

Combined District Heating System CHP- Local HP

Sit M.L., Juravliov A.A.

Institute of Power Engineering of Moldova, Chişinău, Republic of Moldova

Suvorov D.M., Sushchikh V.M.

Vyatka State University, Kirov, Russian Federation

Abstract. The work relates to the problems of using heat pumps in district heating systems. The aim of the study is to increase the energy economic efficiency of combined heat supply systems with heat pumps using natural refrigerants. This goal is achieved by developing a scheme of the system in which part of the building is heated centrally from the CHP, and the other part is from a heat pump installed in the building, and heat pump which receives low potential heat from the return network water leaving the part of the building, - centralized, and from outside air. The most significant results of the work are the developed scheme of a carbon dioxide heat pump, which combines both the possibilities of working in a quantitative heat supply system and when preparing hot water for buildings in a non-heating period. The significance of the obtained results lies in the fact that the proposed technical solution allows to reduce significantly fuel consumption for thermal power plants and the costs of consumers when they pay for consumed energy. Heat pump circuits have also been established for the quantitative law of regulating the operation mode of the heat supply system. With the proposed scheme of operation, the heat pump for domestic hot water works only in the non-heating period, and domestic hot water is provided during the heating period from the CHP.

Keywords: district heating system, heat pump, carbon dioxide, control law, CHP.

DOI:10.5281/zenodo.3713430

UDC: 697.34

Sistemul combinat de termoficare cu CET și pompe de căldură locale

Șit M.L., Juravleov A.A.

Institutul de Energetică, Chişinău, Republica Moldova

Suvorov D.M., Sushchikh V.M.

Universitatea de Stat din Kirov, Kirov, Federația Rusă

Rezumat. Lucrarea se referă la problemele utilizării pompelor de căldură în sistemele centralizate de alimentare cu căldură. Scopul studiului este de a spori eficiența energetică a sistemelor combinate de furnizare a căldurii cu pompe de căldură cu ajutorul agenților frigorifici naturali. Obiectivul este atins prin elaborarea unei diagrame a sistemului în care o parte a clădirii este încălzită de agentul termic furnizat de către CET-uri, iar altă parte de pompă de căldură instalată într-un centru individual de încălzire a edificiului, care absoarbe surplusul de căldură de la agentul termic cu potențial termic scăzut ce circulă în conducta retur la ieșirea din clădire, precum și absorbită din aerul din exterior. Rezultatele cele mai semnificative ale lucrării sunt prezentate de schema dezvoltată a unei pompe de căldură cu dioxid de carbon, care combină atât posibilitățile de a lucra într-un sistem cantitativ de alimentare cu căldură, cât și preparării apei calde pentru clădiri în afara sezonului de încălzire. Semnificația rezultatelor obținute constă în faptul că soluția tehnică propusă permite reducerea semnificativă a consumului de combustibil pentru centralele termice și a cheltuielilor pentru energia consumată. S-au identificat scheme ale pompei de căldură în cazul utilizării legii cantitative de reglare a regimului de funcționare a sistemului de furnizare a energiei termice. Aplicarea algoritmului propus de funcționare a pompei de căldură prevede funcționarea pompei de căldură cu scopul producerii apei calde în sezonul cald, iar în perioada de încălzire furnizarea apei calde se face de la CET-uri.

Cuvinte-cheie: termoficare, pompe de căldură, dioxid de carbon, legile de dirijare ale sistemelor de termoficare.

Комбинированная система теплоснабжения с ТЭЦ и локальными тепловыми насосами

Шит М.Л., Журавлев А.А.

Институт энергетики, Кишинев, Республика Молдова

Суворов Д. М., Суших В.М.

Вятский государственный университет, Киров, Российская Федерация

Аннотация. Работа относится к задачам применения тепловых насосов в централизованных системах теплоснабжения. Целью исследования является повышение энергоэкономической эффективности комбинированных систем теплоснабжения с тепловыми насосами на природных хладагентах. Поставленная цель достигается за счет разработки схемы системы, в которой часть здания отапливается централизованно от

ТЭЦ, а другая часть от теплового насоса, установленного в индивидуальном тепловом пункте здания, получающего низкопотенциальную теплоту от обратной сетевой воды, выходящей из части здания, отапливаемой централизованно, и от наружного воздуха. Наиболее существенными результатами работы является разработанная схема теплового насоса на диоксиде углерода, которая совмещает в себе, как возможности работы в количественной системе теплоснабжения, так и при приготовлении горячей воды для зданий, в неотапительный период. Значимость полученных результатов состоит в том, что предлагаемое техническое решение позволяет существенно снизить расход топлива для ТЭЦ и расходы потребителей при оплате ими потребленных энергоресурсов. Установлены также схемы тепловых насосов для количественного закона регулирования режима работы системы теплоснабжения. При предлагаемой схеме работы тепловой насос для ГВС работает только в неотапительный период, а ГВС обеспечивается в отопительный период от ТЭЦ. В конструкции предлагаемого теплового насоса предусмотрен переохладитель диоксида углерода, включенный после газоохладителя и предназначенный для регулирования режима работы испарителя теплового насоса при переменной обратной температуре воды системы отопления здания.

Ключевые слова: теплоснабжение, тепловые насосы, диоксид углерода, законы регулирования систем теплоснабжения.

ВВЕДЕНИЕ

Работа относится к области применения тепловых насосов в централизованных системах теплоснабжения. Известна работа [1], где от системы централизованного теплоснабжения через теплообменник теплоноситель с постоянной или переменной температурой подается в бойлер-теплоутилизатор. В этот же бойлер-теплоутилизатор поступает тепловая энергия от котлов, работающих на различных видах топлива, от солнечных коллекторов, от тепловых насосов и от источников вторичной тепловой энергии. В [2] рассматривается комбинированная система отопления, состоящая из парокompрессионного теплового насоса (ТН) и котельной установки (КУ). В этой работе отмечено, что для всех режимов раздельной работы парокompрессионного теплового насоса и котельной установки высокая температура низкопотенциального источника позволяет уменьшить работу сжатия в ТН и потребление электрической энергии, повысить коэффициент преобразования энергии и уменьшить расход условного топлива. С понижением температуры наружного воздуха возрастает тепловая нагрузка на парокompрессионный тепловой насос, уменьшается коэффициент преобразования энергии, возрастает работа сжатия компрессора и, как следствие, увеличивается расход условного топлива. В [3] рассмотрена схема включения теплонасосной установки в систему отопления и горячего водоснабжения. В работе предлагается использовать тепловой насос на R134a. После смесителя воды, подогретой в тепловом насосе и теплообменнике зависимой системы теплоснабжения квартала, нагретая вода квартального контура отопления по внутренним

распределительным тепловым сетям поступает на отопление объектов квартальной сети, после которых возвращается снова на нагрев в ТН и теплообменник независимой системы теплоснабжения. В статье предлагается использовать захлаживание части обратной сетевой воды, и снижение расхода прямой сетевой воды за счет теплоты, отобранной от обратной сетевой воды. Известны работы Новосибирской теплотехнической школы [4,5], в которых рассматриваются как бромистолитиевые абсорбционные тепловые насосы, так и парокompрессионные тепловые насосы. Вопросы, связанные с работой системы ГВС авторами не рассматриваются. За счет перехода на пониженный температурный график, почти в два раза уменьшаются теплопотери в магистральных теплопроводах и возрастает КПД транспорта теплоты, что также приводит к экономии топлива. Снижение температуры прямой сетевой воды до 50...70°C обуславливает уменьшение давления в теплофикационном отборе и увеличение выработки электроэнергии комбинированным способом, что вызывает экономию топлива и служит аварийным резервом в энергосистеме. Также интеграция технологии тепловых насосов в систему комбинированной выработки тепловой и электрической энергии приводит к увеличению выработки электроэнергии на теплоэлектростанции. Физически это достигается за счет снижения эффективной температуры «холодильника» в термодинамическом цикле и снижение потерь в теплотрассах при снижении температуры теплоносителя в магистралях. В такой системе теплоснабжения потребитель получит то же количество теплоты и будет сожжено то же количество топлива, но

при этом возрастет производство электроэнергии. Однако корректных расчетов величины экономии в работах [4,5] не приводится. Переход на низкотемпературный график в тепловых магистралях кроме снижения тепловых потерь приведет к увеличению ресурса, снижению аварийности теплотрасс и снижению их стоимости за счет использования более дешевых теплоизолирующих материалов [5]. Однако при снижении температурного графика сетевой воды для подающей линии источника увеличиваются расчетные расходы сетевой воды, что приводит к росту затрат на перекачку теплоносителя сетевыми насосами и к увеличению диаметров магистральных трубопроводов тепловых сетей. Из работ западных авторов отметим [6], в которой методом математического моделирования исследуется система централизованного теплоснабжения с центральным тепловым насосом (ЦТН) и вспомогательными ТН, размещенными у потребителей. В работе исследована модель, связывающая температуры в сети, потери и значения COP в системе. Используя эту модель, исследована низкотемпературная система отопления (типа «теплый пол») и система ГВС. В [7] рассмотрены блок – схемы систем ТН с источниками низкопотенциальной теплоты (НПТ) в виде воздуха, подземных вод и морской воды, а также комбинации всех трех источников НПТ. В [8] приведен обзор современных европейских систем, использующих тепловые насосы в системах теплоснабжения. Также известны системы, использующие обратную сетевую воду для тепловых насосов, установленных в сетях с пониженным тепловым графиком ТЭЦ для подогрева сетевой воды у потребителя, например, [9]. В работе [12] приведено большое количество ссылок на работы западных ученых, связанных с применением в низкотемпературных системах теплоснабжения ТЭЦ и тепловых насосов, установленных в квартальных тепловых сетях. В [13] рассматривается отопление с помощью тепловых насосов домов с напольными системами отопления и использованием морской воды и наружного воздуха в качестве источника НПТ. В [14] рассматривается система с использованием ТН, получающих НПТ от подземной воды, артезианской воды и воздуха. В [15] рассмотрены вопросы размещения тепловых насосов, их соединение с системами теплоснабжения и источниками НПТ, и способы работы в Евросоюзе.

Чтобы соответствовать требованиям энергоэффективности и отопления зданий, национальное законодательство во всех странах ЕС поощряет использование более устойчивых вариантов отопления и охлаждения.

Одна из них - это тепловой насос с технологиями механического и теплового насоса. В [16] рассмотрены схемы использования теплоты обратной сетевой воды в качестве НПТ ТН. Близкими к рассматриваемой в данной статье являются системы, где тепловой насос использует обратную сетевую воду, как источник тепла.

Особенностью рассмотренных систем является тот факт, что температура системы ГВС всегда больше, чем температура прямой сетевой воды, которая обеспечивается мини ТЭЦ, что пока не нашло своего применения ни в Республике Молдова, ни в Российской Федерации, где широко применяются крупные ТЭЦ.

Целью исследования является повышение энергоэкономической эффективности комбинированных систем теплоснабжения с тепловыми насосами на природных хладагентах. Поставленная цель достигается за счет разработки схемы системы, в которой часть здания отапливается централизованно от ТЭЦ, а другая часть от теплового насоса, установленного в индивидуальном тепловом пункте здания, получающего низкопотенциальную теплоту от обратной сетевой воды, выходящей из части здания, отапливаемой централизованно.

Наиболее существенными результатами работы является разработанная схема теплового насоса на диоксиде углерода, которая совмещает в себе, как возможности работы в системе теплоснабжения с качественно-количественным регулированием, так и при приготовлении горячей воды для зданий, в неотапительный период.

Значимость полученных результатов состоит в том, что предлагаемое техническое решение позволяет существенно снизить расход топлива для ТЭЦ и расходы потребителей при оплате ими потребленных энергоресурсов.

ТРЕБОВАНИЯ К СИСТЕМЕ И ЕЕ ЭЛЕМЕНТАМ

Поскольку основой распределённой системы генерации теплоты в комбинированной системе теплоснабжения (КСТ) является тепловой насос на диоксиде углерода, предварительно проведем анализ основных разработок

в этой области с целью определения рациональных конструкций ТН.

Известна работа [10], в которой анализируются последние разработки на 2019 по данной тематике. Наш выбор остановился на диоксиде углерода, потому что хладагент должен быть природным, нетоксичным, невоспламеняющимся, удовлетворять классу безопасности A1 ASHRAE и который может быть отправлен в окружающую среду без необходимости извлечения уже использованного оборудования, иметь GWP=1 и ODP=0.

Содержание CO₂ в окружающей среде (0,04% объема атмосферного воздуха) делает его экономически эффективным. Химически CO₂ является инертным газом, и, в соответствии со стандартами безопасности ASHRAE 15 и 34 и ISO 5149, CO₂ является безопасным хладагентом. Следовательно, существуют минимальные проблемы, которые могут возникнуть при утечках.

Тепловой насос для получения горячей воды должен работать при температурах окружающего воздуха от 6°C до 46°C. COP этого теплового насоса должен быть не менее пяти. Температура хладагента после газоохладителя этого теплового насоса должна быть не менее 65°C (с целью обеспечения антибактериальной защиты воды). Температура рабочей точки на входе в компрессор должна быть не ниже 20...25°C. Тепловой насос для ГВС работает в режиме «работа-остановка».

Тепловой насос для отопления при работе в качественном температурном графике должен удовлетворять следующим требованиям: работать в температурном графике отопления 70/40 или ниже, иметь вход для подачи воздуха для регулирования промежуточного охладителя рабочего тела после первой ступени компрессора. При агрегировании теплового насоса для приготовления горячей воды в систему кондиционирования воздуха, он должен быть снабжен аккумулятором холода.

На основании анализа литературы [10] были выбраны для анализа два цикла: двухступенчатый с промежуточным охладителем и одноступенчатый с эжектором.

Выбор этих циклов основан на том, что использование качественного и качественно-количественного законов управления для тепловых насосов наталкиваются на ряд трудностей, связанных с одновременным регулированием давления компрессора и рабочей точки на входе в компрессор.

Поскольку тепловой насос для отопления здания должен одновременно выполнять в летний период задачи приготовления горячей воды, то схема объединяющая, как двухступенчатый тепловой насос, так и эжектор, как его компоненту, является, несмотря на повышенную стоимость, рациональной [18, 19].

Если тепловой насос должен работать при переменном расходе хладагента или при переменном давлении компрессора, то внутренний теплообменник этого насоса также должен быть с переменной площадью теплообмена, так как рабочая точка на входе в компрессор должна быть стабилизирована. Кроме того, работа при количественной системе регулирования требует использования низкотемпературных режимов работы систем теплоснабжения, так при них обеспечивается максимальный COP тепловых насосов. При количественном законе регулирования системы теплоснабжения потребуются переделка внутренних тепловых сетей зданий, изменение площадей теплоотдачи отопительных приборов. Рассмотрим второй вариант схемы, при качественном законе регулирования теплопотребления в системе отопления изображенный на рис.2.

ОПИСАНИЕ СИСТЕМЫ

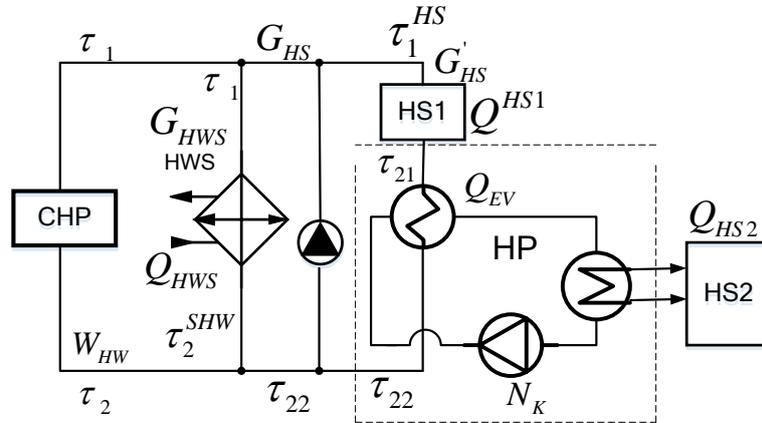
Схема системы «ТЭЦ – местные тепловые насосы» для системы теплоснабжения (СТС) с качественным законом управления тепловым режимом приведена на рис.1. В схеме рассматривается параллельная схема подключения теплообменника ГВС к системе отопления зданий.

В системе предусмотрен комбинированный тепловой насос, получающий теплоту от обратной сетевой воды части здания и теплоту от окружающего воздуха для отопления другой части здания в отопительный период. Все здание получает тепловую энергию для ГВС от ТЭЦ в отопительный период, а остальное время года ГВС вырабатывается существующим тепловым насосом. Очевидно, что захлаживание обратной сетевой воды для части здания, другая часть которого питается от теплового насоса, использующего теплоту обратной сетевой воды, выходящей из части здания, отапливаемой от ТЭЦ, должно дать эффект, когда в тепловом насосе параллельно используются два испарителя: один, использующий температуру обратной сетевой воды, другой – теплоту окружающего воздуха

и/или теплоту от других источников теплоты. (В последнем случае, уже потребуется больше испарителей).

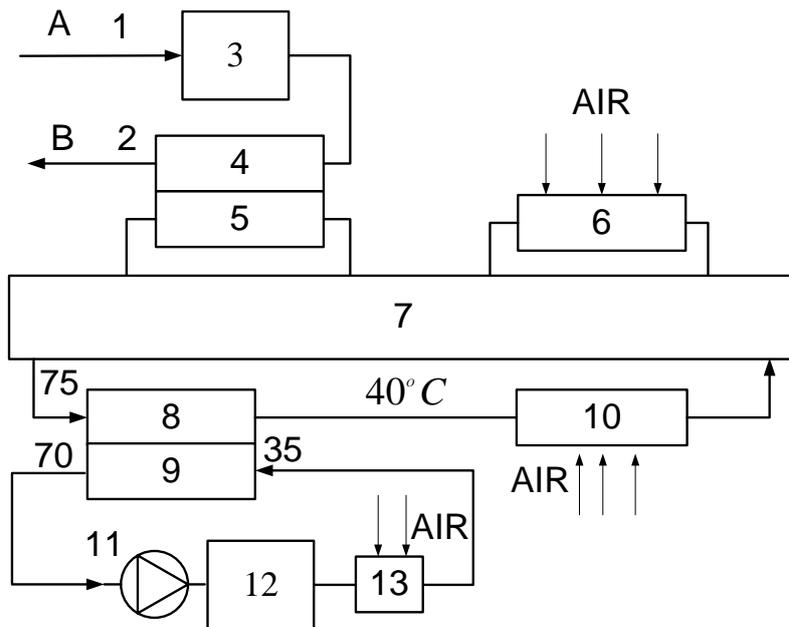
законом управления тепловым режимом приведена на рис.2.

Схема связи теплового насоса с системой теплоснабжения (СТС) с качественным



1. CHP - ТЭЦ, 2- HWS- система ГВС здания, 3. HP- тепловой насос.

Рис.1. Структурная схема системы отопления зданий.¹



1. Трубопровод прямой сетевой воды после узла подмеса обратной сетевой воды. 2. Трубопровод обратной сетевой после отбора теплоты испарителем. 3. Система отопления первой части здания, 4 - первичная цепь испарителя теплового насоса ТН. 5. Вторичная цепь испарителя ТН. 6. Испаритель контура наружного воздуха. 7. Тепловой насос. 8. Первичная цепь газоохладителя ТН. 9. Вторичная цепь газоохладителя ТН. 10. Сухая градирня „диоксид углерода-воздух». 11. Насос системы отопления второй половины здания. 12. Вторая половина системы отопления отапливаемого здания. (A,B – см. рис.1), 13 – Теплообменник – “вода-воздух”.

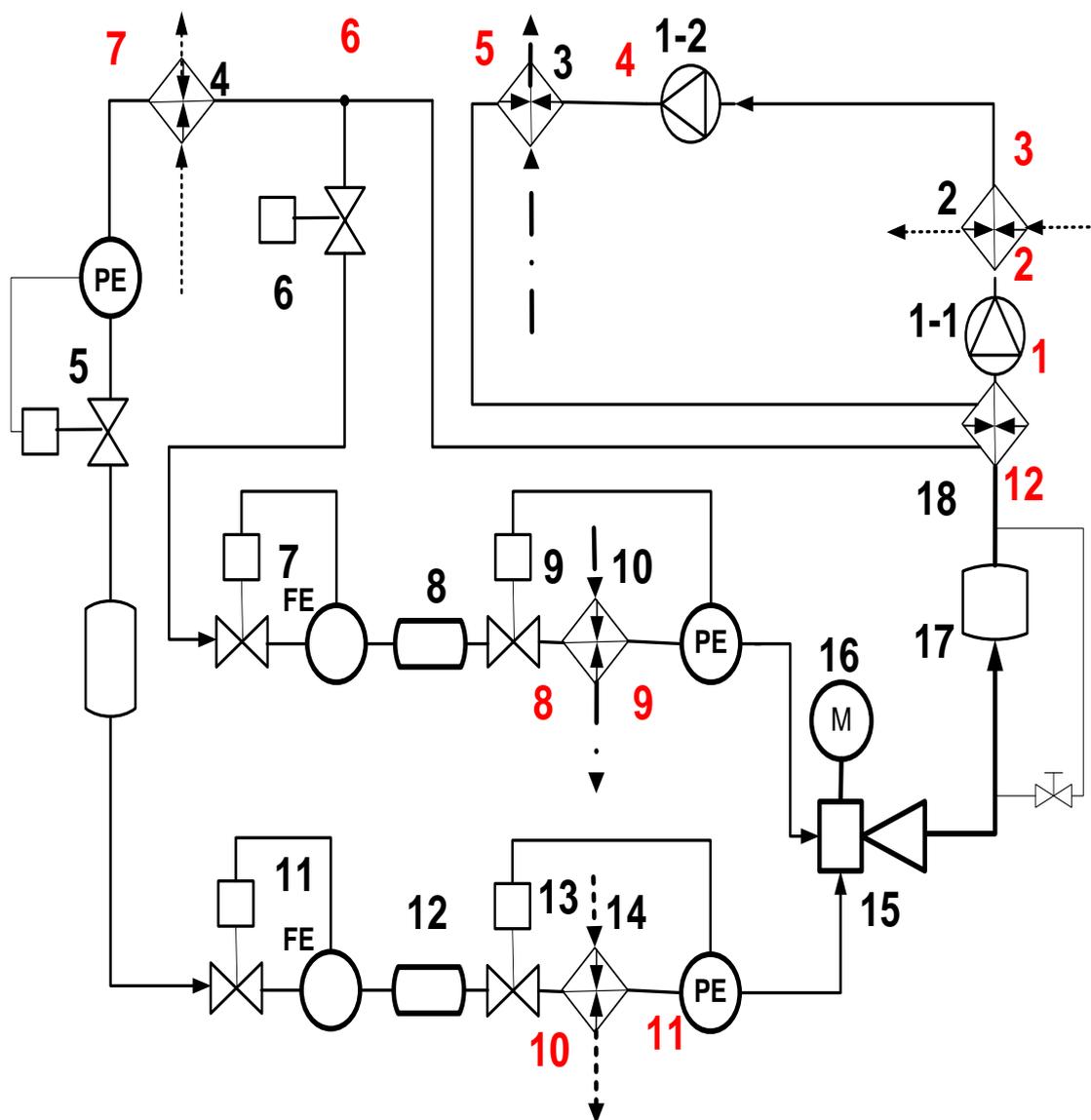
Рис. 2. Схема отбора низкопотенциальной теплоты тепловым насосом от обратной сетевой воды и воздуха в отопительный период.²

^{1,2} Appendix 1

Особенностью схемы является то, что регуляторы расхода газа через испарители расположены перед регуляторами давления испарителей, и то, что перепад давления на них больше зависит от расхода, чем перепад давления на регуляторах давления. Резервуары 8,12 служат для обеспечения надежной работы клапанов 7, 11 в жидкой среде. Эжектор 15

служит для смешивания газов на выходе испарителей 10 и 14.

В данной статье рассматривается схема с двумя эжекторами. Схема использования второго эжектора, включенного между испарителями и компрессором будет рассмотрена в следующей статье.



А. Штрихпунктирные линии – вода, точечные линии – воздух, сплошные линии – хладагент.

1-1, 1-2 – компрессоры, 2 – газоохладитель хладагента первой ступни компрессора, 3 – газоохладитель для системы отопления, 4 - переохладитель хладагента, 5, 6 - регуляторы давления испарителей, 7,11- регуляторы расхода хладагента через испарители, 8 и 12 – резервуары для стабилизации режимов работы регуляторов 7 и 11, 9, 13 – регуляторы перегрева пара после испарителей 10 и 14, 15 - эжектор (смеситель) с регулируемым приводом 16, 17- аккумулятор (он же отделитель жидкости), 18 – внутренний теплообменник. Цифры красного цвета соответствуют точкам на схеме термодинамического цикла ТН

Рис. 3. Упрощенная схема теплового насоса.³

³ Appendix 1

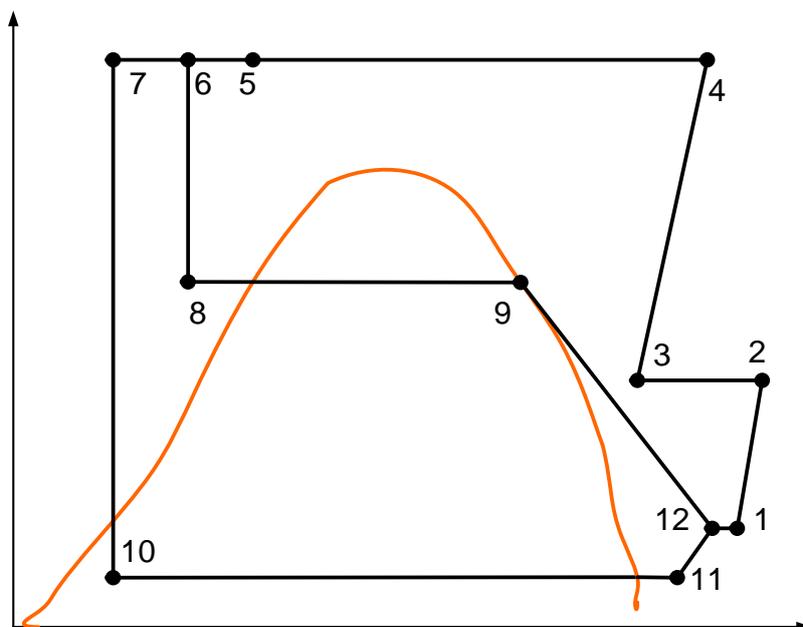


Рис. 4. Цикл теплового насоса.⁴

ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ГРАФИКИ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Известны работы, в которой рассматриваются средне- и низкотемпературные системы теплоснабжения [1, 12, с.29], в том числе системы ТЭЦ-ТНУ, и работа [3], где рассматриваются разные варианты использования ТНУ в системах теплоснабжения, в частности, при зависимом и независимом подключении систем отопления. Анализ этих работ позволяет заключить, что важнейшим условием возможности использования ТНУ как непосредственных источников тепла для контуров отопления является проектирование или реконструкция систем отопления зданий с учетом максимальной температуры теплоносителя в контуре отопления при расчетной нагрузке, которая зависит в первую очередь от удельной отопительной характеристики здания kF (Вт/К). В работе [1] показано, в частности, что при выполнении реконструкции зданий и модернизации систем отопления расчетные нагрузки отопления могут быть существенно снижены, что создает возможность перевода таких систем на пониженный температурный график при расчетной температуре воздуха (например, с 95/70 °С на 70/40 °С). Вместе с тем, в этой работе показано, что для ряда ранее

построенных зданий (на примере Харьковской области) фактические данные по величине kF ниже расчетных значений, что требует повышенной температуры теплоносителя в подающем трубопроводе. Таким образом, переводу зданий или их отдельных частей на пониженный температурный график отопления должны предшествовать расчетный анализ фактического состояния этих систем и, возможно, реконструкция зданий и систем отопления с повышением их энергоэффективности. В работе [3] показано, что при использовании хладонов 3 поколения перспективными для систем отопления, в том числе работающих по стандартному температурному графику 95/70 95/70 °С «...являются теплонасосные установки со ступенчатым сжатием, а также последовательной и каскадной схемами включения ТНУ, которые обеспечивают более высокую температуру теплоносителя в системе теплоснабжения». В частности, высокотемпературные грунтовые тепловые насосы на фреоне R600a могут обеспечить нагрев горячей воды до 95 °С, что полностью обеспечит нужды в отоплении при величине COP до 3,5.

Как показывает проведенный анализ, для условий использования диоксида углерода в качестве рабочего тела, температурные графики тепловых сетей источника могут быть любыми, обеспечивающими работу

⁴ Appendix 1

систем отопления и ГВС потребителей. При этом температурные графики для сетевой воды ТЭЦ или котельной могут быть существенно выше по максимальной температуре в подающей линии (от 115 °С до 150 °С в независимых схемах и схемах со смещением на тепловых узлах (ЦТП или ИТП), чем у потребителей отопления. Ранее при проектировании подобных систем в странах бывшего СССР для потребителей отопления широко использовался график 95/70, а в современных проектах зданий с высокой энергетической эффективностью могут применяться для таких потребителей средне- и низкотемпературные системы отопления с расчетной температурой теплоносителя 70/50 °С и даже ниже. Во всех этих случаях расчетная температура сетевой воды в обратной линии тепловой сети с учетом нагрузки как отопления, так и ГВС меняется в диапазоне от 40 до 70 °С (во всем диапазоне температурного графика), что дает возможность использовать часть теплового и температурного потенциала обратной сетевой воды в теплонасосных системах теплоснабжения (как для отопления, так и для ГВС). При этом диапазон минимальных температур охлаждаемой обратной сетевой воды при использовании диоксида углерода в качестве рабочего может быть снижен до уровня 15-20 °С, а температурные графики систем отопления, подключаемых к ТНУ или переводимых на отопление от ТНУ, не должны превышать 70 °С в подающей линии контура отопления при расчетной проектной температуре наружного воздуха [12]. Такие условия могут выполняться при проектировании новых средне- и низкотемпературных систем отопления, а также при реконструкции ранее спроектированных, с учетом уменьшения расчетной нагрузки отопления путем снижения тепловых потерь зданий либо путем надстройки контура отопления дополнительными поверхностями (площадями) отопительных приборов.

При предложенной схеме включения ТН в СЦТ по зависимой схеме с регулируемым насосным смещением (рис.1) приняты следующие параметры исходного температурного графика: $\tau_1' = 110$ °С, $\tau_2' = 70$ °С, $\tau_1^{\text{мин}} = 65$ °С, $\tau_2^{\text{мин}} = 40$ °С, доля нагрузки ГВС $\rho = 0,25$, расчетная температура для проектирования систем отопления $t_{\text{но}} = -15$ °С, температура включения отопления – $t_{\text{во}} = +8$ °С.

Параметры теплоносителя для расчета режимов работы ТЭЦ в отопительный период по средним температурам стандартных интервалов были определены для пяти расчетных значений температур наружного воздуха в отопительный период: плюс 4, минус 2,5, минус 7,5, минус 12,5 и минус 17,5 градусов.

Для расчета режима работы ТЭЦ в отопительный период после реконструкции приняты следующие исходные положения: температура сетевой воды в подающей линии соответствует исходному графику; нагрузка отопления ТЭЦ делится между СО1 (без ТНУ) и СО2 (с ТНУ) в соотношении 2/1: для ТНУ СОР принят неизменным и равным. Температурный график СО1 задан из условия обеспечения расчетной отопительной нагрузки без реконструкции отопительной части СО1 с учетом исходного запаса тепловой мощности 25%, на уровне 90/45 °С при расчетной температуре $t_{\text{но}} = -15$ °С (и при более низких температурах воздуха), и 55,6/30 °С при нагрузке отопления 56,82% от расчетной (соответствует температуре наружного воздуха +4°С, средней для первого температурного интервала).

При промежуточных значениях температуры воздуха расчетные температуры для СО1 $\tau_1^{\text{от}}$ (на подаче в СО1) и τ_{21} (после СО1 и на входе в СО2 (испаритель ТНУ) определены путем линейной интерполяции.

Результаты расчета параметров рабочего тела (температур и расходов) по элементам схемы для условий работы ТЭЦ с коэффициентом теплофикации $\alpha_{\text{тэц}} = 0,5$: при расчетной отопительной нагрузке $Q'_{\text{от}} = 220$ МВт и при доле нагрузки ГВС 0,25 (вся эта нагрузка неизменна и составляет $Q_{\text{ГВ}} = 55$ МВт) приведены в табл. 1

Таким образом, реализация предложенного варианта, для принятых граничных условий, позволяет обеспечить практически неизменную температуру обратной сетевой воды, возвращаемой на ТЭЦ, на уровне 30-31 °С, и существенное снижение расхода сетевой воды по сравнению с исходным температурным графиком.

Все это позволит снизить затраты мощности на привод сетевых насосов и увеличить выработку в отопительный период электроэнергии на заданном тепловом потреблении.

В соответствии с необходимостью энергетического сопоставления вариантов

было принято, что отпуск электроэнергии от ТЭЦ в энергосистему остается неизменным.

Таблица 1⁵

Параметры режима для климатических условий г. Кишинева после реконструкции системы теплоснабжения с применением ТНУ.

Таблица П1. Параметры режима для г. Кишинева после реконструкции системы теплоснабжения с применением ТНУ. Среднеинтервальная температура наружного воздуха	$t_H, ^\circ\text{C}$	+4	-2,5	-7,5	-12,5	-17,5
Длительность периода	n , часов	1840	1525	389	180	46
Температура прямой сетевой воды от ТЭЦ	$\tau_1, ^\circ\text{C}$	70	70	83	101	110
Температура подачи воды на систему отопления СО1	$\tau_1^{om}, ^\circ\text{C}$	55,6	67,37	76,39	85,47	90,0
Температура воды на выходе из СО1	$\tau_{21}, ^\circ\text{C}$	30	35,13	39,08	43,03	45,0
Тепловая нагрузка системы отопления СО1	Q_{OT}^{CO1} , МВт	46,66	68,33	85,0	101,66	110,0
Тепловая нагрузка испарителя системы отопления СО2	Q_{EV}^{CO2} , МВт	18,66	27,332	34,0	44,664	44,0
Тепловая нагрузка системы отопления ТЭЦ	Q_{OT} , МВт	65,333	95,66	119,0	142,33	154
Разность температур систем отопления абонентов (СО1+СО2)	$\tau_1^{om} - \tau_2, ^\circ\text{C}$	35,84	45,136	51,946	59,416	63,0
Мощность компрессора ТНУ	N_k , МВт	4,667	6,84	8,50	10,17	11,0
Остывание сетевой воды в испарителе ТНУ	$\Delta\tau_u, ^\circ\text{C}$	10,24	12,896	14,636	16,976	18,00
Температура обратной воды после испарителя ТНУ	$\tau_{22}, ^\circ\text{C}$	19,76	22,234	24,444	26,054	27,00
Тепловая нагрузка ТЭЦ	$Q_{ТЭЦ}$, МВт	120,33	150,66	174,00	197,33	209,00
Расход сетевой воды на системы отопления	G_{OT}^i , кг/с	435,37	506,18	547,13	572,12	583,82
Разность температур сетевой воды ТЭЦ	$\tau_1 - \tau_{22}, ^\circ\text{C}$	50,24	47,766	58,556	74,204	83,00
Расход сетевой воды ТЭЦ на отопление	G_{om} , кг/с	310,58	478,31	485,37	458,11	443,14
Разность температур сетевой воды в контуре ГВС	$\tau_1 - \tau_2^{ГВС}, ^\circ\text{C}$	30	30	43	61	70
Расход сетевой воды ТЭЦ на ГВС	$G_{ГВС}$, кг/с	437,86	437,86	305,49	215,34	187,66
Расход сетевой воды на ТЭЦ	W_{CB} , кг/с	748,44	916,17	790,86	673,45	630,80
Расход сетевой воды, в долях от исходного варианта	W_{CB}^i , %	75,2	73,1	64,4	57,5	53,8
Температура обратной сетевой воды ТЭЦ	$\tau_2, ^\circ\text{C}$	31,60	30,72	30,45	31,02	30,87
СОП ТНУ		5,0	4,0	2,8	2,6	2,2

$\eta_k = 0,9$. Это условие достигалось тем, что в режиме работы с ТНУ вырабатываемая мощность была меньше, в исходном, на величину разности мощностей сетевых насосов в сопоставляемых вариантах. При этом мощность сетевых насосов рассчитывалась исходя из расходов сетевой воды и расчетных напоров насосов в исходных

режимах при частотно-регулируемом приводе при условии неизменного КПД насосов. Расчеты режимов работы турбоагрегата типа Т-50-12.8 проводились на адекватной верифицированной математической модели [17], многократно применявшейся ранее в подобных расчетных исследованиях. Расчеты проводились для каждого из пяти

⁵ Appendix 1

температурных интервалов при среднеинтервальных температурах наружного воздуха, указанных в табл.1, после чего данные по интервалам умножались стандартную на длительность периода (табл.1) и суммировались. Расходы пара на турбину в исходном режиме задавались равным номинальному (72 кг/с); при принятом коэффициенте теплофикации, равном 0,5, во всех режимах часть тепловой нагрузки ТЭЦ обеспечивалась от пиковых водогрейных котлов (ПВК). При расчетах было принято, что во всех режимах потери тепловой энергии в теплосетях составляют 20% от отпуска с ТЭЦ, КПД энергетических и пиковых котлов ТЭЦ одинаков и составляет 0,9, а КПД транспорта теплоты – 0,98. Учитывая модельный характер расчетов, величины энергетического эффекта приводятся в относительных энергетических единицах, по отношению к отпуску теплоты ТЭЦ за отопительный период, который с включением тепловых потерь равен 448791 МВт·ч.

По отношению к этой величине, расход электроэнергии на компрессоры ТНУ составил 4,40% (19729 МВт·ч), экономия топлива на ТЭЦ составила 6,91% (31002 МВт·ч). Отношение расхода электроэнергии на ТНУ к экономии топлива в энергетических единицах составляет 63,6%.

При этом затраты на ТЭЦ на приобретение газа снижаются на 834 тыс. долл. (при цене газа 250 долл/1000 м³), а дополнительная оплата потребителей за электроэнергию для ТНУ составит 2,37 млн. долл.

Структура экономии топлива на ТЭЦ за отопительный период (31002 МВт·ч) следующая: 11,8% - экономия от сокращения потерь в котельных агрегатах и при транспорте теплоты, 8,4% - экономия от снижения расхода электроэнергии на привод сетевых насосов (доля расхода сетевой воды в расчетном варианте по отношению к исходному также представлена в табл.1), 26,8% - экономия за счет снижения отпуска теплоты (примерно на величину затрат электроэнергии в ТНУ и потерь теплоты в тепловых сетях при снижении температуры обратной сетевой воды), и 53,0% - за счет увеличения удельной выработки электроэнергии ТЭЦ при снижении температуры обратной сетевой воды).

Возможная экономия для потребителей может быть определена при сопоставлении

тарифов на электроэнергию на привод ТНУ и на тепловую энергию, потребление которой сокращается.

В неотапительный период (когда остается только нагрузка ГВС) предполагается полное отключение источника (ТЭЦ или котельной) от системы теплоснабжения и перевод ее на теплоснабжение только от ТНУ, имеющим в качестве холодного источника теплоты атмосферный воздух. В этом случае максимальный энергетический эффект имеет место для случая, когда исходным источником в системе является районная или местная котельная. В этом случае для расчетной нагрузки ГВС $Q_{гв}=55$ МВт расход топлива в энергетических единицах составит за период (4780 часов) 298073 МВт·ч, что при тарифе 250долл/1000 кубометров дает затраты на топливо 8,018 млн. долларов. Мощность компрессоров ТНУ 8,8 МВт, потребление электроэнергии ТНУ за период составит 42064 МВт·ч, что по тарифу 0,12 долл/кВт·ч дает расходы 5,047 млн. долл за период. Затраты на привод сетевых насосов по тому же тарифу в исходном режиме составят за неотапительный период 252 тыс. долларов. В этом случае экономический эффект за период будет равен 3,223 млн. долларов в пользу ТНУ.

Гораздо сложнее ситуация, когда ТНУ вытесняет тепловую нагрузку ТЭЦ. Если в таком варианте ТЭЦ перестает вырабатывать электроэнергию (при наличии ее альтернативных источников для потребителей), то увеличивается доля условно-постоянных затрат в среднегодовой себестоимости как электрической, так и тепловой энергии, вырабатываемой в отопительный период, что может привести к увеличению их тарифов или к вытеснению ТЭЦ с рынков. Если же ТЭЦ замещает выработку электроэнергии на тепловом потреблении ГВС конденсационной выработкой, то возможность реализации такого режима определяется условиями реализации такой энергии на рынках. В данном модельном расчете для турбины типа Т-50-12,8 предполагается, что отпускаемая в неотапительный период электроэнергия при ее выработке как в теплофикационном, так и конденсационном режиме отпускается потребителям по тому же тарифу 0,12 долл/кВт·ч, что и применяется для работы ТНУ.

В этом случае, если тепловые потери в сетях остаются на уровне 20%, то потребление

тепла потребителями за период (4780 часов в год) составит 210320 МВт·ч (185,47 тыс. Гкал), что по тарифу на тепловую энергию 64,52 долл/Гкал дает выручки 11966 тыс. долларов. Отпуск тепла с ТЭЦ, с учетом потерь в тепловых сетях, составит 262900 МВт·ч. Если вместо ТНУ используется ТЭЦ, работающая по тепловому графику на тепловую мощность 55 МВт она имеет электрическую мощность 27.9 МВт и обеспечивает за период отпуск 120,6 тыс. МВт·ч электроэнергии (доля расхода на собственные нужды принята равной 10%), по тарифу 0,12 долл это составит 14,4 млн долл. выручки. Одновременно за тепловую энергию ТЭЦ выручит 11,966 млн. долл при тарифе 64,52 долл/Гкал. Затраты на газовое топливо составят 11,3 млн. долларов. Если работает ТЭЦ по конденсационному циклу плюс ТНУ, то при такой же электрической мощности расходы ТЭЦ на газ составят за период 10,0 млн. долл, выручка за тепло от ТНУ составит также 11,966 млн. долл, затраты на покупку электроэнергии для ТНУ составят 5,047 млн. долл, выручка от продажи э/э ТЭЦ составит 14,15 млн. долл (с учетом того, что около 250 тыс. долларов будет сэкономлено за счет уменьшения затрат на привод сетевых насосов. Разница в затратах на газ между выработкой по конденсационному циклу и на тепловом потреблении невелика и составит 1,252 млн. долларов. Еще небольшая дополнительная экономия при работе ТНУ вместо системы теплоснабжения от ТЭЦ добавится от того, что летом не будут обслуживаться магистральные тепловые сети. В целом как с энергетической, так и с экономической точек зрения полный перевод абонентов ТЭЦ в неотапительный период на теплоснабжение от ТНУ в рассмотренных граничных условиях нецелесообразен, несмотря на то, что расход газа на ТЭЦ несколько снизится, что дает определенный экологический эффект в том случае, если электроэнергия для ТНУ производится с помощью безуглеродных технологий, например, на АЭС.

Поскольку в реальных условиях перевод всех абонентов ТЭЦ одновременно в неотапительный период на теплоснабжение от ТНУ невозможен, то следует сопоставлять выгоду от снижения платежей потребителей в неотапительный период за тепловую энергию, получаемую от ТЭЦ, и увеличения платежей за тепловую энергию, получаемую от ТНУ.

Это требует детальных технико-экономических расчетов себестоимости тепловой энергии, получаемой с помощью ТНУ в неотапительный период, и возможных тарифов на такую энергию для конкретных локальных ИТП (систем теплоснабжения в зданиях).

ЭФФЕКТ У ПОТРЕБИТЕЛЯ ОТ ВНЕДРЕНИЯ ТНУ

Экономическая эффективность у потребителя возникает за счет экономии затрат на энергообеспечение в результате замены (частично или полностью) источника получения тепловой энергии. Причем, эта экономия должна быть достаточной, чтобы в приемлемые сроки скомпенсировать все затраченные инвестиционные вложения на изменение источника энергообеспечения. В связи с этим, необходимо определить: затраты жильцов дома на оплату потребленной тепловой энергии от центральных сетей на отопление и подготовку горячей воды; затраты на оплату потребленной электрической энергии; состав и количество капитальных затрат на изменение источника энергообеспечения. Среднегодовые затраты (на примере 100-квартирного дома проведен сценарный анализ эффективности использования ТНУ) на энергообеспечение дома определялись, на основе счетов за оплату потребленной тепловой и электрической энергии. В среднем, дому необходимо 781 Гкал/год тепловой энергии (ТЭ) на отопление и ГВС, что в денежном выражении составляет 877,4 тыс. леев в год. В соответствие с этим, необходимые капитальные затраты, с учетом стоимости проектных, монтажных и пусконаладочных работ, при стоимости 1 кВт тепловой мощности ТНУ, равной 400 евро, составят 700 тыс. леев. В состав эксплуатационных затрат после модернизации входят: электрическая энергия, потребляемая ТНУ в течение года, денежные средства, которые необходимо заплатить поставщику услуг, так как, в данной схеме ТНУ вырабатывает, в среднем, 42,3% от, необходимой дому, ТЭ. После модернизации затраты дома за ТЭ составят 676,8 тыс. леев в год. Таким образом, простой срок окупаемости капитальных затрат составил 3,5 года.

ВЫВОДЫ

1. Схема системы теплоснабжения с ТЭЦ и ТН, в которой тепловые насосы получают теплоту от обратной сетевой воды и из окружающего воздуха обеспечивает экономию электроэнергии, природного газа, и средств на оплату счетов у потребителей.

2. Схема теплового насоса на диоксиде углерода должна включать в себя как минимум, два компрессора (или один двухступенчатый компрессор) и один или два эжектора.

3. Включение переохладителя хладагента после газоохладителя может обеспечить регулирование режима работы испарителя в канале наружного воздуха в широком диапазоне температур.

4. Внутренний теплообменник теплового насоса и газоохладитель должны быть выполнены с переменной площадью теплообмена.

5. Внедрение ТНУ по предложенной схеме может быть экономически эффективным для новых тепловых потребителей, подключаемых к ТЭЦ или котельным, а также приводить к уменьшению дополнительного расхода топлива на источнике, необходимого для теплоснабжения вновь подключаемых потребителей, однако это требует проведения более тщательных и конкретных технико-экономических расчетов.

Результаты были получены в рамках проекта Госпрограммы с номером 20.80009.7007.18: «Эко-инновационные технические решения по снижению энергопотребления зданий и разработка опций по развитию интеллектуальных сетей с высокой интеграцией ВИЭ в Молдове»

APPENDIX1 (ПРИЛОЖЕНИЕ)

¹**Fig. 1.** Block diagram of a building space heating system. (1 – CHP, 2 – Tap water heater, 3- Heat pump).

²1. Pipeline of direct network water after the mixing unit of reverse network water. 2. The return pipe network after the selection of heat by the evaporator. 3. The heating system of the first part of the building, 4 - primary circuit of the heat pump evaporator ТН. 5. Secondary circuit of the evaporator VT. 6. Evaporator of the outdoor air circuit. 7. Heat pump. 8. The primary circuit of the gas cooler TN. 9. The secondary circuit of the gas cooler TN. 10. Dry tower "carbon dioxide-air". 11. Pump of the heating system of the second half of the building. 12. The second half of the heated building. (A, B - see Fig. 1). 13- heat exchanger "water-air".

Fig. 2. Scheme for selection of low-grade heat by a heat pump from the return network water and air during the heating period.

²**Fig.3.** 1-1, 1-2 - compressors, 2 - refrigerant gas cooler of the first compressor stage, 3 - gas cooler for the heating system, 4 - refrigerant aftercooler, 5, 6 - evaporator pressure regulators, 7,11 - refrigerant flow regulators through evaporators, 8 and 12 - receivers for stabilizing the operating modes of controllers 7 and 11, 9, 13 - steam superheat controllers after evaporators 10 and 14, 15 - an ejector (mixer) with an adjustable drive 16, 17 - a battery (aka liquid separator), 18 - an internal heat exchanger . The red numbers correspond to the points on the thermodynamic cycle diagram of the VT

³**Fig. 3. Simplified heat pump design.**

⁴**Fig 4.** Heat pump cycle.

⁵**Table 1.** The parameters of the regime for the climatic conditions of the city of Chisinau after reconstruction of the heat supply system using heat pumps.

БИБЛИОГРАФИЯ (REFERENCES)

- [1] Redko A.A., Taradai A.M., Chernokriluik V.V., Esin T.S. Kombinirovannie sistemi teplosnabjenia s vozobnovliaemimi istochnikami tepla. [Parameters of a Heat Supply System at a Lower Temperature Chart], Enegrosberejenie, energetika, energoaudit [Energy saving, energetics, energy audit]. 199(29)2014, p.42-46. <http://eee.khpi.edu.ua/article/view/33556/30109> , accessed 19.02.2020
- [2] Ogurechnikov L.A. Resursosberegaiuschaia kombinirovannaia sistema teplosnabjenia. [Resources saving combined heat supply system]. https://vodapol.ru/Arts/Resursosberegayushaya_sistema.php , accessed 19.02.2020.
- [3] Musabekov R.A., Abilidinova S.K., Rasmuhametova A.S. Effektivnosti system centralizovannogo teplosnabjenia v usloviah sovместnogo ispolizovania teolovih nasosov. [Efficiency of district heating systems under conditions of joint usage of heat pumps]. Vestnik AUES [Herald of AUEC] Almaty: AUEC, 2017.- №1(36). - p.5-19.
- [4] Nozdrenko G.V. Kompleksnii exergeticheskii analiz energoblokov TES s novimi tehnologiami [Complex exergetic analysis of CHP with new technologies] Novosibirsk, 2009.
- [5] Frantseva A.A. Optimizatsionnie issledovania TETS s gazosetevimi podogrevateliami. [Optimization studies of thermal power plants with a gas network heater and freon thermotransformers]. Novosibirsk, 2015. https://nrty.pф/files/dissertations/dissertaciya_frauceva_142916052027.pdf (accessed 21.03.2020).
- [6] Østergaard P.A., Andersen A.N. Booster heat pumps and central heat pumps in district heating. Applied Energy 184 (2016) 1374–1388.
- [7] Pieper H, Ommen T., Elmegaard B., Markussen W.B. Assessment of a combination of three heat sources for heat pumps to supply district heating. Energy 176 (2019) 156-170.

- [8] Sayegh M.A., Jadwiszczak P., Axcell B.P., Niemierka E., Brys K., Jouhara H. Heat pump placement, connection and operational modes in European district heating. *Energy & Buildings* 166 (2018) 122–144.
- [9] Ovsiannik A.V., Matsko I.I., Rychter O.L., Bobovich S.O. Perspektivi primenneniya teplonasosnih tehnologii d teplofikatsionnom komplekse goroda Gomelia [Prospects for the use of heat pump technologies in the heating complex of the city of Gomel]. <https://elib.gstu.by/bitstream/handle/220612/10175/%D0%9E%D0%B2%D1%81%D1%8F%D0%BD%D0%BD%D0%B8%D0%BA%2C%20%D0%90.%20%D0%90.%20%D0%9F%D0%B5%D1%80%D1%81%D0%BF%D0%B5%D0%BA%D1%82%D0%B8%D0%B2%D1%8B...pdf?sequence=1&isAllowed=y> (accessed 21.03.2020).
- [10] Rony R.U., Yang H., Krishnan S., Song J. Recent Advances in Transcritical CO₂ (R744) Heat Pump System: A Review. *Energies* 2019, 12, 457; doi:10.3390/en12030457.
- [11] Ma Yitai, Liu Zhongyan, Tian Hua A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles. *Energy*. 55 (2013), p.156-172.
- [12] Ommen T.S. (2015). *Heat Pumps in CHP Systems: High-efficiency Energy System Utilizing Combined Heat and Power and Heat Pumps*. DTU Mechanical Engineering. DCAMM Special Report, No. S187.
- [13] Østergaard P.A., Andersen A.N. Economic feasibility of booster heat pumps in heat pump-based district heating systems. *Energy* 155(2018), 921-929.
- [14] Ommen T., Markussen W.B., Elmegaard B., Heat pumps in combined heat and power systems, *Energy* 76 (2014) 989–1010. <https://doi.org.1016/j.energy.2014.09.016>.
- [15] Tatarinova N.V., Suvorov D.M., Shempelev A.G. Approaches to building computational mathematical models based on the flow and power characteristics of cogeneration steam turbine stages and compartments. International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM 2017). St. Petersburg, Russia, 2017, pp. 1-6. doi: 10.1109/ICIEAM.2017.8076463
- [16] Armin Hafner and Krzysztof Banasiak 2016 J. Phys.: Conf. Ser. 745 032157.
- [17] Groll E.A., Kim, J.H., 2007. Review of recent advances toward transcritical CO₂ cycle technology. *HVAC&R Research*, 13(3):499-520.

Сведения об авторах.



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



Журавлев Анатолий Александрович – кандидат технических наук, в.н.с. лаборатории «Энергетической эффективности и возобновляемых источников энергии» института энергетике. Область научных интересов: микропроцессорные системы управления, промышленная автоматика. E-mail: AZhur5249@mail.ru



Суворов Дмитрий Михайлович, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой теплотехники и гидравлики ВятГУ. Область научных интересов - повышение эффективности работы ТЭЦ. E-mail: dmilar@mail.ru



Суших Виктор Михайлович, доцент кафедры теплотехники и гидравлики ВятГУ. Научные интересы - энергетическая эффективность. E-mail: vimis608@gmail.com