионах оказались одинаковые соединения, что показывает независимость параметров работы ТНУ от климатических условий. Фреоны R510A (разработка МЭИ, смесь R218 и элгаса) и выводимый из использования фреон R142B обеспечивают снижение энергопотребления в ТНУ до 15 %.

Снижение потребления электроэнергии приводит к снижению выбросов парниковых газов. Согласно методике количественного определения объемов выбросов парниковых газов, утв. приказом Минприроды России от 27.05.2022 № 371, выбросы при сжигания энергетических углей составляют 2,7–2,9 т CO<sub>2</sub>/т усл. топл., природного газа – 1,59 т CO<sub>2</sub>/т усл. топл., что равно соответственно 0,33...0,35 и 0,23 кг CO<sub>2</sub>/кВт·ч. С учетом приведенных на рис. 6 затрат первичного топлива на производство электроэнергии можно оценить снижение выбросов CO<sub>2</sub> при полученной экономии электроэнергии (табл. 7).

Таблица 7

**Средние затраты на отопление при фактических погодных данных 2014–2023 г., кВт·ч/год, и отношение затрат к ТНУ с фреоном R407C**

Фреон	GWP-100	Изменение выбросов парниковых газов в CO <sub>2</sub> -эквиваленте по сравнению с базовым вариантом (R407C), кг/год					
		Краснодар	Белгород	Иваново	Красноярск	Сургут	Норильск
R12	10,02	-142	-246	-312	-516	-570	-890
R142B	2,31	-172	-298	-378	-631	-695	-1 102
R510A	1,24	-165	-286	-364	-613	-673	-1 076
R407C	1,774	0	0	0	0	0	0
R404A	3,922	1	7	14	90	82	263
R410A	2,088	-35	-63	-80	-107	-123	-148
R417A	2,346	-8	-7	-5	26	19	103
R134A	1,12	-120	-206	-259	-415	-462	-694

Потенциал глобального потепления фреонов GWP показывает соотношение значений и для фреона и CO<sub>2</sub>. Например, для R410A показатель GWP превышает значение для R407C. Средняя заправка фреоном ТНУ по данным технических паспортов составляет 0,2...0,35 кг/кВт отопительной мощности. Таким образом, для ТНУ рассматриваемой мощности она равна 1,6...5,2 кг и при полной утечке фреонов выбросы составят 2,8...9,2 кг в CO<sub>2</sub>-экв для R407C и 3,3...10,9 кг в

CO<sub>2</sub>-экв для R410A, то есть разница равна 0,5...1,7 кг. Но более энергоэкономичная работа R410A позволяет в год производить меньше выбросов на величину от 35 кг для Краснодара до 148 кг для Норильска, что показывает несостоятельность оценки парникового эффекта фреонов только от воздействия при их утечках из ТНУ, без учета энергоэффективности работы ТНУ с разными фреонами.

**3.4. Стоимость жизненного цикла при разной температуре бивалентности.** ТНУ и грунтовые теплообменники имеют высокую стоимость, для ее снижения используют комбинированное отопление, только теплонасосной установкой при высоких температурах воздуха, и с дополнительным подогревом воды электронагревателем при понижении температуры (пиковый догрев). Температура окружающей среды, при которой включается дополнительный электронагреватель (температура бивалентности), определяет максимальную температуру, до которой ТНУ будет нагревать воду. Это позволяет снизить мощность и стоимость ТНУ и повысить COP. Но при этом затраты электроэнергии, по сравнению с отоплением только ТНУ, будут возрастать.

Оптимальная температура бивалентности соответствует минимуму приведенных затрат, учитывающих стоимость сооружения системы

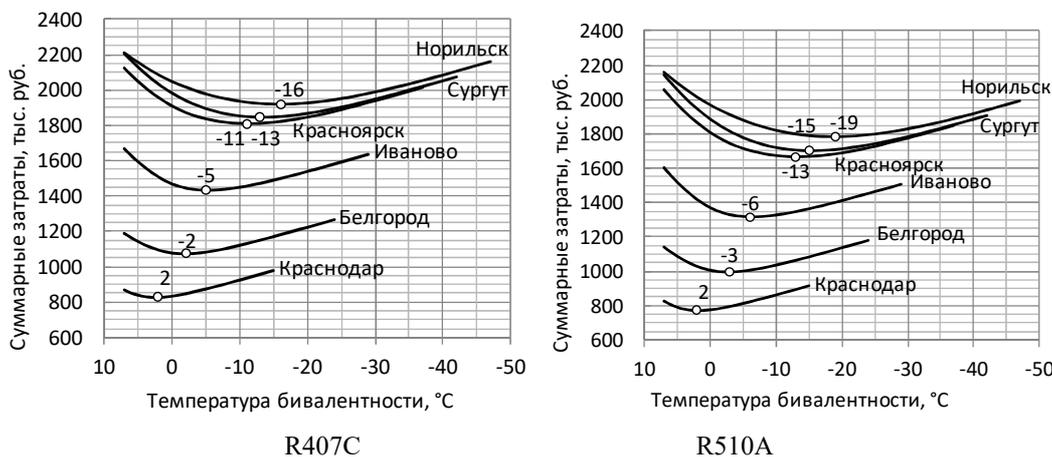


Рис. 7. Стоимость «жизненного цикла»: сооружения ТНУ и затрат на отопление за 20 лет (в ценах 2024 г.)

Так же, как и в моновалентном режиме, для всех регионов и значений температур бивалентности наименьшие энергозатраты обеспечил фреон R510A. Оптимальная температура бивалентности соответствовала примерно середине диапазона  $[t_{в} \dots t_{н \text{ min}}]$ . В случае использования энергоэффективного фреона температура бивалентности, обеспечивающая минимальные суммарные затраты, оказалась на несколько градусов ниже.

**Выводы.** На основании расчета энергопотребления теплового насоса с использованием фактических погодных данных за 10 лет для шести регионов с разным климатом установлено следующее.

1. Технически геотермальные ТНУ (с низкотемпературным теплообменником, размещенным в грунте) могут использоваться для отопления при любом климате, так как их эф-

фективность и затраты на ее эксплуатацию, и зависят от экономических факторов (стоимости ТНУ и энергоресурсов) и климатических факторов (длительности периодов с разными температурами воздуха). В работе в качестве критерия приведенных затрат в работе используется стоимость «жизненного цикла», включающая стоимость системы отопления и затраты на отопление в течении 20 лет. Оптимизационный расчет обеспечивал расчет затрат электроэнергии при изменении температуры бивалентности от  $8^{\circ}\text{C}$  (то есть при моновалентном режиме) до  $t_{н \text{ min}}$  (когда используется только электроотопление). Дисконтирование денежных потоков при этом не применялось, так как обесценивание денег компенсируется возрастанием стоимости энергоресурсов.

Было произведено два расчета: с фреоном R407C и с поиском озонобезопасного фреона, обеспечивающего при каждой температуре бивалентности наименьшее потребление электроэнергии (рис. 7).

фактивность зависит не от температуры наружного воздуха, а от принятого температурного графика системы отопления.

2. Эффективность ТНУ, осуществляющих качественное регулирование отпускаемой теплоты, зависит от долевого распределения температур воздуха в диапазоне от температуры начала отопления до наиболее низкой температуры. Поэтому в более холодных регионах эффективность тепловых насосов несколько ниже не из-за более низких температур наружного воздуха, а из-за того, что большая доля дней отопительного сезона приходится на температуры, близкие к минимальным для этого региона.

3. Во всех рассматриваемых случаях затраты на электроэнергию при отоплении ТНУ ниже, чем стоимость тепловой энергии централизованного теплоснабжения, но по сравнению с газовым или твердотопливным отоплением – почти в два раза больше. По экологическим показателям

(затратам первичного топлива) тепловой насос заметно лучше других способов отопления.

4. Наиболее энергоэффективными фреонами во всех регионах оказались одинаковые соединения, что показывает независимость параметров работы ТНУ от климатических условий как в моновалентном режиме, так и в бивалентном.

5. Показана несостоятельность оценки парникового эффекта фреонов, учитывающая только воздействие от их утечек, так как изменение парниковых выбросов при выборе более энергоэффективного фреона приводит к изменению выбросов почти в 100 раз больше, чем изменение выбросов, связанных с потенциалом глобального потепления фреонов GWP.

6. Можно заключить, что климатические условия не являются препятствиями и ограничениями при использовании тепловых насосов, но необходимо проектирование ТНУ с их учетом, так как технико-экономическое обоснование на основе паспортных характеристик ТНУ не отражает его реальные режимы работы и эффективность.

**Источник финансирования.** Работа выполнена в рамках реализации федеральной программы поддержки университетов «Приоритет 2030» с использованием оборудования на базе Центра высоких технологий БГТУ им. В.Г. Шухова.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дзюба А.П., Конопелько Д.В. Обзор мировых и отечественных научных исследований в области использования электрических систем централизованного теплоснабжения // Вестник московского финансово-юридического университета МФЮА. 2024. № 2. С. 191–203. DOI: 10.52210/2224669X\_2024\_3\_191.
2. Wijesuriya S., Kishore R.A., Bianchi M.V.A., Booten C. Energy impact of heating electrification in midrise multifamily buildings in mixed-humid climates // Cell Reports Sustainability. 2024. Vol. 1(9). 100181. DOI: 10.1016/j.crsus.2024.100181.
3. Lu Z., Ziviani D. Operating cost comparison of state-of-the-art heat pumps in residential buildings across the United States // Energy and Buildings. 2022. Vol. 277. 112553. DOI: 10.1016/j.enbuild.2022.112553.
4. Lund J.W., Toth A.N. Direct utilization of geothermal energy 2020 worldwide review // Geothermics. 2021. Vol. 90. Ст. 101915. DOI: 10.1016/j.geothermics.2020.101915.
5. Серегина Е.А., Бейманов Т. Использование тепловых насосов для обогрева помещений в условиях России // Градостроительство. Инфраструктура. Коммуникации. 2019. № 2 (15). С. 16–21. EDN: XBEDFV.
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. С. 6. EDN: SRCVAS.
7. Gaur A.S., Fitiwi D.Z., Curtis J. Heat pumps and our low-carbon future: A comprehensive review // Energy Research & Social Science. 2021. Vol. 71. Ст. 101764. DOI: 10.1016/j.erss.2020.101764.
8. Adebayo P., Jathunge C.B., Darbandi A., Fry N., Shor R., Mohamad A., Wemhöner C., Mwesigye A. Development, modeling, and optimization of ground source heat pump systems for cold climates: A comprehensive review // Energy and Buildings. 2024. Vol. 320. 114646. DOI: 10.1016/j.enbuild.2024.114646.
9. Moghanni R., Hakkaki-Fard A., Hannani S.K. A comprehensive study on the performance of vertical ground-coupled heat pumps // Geothermics. 2023. Vol. 110. 102674. DOI: 10.1016/j.geothermics.2023.102674.
10. Brown C., Hampton S., Fawcett T. Accelerating renewable heat: Overcoming barriers to shared-loop ground source heat pump systems in the United Kingdom // Energy Research & Social Science. 2024. Vol. 115. 103644. DOI: 10.1016/j.erss.2024.103644.
11. Петин Ю.М. Термодинамические аспекты использования тепловых насосов в климатических условиях России // Международный научный журнал Альтернативная энергетика и экология. 2008. № 7(63). С. 48–58. EDN: JXO-AMV.
12. Васильев Г.П., Горнов В.Ф., Дмитриев А.Н., Колесова М.В., Юрченко В.А. Геотермальное теплоснабжение в московском регионе: температурный потенциал и рациональная глубина термоскважин // Теплоэнергетика. 2018. № 1. С. 85–92. DOI: 10.1134/S0040363618010095.
13. Reina J.C., Toleikyte A., Volt J., Carlsson J. Alternatives for upgrading from high-temperature to low-temperature heating systems in existing buildings: Challenges and opportunities // Energy and Buildings. 2024. Vol. 323. 114798. DOI: 10.1016/j.enbuild.2024.114798.
14. Васильев Г.П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной тепловой энергии поверхностных слоев Земли. М.: Граница, 2006. 176 с. EDN: QNMCSN.
15. Васильев Г.П., Песков Н.В., Горнов В.Ф., Колесова М.В. Эффективность использования низкопотенциального геотермального тепла в климатических условиях территории России //

Известия Академии Наук. Энергетика. 2015. № 3. С. 30–38. EDN: UAGYMH.

16. Vasilyev G.P., Gornov V.F., Dmitriev A.N., Kolesova M.V. The Influence of the Ground Thermal Energy and Borehole Heat Exchangers Depth on the Efficiency of Heat Pump (GHSP) Systems in Moscow Geo-climatic Conditions // International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research. 2020. Vol. 9(4). Pp. 570–575. DOI: 10.18178/ijmerr.9.4.570-575.

17. Гулый С.А., Трушевский С.Н. Анализ эффективности применения вертикальных теплообменников тепловых насосов в районах вечной мерзлоты // Альтернативная энергетика и экология. 2014. № 17 (157). С. 24–32. EDN: SPGTZV.

18. Ермоленко М.В., Тоимбаев А.Б., Нургадиев Д.Н. Эффективность теплоснабжения посредством использования тепловых насосов // Механика и технологии. 2016. № 1 (51). С. 115–126. EDN: WBOGH.

19. Богословский В.Н., Сканави Л.Н. Отопление. М.: Стройиздат, 1991. 735 с.

20. Трубаев П.А., Гришко Б.М. Тепловые насосы: учеб. пособие. Белгород: Изд-во БГТУ, 2010. 143 с.

21. Igoumnov S., Plachinda S., Barkovskaya T., Kornilov V. Chladone problem in Russia: ways and methods of solution // Fluorine Notes. 2002. Vol. 1(20). Pp. 3–4. URL: [http://www.notes.fluorine1.ru/public/2002/1\\_2002/article\\_2.html](http://www.notes.fluorine1.ru/public/2002/1_2002/article_2.html).

22. Звягинцев А.М., Крученицкий Г.М., Черников А.А. Долговременные изменения содержания озона в тропосфере // Известия российской академии наук. Физика атмосферы и океана. 2005. Т. 41. № 1. С. 66–77. EDN: HRZBMH.

23. Mota-Babiloni A., Barbosa J.R. Jr., Mahnatch P., Lozano J.A. Assessment of the utilization of equivalent warming impact metrics in refrigeration, air conditioning and heat pump systems // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2020. Vol. 129. 109929. DOI: 10.1016/j.rser.2020.109929.

24. Yang Z., Feng B., Ma H., Zhang L., Duan C., Liu B., Zhang Y., Chen S., Yang Z. Analysis of lower GWP and flammable alternative refrigerants // International Journal of Refrigeration. 2021. Vol. 126. Pp. 12–22. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2021.01.022.

25. Maeng H., Kim J., Kwon S., Kim Y. Energy and environmental performance of vapor injection heat pumps using R134a, R152a, and R1234yf under various injection conditions // Energy. 2023. Vol. 280. 128265. DOI: 10.1016/j.energy.2023.128265.

26. Mazer M.F.P., da Rosa O.C., da Silva A.K. Performance assessment of residential heat pumps operating in extreme cold climates using zeotropic mixtures // International Journal of Refrigeration. 2024. Vol. 168. Pp. 220–229. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2024.08.018.

27. Park C., Lee H., Hwang Y., Radermacher R. Recent advances in vapor compression cycle technologies // International Journal of Refrigeration. 2015. Vol. 60. Pp. 118–134. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.08.005.

28. Манюк В.И., Каплинский Я.И., Хиж Э.Б., Манюк А.И., Ильин В.К. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей: Справочник. Изд. 5, стереотип. М.: Ленанд, 2023. 432 с.

29. Трубаев П.А. Анализ и повышение энергоэффективности при проектировании и эксплуатации зданий и систем теплоснабжения. Белгород: Изд-во БГТУ, 2024. 311 с. URL: <https://et.bstu.ru/teachers/books>.

#### *Информация об авторах*

**Трубаев Павел Алексеевич**, доктор технических наук, профессор кафедры энергетике теплотехнологии. E-mail: [trubaev@mail.ru](mailto:trubaev@mail.ru). Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

**Кошлич Юрий Алексеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры электроэнергетики и автоматики. E-mail: [koshlich@yandex.ru](mailto:koshlich@yandex.ru). Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

**Белуосов Александр Владимирович**, кандидат технических наук, заведующий кафедрой электроэнергетики и автоматики. E-mail: [ntk@intbel.ru](mailto:ntk@intbel.ru). Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

**Буханов Дмитрий Геннадьевич**, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры программного обеспечения вычислительной техники и автоматизированных систем. E-mail: [dgbukh@gmail.com](mailto:dgbukh@gmail.com). Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

**Гребеник Артём Григорьевич**, старший преподаватель кафедры электроэнергетики и автоматики. E-mail: [iitusnik@gmail.com](mailto:iitusnik@gmail.com). Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

**Прасол Дмитрий Александрович**, кандидат технических наук, доцент кафедры электроэнергетики и автоматизации. E-mail: dapras@mail.ru. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Поступила 01.12.2024 г.

© Трубаев П.А., Кошлич Ю.А., Белоусов А.В., Буханов Д.Г., Гребеник А.Г., Прасол Д.А., 2025

*\*Trubaev P.A., Koshlich Yu.A., Belousov A.V., Bukhanov D.G., Grebenik A.G., Prasol D.A.  
Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov  
E-mail: trubaev@mail.ru*

## RESEARCH OF GEOTHERMAL HEAT PUMP UNIT EFFICIENCY IN CLIMATIC CONDITIONS OF RUSSIAN REGIONS

**Abstract.** Currently, there is an opinion that heating with heat pumps is effective only in regions with warm climate. In this paper we have evaluated the performance of heat pump units (HPU) for six typical Russian regions with GWP from 2526 to 10360. Since the energy consumption in the heat pump cycle depends on the temperature difference between the cold and hot coolant, the actual average daily outdoor air temperature for 2014-2023 was used for calculation. A methodology of thermodynamic calculation of the heat pump cycle and determination of energy consumption at different outdoor air temperature in monovalent and bivalent modes was proposed. Three indicators were used to evaluate the efficiency: average annual energy consumption in actual climatic conditions; life cycle cost of the project, which includes the sum of costs of construction of the heat pumping unit with a ground heat exchanger and electricity consumption during operation; primary fuel costs, which it is proposed to calculate using the indicators of energy systems of the regions. It is concluded that thermal heat exchangers can be used for heating in any climate, as their efficiency depends not on the outside air temperature, but on the adopted temperature schedule of the heating system. In colder regions, the efficiency of heat pumps is somewhat lower not because of lower temperatures, but because a large proportion of the days of the heating season are at temperatures close to the minimum for that region. In all regions, taking into account the cost of energy carriers in those regions, the energy costs of heat pump heating are lower than the cost of district heating, but almost twice as high compared to gas or solid fuel heating. When comparing costs when using 79 different freons, the most energy efficient compounds in all regions turned out to be the same, which confirms the independence of TNU operation parameters from climatic conditions.

**Keywords:** heat pump, heating, temperature schedule, quality control, coefficient of transformation, COP

### REFERENCES

1. Dziuba A.P., Konopelko D.V. Overview of world and domestic scientific research in the field of the use of electric district heating systems [Obzor mirovy'x i otechestvenny'x nauchny'x issledovanij v oblasti ispol'zovaniya e'lektricheskix sistem centralizovannogo teplosnabzheniya]. Bulletin of the Moscow Finance and Law University MFUA [Vestnik Moskovskogo finansovo-yuridicheskogo universiteta MFUA]. 2024. Vol. 3. Pp. 191–203. DOI: 10.52210/2224669X\_2024\_3\_191. (rus)
2. Wijesuriya S., Kishore R.A., Bianchi M.V.A., Booten C. Energy impact of heating electrification in midrise multifamily buildings in mixed-humid climates. Cell Reports Sustainability. 2024. Vol. 1(9). Article 100181. DOI: 10.1016/j.crsus.2024.100181.
3. Lu Z., Ziviani D. Operating cost comparison of state-of-the-art heat pumps in residential buildings across the United States. Energy and Buildings. 2022. Vol. 277. Article 112553. DOI: 10.1016/j.enbuild.2022.112553.
4. Lund J.W., Toth A.N. Direct utilization of geothermal energy 2020 worldwide review. Geothermics. 2021. Vol. 90. Article 101915. DOI: 10.1016/j.geothermics.2020.101915.
5. Seregina E.A., Beimanov T. Use of heat pumps for space heating in Russian conditions [Ispol'zovanie teplovy'x nasosov dlya obogreva pomeshhenij v usloviyax Rossii]. Urban planning. Infrastructure. Communications [Gradostroitel'stvo. Infrastruktura. Kommunikacii]. 2019. No. 2 (15). Pp. 16–21. (rus)
6. Ilina T.N., Savvin N.Iu., Orlov P.A., Uvarov V.A. Heat pumps with evaporators of various designs [Teplovy'e nasosy s isparitelyami razlichny'x konstrukcij]. Bulletin of Eurasian Science [Vestnik evrazijskoj nauki]. 2023. Vol. 15. No. 5. Article 6. (rus)
7. Gaur A.S., Fitiwi D.Z., Curtis J. Heat pumps and our low-carbon future: A comprehensive review. Energy Research & Social Science. 2021. Vol. 71. Article 101764. DOI: 10.1016/j.erss.2020.101764.
8. Adebayo P., Jathunge C.B., Darbandi A., Fry N., Shor R., Mohamad A., Wemhöner C.,

Mwesigye A. Development, modeling, and optimization of ground source heat pump systems for cold climates: A comprehensive review. *Energy and Buildings*. 2024. Vol. 320. Article 114646. DOI: 10.1016/j.enbuild.2024.114646.

9. Moghanni R., Hakkaki-Fard A., Hannani S.K. A comprehensive study on the performance of vertical ground-coupled heat pumps. *Geothermics*. 2023. Vol. 110. Article 102674. DOI: 10.1016/j.geothermics.2023.102674.

10. Brown C., Hampton S., Fawcett T. Accelerating renewable heat: Overcoming barriers to shared-loop ground source heat pump systems in the United Kingdom. *Energy Research & Social Science*. 2024. Vol. 115. Article 103644. DOI: 10.1016/j.erss.2024.103644.

11. Petin Iu.M. Thermodynamic aspects of heat pump application under the climatic conditions of Russia [Termodinamicheskie aspekty' ispol'zovaniya teplovy'x nasosov v klimaticheskix usloviyax Rossii]. *International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology*. 2008. No. 7(63). Pp. 48–58. (rus)

12. Vasilev G.P., Gornov V.F., Dmitriev A.N., Kolesova M.V., Iurchenko V.A. Ground source heat supply in Moscow oblast: Temperature potential and sustainable depth of heat wells. *Thermal engineering*. 2018. Vol. 65, No. 1. Pp. 72–78. DOI: 10.1134/S0040601518010093.

13. Reina J.C. R., Toleikyte A., Volt J., Carlsson J. Alternatives for upgrading from high-temperature to low-temperature heating systems in existing buildings: Challenges and opportunities. *Energy and Buildings*. 2024. Vol. 323. Article 114798. DOI: 10.1016/j.enbuild.2024.114798.

14. Vasilev G.P. Heat and cooling supply of buildings and structures using low-potential heat energy of the Earth's surface layers [Teploxladosnabzhenie zdaniy i sooruzhenij s ispol'zovaniem nizkopotencial'noj teplovoj e'nergii poverxnostny'x sloev Zemli]. Moscow: Granicza, 2006. 176 p. (rus)

15. Vasilev G.P., Peskov N.V., Gornov V.F., Kolesova M.V. Efficiency low-potential heat in climatic conditions in Russia [E'ffektivnost' ispol'zovaniya nizkopotencial'nogo geotermal'nogo tepla v klimaticheskix usloviyax territorii Rossii]. *Proceedings of the Russian Academy of Sciences. Power engineering*. 2015. No. 3. P. 30–38. (rus)

16. Vasilyev G.P., Gornov V.F., Dmitriev A.N., Kolesova M.V. The Influence of the Ground Thermal Energy and Borehole Heat Exchangers Depth on the Efficiency of Heat Pump (GHSP) Systems in Moscow Geo-climatic Conditions. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*. 2020. Vol. 9(4). Pp. 570–575. DOI: 10.18178/ijmerr.9.4.570-575. (rus)

17. Gulyi S.A., Trushevskii S.N. Analysis of the effectiveness of vertical heat exchangers of heat pumps in permafrost region [Analiz e'ffektivnosti primeneniya vertikal'ny'x teploobmennikov teplovy'x nasosov v rajonax vechnoj merzloty']. *International scientific journal for alternative energy and ecology*. 2014. Vol (157). Pp. 24–32.

18. Ermolenko M.V., Toimbaev A.B., Nurgaliev D.N. Efficiency of heat supply by using heat pumps [E'ffektivnost' teplosnabzheniya posredstvom ispol'zovaniya teplovy'x nasosov]. *Mechanics & Technologies*. 2016. No. 1 (51). Pp. 115–126. (rus)

19. Bogoslovskii V.N., Skanavi L.N. Heating [Otoplenie]. Moscow: Strojizdat, 1991. 735 p. (rus)

20. Trubaev P.A., Grishko B.M. Heat pumps: textbook [Teplovy'e nasosy': uchebnoe posobie]. Belgorod: Publishing House of BSTU named after V.G. Shukhov, 2010. 143 p. (rus)

21. Igoumnov S., Plachinda S., Barkovskaya T., Kornilov V. Chladone problem in Russia: ways and methods of solution. *Fluorine Notes*. 2002. Vol. 1(20). Pp. 3–4.

22. Zvyagintsev A.M., Kruchenitskii G.M., Chernikov A.A. Long-term variations in tropospheric ozone content. *Izvestiya, atmospheric and oceanic physics*. 2005. Vol. 41 (1). Pp. 56–66.

23. Mota-Babiloni A., Barbosa J.R. Jr., Makhnatch P., Lozano J.A. Assessment of the utilization of equivalent warming impact metrics in refrigeration, air conditioning and heat pump systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2020. Vol. 129. Article 109929. DOI: 10.1016/j.rser.2020.109929.

24. Yang Z., Feng B., Ma H., Zhang L., Duan C., Liu B., Zhang Y., Chen S., Yang Z. Analysis of lower GWP and flammable alternative refrigerants. *International Journal of Refrigeration*. 2021. Vol. 126. Pp. 12–22. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2021.01.022.

25. Maeng H., Kim J., Kwon S., Kim Y. Energy and environmental performance of vapor injection heat pumps using R134a, R152a, and R1234yf under various injection conditions. *Energy*. 2023. Vol. 280. Article 128265. DOI: 10.1016/j.energy.2023.128265.

26. Mazer M.F.P., da Rosa O.C., da Silva A.K. Performance assessment of residential heat pumps operating in extreme cold climates using zeotropic mixtures. *International Journal of Refrigeration*. 2024. Vol. 168. P. 220–229. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2024.08.018.

27. Park C., Lee H., Hwang Y., Radermacher R. Recent advances in vapor compression cycle technologies. *International Journal of Refrigeration*. 2015. Vol. 60. Pp. 118–134. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.08.005.

28. Maniuk V.I., Kaplinskii Ia.I., Khizh E.B., Maniuk A.I., Ilin V.K. Adjustment and operation of water heating networks: Handbook [Naladka i e`kspluatatsiya vodyany`x teplovy`x setej: Spravochnik]. Ed. 5, stereotyped. Moscow: Lenand, 2023. 432 p. (rus)

29. Trubaev P.A. Analysing and improving energy efficiency in the design and operation of buildings and heat supply systems [Analiz i povы`shenie e`nergoe`ffektivnosti pri proektirovanii i e`kspluatatsii zdaniy i sistem teplosnabzheniya]. Belgorod: Publishing House of BSTU named after V.G. Shukhov, 2024. 311 p. (rus)

*Information about the authors*

**Trubaev, Pavel A.** DSc, Professor. E-mail: trubaev@gmail.com. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

**Koshlich, Yuri A.** PhD, Assistant professor. E-mail: koshlich@yandex.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

**Belousov, Aleksandr V.** PhD, Assistant professor. E-mail: ntk@intbel.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

**Bukhanov, Dmitry G.** PhD, Senior lecturer. E-mail: dgbukh@gmail.com. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

**Grebenik, Artem G.** Senior lecturer. E-mail: iitusnik@gmail.com. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

**Prasol, Dmitrii A.** PhD, Assistant professor. E-mail: dapras@mail.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

---

*Received 01.12.2024*

**Для цитирования:**

Трубаев П.А., Кошлич Ю.А., Белоусов А.В., Буханов Д.Г., Гребеник А.Г., Прасол Д.А. Исследование эффективности использования геотермальной теплонасосной установки в климатических условиях российских регионов // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2025. № 3. С. 49–67. DOI: 10.34031/2071-7318-2024-10-3-49-67

**For citation:**

Trubaev P.A., Koshlich Yu.A., Belousov A.V., Bukhanov D.G., Grebenik A.G., Prasol D.A. Research of geothermal heat pump unit efficiency in climatic conditions of Russian regions. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2025. No. 3. Pp. 49–67. DOI: 10.34031/2071-7318-2024-10-3-49-67