

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2023-66-1-30-43>

УДК 697.343

Оценка эффективности регенерации тепловых отходов в продуваемых непроходных каналах теплотрасс

В. А. Седнин¹⁾, Т. В. Бубырь¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2023
Belarusian National Technical University, 2023

Реферат. Для повышения энергетической эффективности тепловых сетей с теплопроводами, размещенными в непроходных каналах, разработано схемно-структурное решение регенеративно-утилизационного использования тепловых отходов, возникающих при транспорте тепловой энергии. Ввиду сложности создания натурной экспериментальной установки в исследовании применена виртуальная, реализованная средствами программного комплекса Ansys, на которой выполнен активный численный эксперимент. Получены регрессионные уравнения для расчета интенсивности теплоотдачи от трубопроводов и ограждающих конструкций канала при заданном изменении типоразмера, длины каналов и трубопроводов для различных температур наружного воздуха и грунта, характерных для отопительного и межотопительного периодов. Проведены статистический анализ, верификация и валидация указанных регрессионных соотношений, получены двумерные сечения гиперповерхностей в исследованном диапазоне изменения управляемых факторов. Представлены результаты численного моделирования рабочих режимов принудительной вентиляции непроходных каналов теплотрасс с определением плотности тепловых потоков от грунта и трубопроводов сетевой воды, расхода воздуха, мощности вытяжных вентиляторов. При этом принимались следующие условия: скорость потока воздуха не выше 8 м/с, длина участка теплопровода обеспечивает температуру воздуха на выходе из канала, при которой не происходит увеличение потерь теплоты от трубопроводов сетевой воды к грунту при штатных режимах эксплуатации теплосетей. Исследована энергетическая эффективность утилизации теплоты, рассеиваемой трубопроводами сетевой воды и охлаждения грунта в непроходных каналах теплотрасс, путем интенсификации их вентиляции и применения теплонасосного оборудования в концевых точках каналов для нагрева сетевой воды в зависимости от геометрических характеристик участка теплотрассы, температуры воздуха, грунта и сетевой воды установки на центральных тепловых пунктах или непосредственно на теплоисточниках. Выявлен потенциал энергосбережения для систем централизованного теплоснабжения с различными видами теплоисточников и объединенной энергосистемы при утилизации тепловых потоков от грунта и теплопроводов, проложенных в непроходных каналах. На базе энергосберегающего потенциала проведена технико-экономическая оценка и определены условия экономической целесообразности реализации предложенного технического решения.

Ключевые слова: грунт, моделирование, статистический анализ, сетевая вода, тепловые сети, теплоотдача, теплопроводы, утилизация, численный эксперимент, энергетическая эффективность

Для цитирования: Седнин, В. А. Оценка эффективности регенерации тепловых отходов в продуваемых непроходных каналах теплотрасс / В. А. Седнин, Т. В. Бубырь // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2023. Т. 66, № 1. С. 30–43. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2023-66-1-30-43>

Адрес для переписки

Седнин Владимир Александрович
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65/2,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 293-92-16
sednin@bntu.by

Address for correspondence

Sednin Vladimir A.
Belarusian National Technical University
65/2, Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 293-92-16
sednin@bntu.by

Assessment of the Efficiency of Thermal Waste Regeneration in the Blown Impassable Channels of Heating Mains

V. A. Sednin¹⁾, T. V. Bubyr¹⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. To solve the problem of increasing the energy efficiency of thermal networks with heat pipelines located in impassable channels, a schematic and structural solution for the rational utilization of thermal waste generated during the transport of thermal energy has been developed. Due to the complexity of creating a full-scale experimental installation, a virtual experimental installation created by means of the Ansys software package was used in the study, on which an active numerical experiment was performed. Regression equations have been obtained for calculating the intensity of heat transfer from pipelines and channel enclosing structures with a given change in the size, length of channels and pipelines for various outdoor and ground temperatures characteristic of the heating and inter-heating periods. Statistical analysis, verification and validation of the obtained regression correlations were carried out, two-dimensional hypersurface cross-sections were obtained in the studied range of controlled factors. The results of numerical simulation of the operating modes of forced ventilation of impassable channels of heating mains with determination of the density of heat flows from the ground and mains water pipelines, air flow and the corresponding exhaust fan capacities have been presented. The following conditions in this case were accepted: the air flow rate is not higher than 8 m/s, the length of the heat pipeline section ensures the air temperature at the outlet of the channel at which there is no increase in heat losses from mains water pipelines to the ground under normal operating conditions of heating networks. The energy efficiency of heat utilization dissipated by mains water pipelines as well as ground cooling in impassable heating mains channels was investigated by intensifying their ventilation and using heat pump equipment at the end points of the channels for heating mains water, depending on the geometric characteristics of the heating mains section, air temperature, soil and mains water installations at central heating points or directly at heat sources. The potential of energy saving for district heating systems with various types of heat sources and the combined power system during the utilization of heat flows from the ground and heat pipelines laid in impassable channels has been identified. On the basis of the energy-saving potential, a technical and economic assessment was carried out and the conditions for the economic feasibility of implementing the proposed technical solution were determined.

Keywords: soil, modeling, statistical analysis, network water, heating networks, heat transfer, heat pipelines, utilization, numerical experiment, energy efficiency

For citation: Sednin V. A., Bubyr T. V. (2023) Assessment of the Efficiency of Thermal Waste Regeneration in the Blown Impassable Channels of Heating Mains. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 66 (1), 30–43. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-66-1-30-43> (in Russian)

Введение

Регенерация потоков теплоты, рассеиваемой трубопроводами сетевой воды при транспорте тепловой энергии в системах централизованного теплоснабжения, утилизация теплоты охлаждения грунта и наружного воздуха выбраны объектом данного исследования. В качестве целевой функции принята зависимость для снижения потребления первичного энергоресурса, которым в большинстве теплогенерирующих источников является природный газ. Несмотря на то что с вводом в эксплуатацию Белорусской АЭС доля природного газа в приходной части энергобаланса энерго-

системы должна уменьшиться с 97 до 59 %, задача по ее снижению остается актуальной.

Для систем централизованного теплоснабжения важно сокращение финансовых затрат, в первую очередь путем экономии топлива на разных стадиях производства, транспорта и потребления тепловой энергии. Это возможно также за счет регенерации потоков теплоты, рассеиваемой трубопроводами сетевой воды, утилизации теплоты охлаждения грунта и переохлаждения наружного воздуха в условиях применения теплотрасс с непроходными каналами путем размещения в концевых точках теплотрасс на тепловых пунктах (ТП) вытяжных вентиляторов и теплонасосных установок (ТНУ) [1]. Теплотрассы в непроходных каналах занимают значительную часть в сетевых районах, например, в системе теплоснабжения г. Витебска их удельный вес составляет до 50 %. В ряде случаев от них нецелесообразно отказываться, и очевидно, что в обозримом будущем они сохранятся на сетевых районах и промышленных предприятиях. В качестве ТНУ рассматривается парокompрессионный тепловой насос. Косвенный эффект – увеличение потребления электроэнергии в системе теплоснабжения, что актуально при возникшем профиците электрогенерирующих мощностей в энергосистеме.

Для решения обозначенной задачи проведено планирование эксперимента, в рамках которого установлены определяющие факторы и диапазоны их изменения (46 точек для исследования влияния шести факторов) [1, 2]:

- длина участка теплотрассы ($L = 20\text{--}100$ м);
- эквивалентный диаметр участка теплотрассы ($D_{\text{мод}} = 0,093\text{--}0,430$), учитывающий геометрию канала в продольном и поперечном сечениях;
- скорость воздуха ($\omega = 0,5\text{--}10$ м/с);
- температура прямой и обратной сетевой воды соответственно: ($t_{\text{псв}} = 65\text{--}115$ °С, $t_{\text{осв}} = 39\text{--}58$);
- температура входящего воздуха ($t_{\text{вх.вз}} = -24\text{--}8$ °С);
- температура грунта ($t_{\text{гр}} = 7,0\text{--}13,1$ °С).

Создание адекватной экспериментальной установки, обеспечивающей проведение эксперимента, в соответствии с установленными в ходе планирования требованиями в принципе невозможно, поэтому разработана виртуальная экспериментальная установка на платформе программного комплекса Ansys [3].

Получены уравнения регрессии, позволяющие установить [4–6]:

- мощность потока теплоты, рассеиваемой трубопроводами сетевой воды;
- мощность потока теплоты процесса теплопереноса между грунтом, прилегающим к каналу, и воздухом, протекающим внутри канала;
- мощность интегрального потока теплоты для процессов теплопереноса, протекающих между потоком воздуха с трубопроводами сетевой воды и грунтом через ограждающие конструкции канала;
- потери напора при движении потока воздуха внутри канала.

Общий вид уравнений регрессии

$$\begin{aligned}
 Y_i = & \delta_0 + \delta_1 L + \delta_2 L^2 + \delta_3 D_{\text{мод}} + \delta_4 D_{\text{мод}}^2 + \delta_5 \omega + \delta_6 \omega^2 + \delta_7 t_{\text{св}} + \\
 & + \delta_8 t_{\text{св}}^2 + \delta_9 t_{\text{вх.вз}} + \delta_{10} t_{\text{вх.вз}}^2 + \delta_{11} t_{\text{гр}} + \delta_{12} t_{\text{гр}}^2 + \delta_{13} L D_{\text{мод}} + \delta_{14} L \omega + \\
 & + \delta_{15} L t_{\text{св}} + \delta_{16} L t_{\text{вх.вз}} + \delta_{17} L t_{\text{гр}} + \delta_{18} D_{\text{мод}} \omega + \delta_{19} D_{\text{мод}} t_{\text{св}} + \delta_{20} D_{\text{мод}} t_{\text{вх.вз}} + \\
 & + \delta_{21} D_{\text{мод}} t_{\text{гр}} + \delta_{22} \omega t_{\text{св}} + \delta_{23} \omega t_{\text{вх.вз}} + \delta_{24} \omega t_{\text{гр}} + \delta_{25} t_{\text{св}} t_{\text{вх.вз}} + \delta_{26} t_{\text{св}} t_{\text{гр}} + \delta_{27} t_{\text{вх.вз}} t_{\text{гр}}.
 \end{aligned}$$

Значения коэффициентов этих уравнений приведены в табл. 1 [4, 7].

Таблица 1

Значения коэффициентов в уравнениях регрессии

Values of coefficients in regression equations

Коэффициент уравнения регрессии	Функция отклика для расчета				Удельные потери напора на участке Y_5 , Па/м
	Мощность удельного теплового потока, Вт/м ²				
	суммарного $q_{\text{вз}}$	от прямой сетевой воды $q_{\text{псв}}$	от обратной сетевой воды $q_{\text{осв}}$	от грунта $q_{\text{гр}}$	
δ_0	64,00000	2,09	0,83	7,20	-0,164
δ_1	-0,239	0,115	0,0546	-0,178	0,000296
δ_2	0,00216	-0,000268	-0,0002	0,000682	1,96E-06
δ_3	-103,0	12,7	10,6	-14,8	0,307
δ_4	154,00	-0,319	-5,58	81,00	2,48
δ_5	-0,565	0,500	0,508	5,320	0,126
δ_6	-0,141	-0,0441	-0,0425	-0,394	0,00476
δ_7	-0,71	0,088	0,095	-0,313	-0,00192
δ_8	0,00487	0,00125	-3,73E-06	0,00150	1,05E-05
δ_9	-1,49	-0,159	-0,217	-2,97	-0,000290
δ_{10}	0,0134	0,00213	0,00084	0,0061	3,69E-05
δ_{11}	0,065	-0,479	-0,237	2,06	-0,00459
δ_{12}	0,168	0,0271	0,0109	0,0450	0,000291
δ_{13}	-0,295	-0,246	-0,129	0,234	-0,00113
δ_{14}	0,0193	0,000586	0,00062	0,00530	-7,5E-05
δ_{15}	-0,000450	-0,000402	-9,3E-05	-6,4E-05	-7,5E-08
δ_{16}	0,00538	0,000288	0,000355	0,00253	1,7E-07
δ_{17}	-0,00571	-0,00016	-0,00026	-0,00269	-5,3E-07
δ_{18}	3,22	0,000550	-0,084	-4,06	-0,457
δ_{19}	0,125	0,138	0,061	0,0368	-7,9E-05
δ_{20}	0,164	-0,270	-0,226	3,55	0,00508
δ_{21}	-0,595	0,070	0,072	-3,57	-0,0004
δ_{22}	0,00280	0,00127	0,000465	0,000384	1,6E-06
δ_{23}	-0,087	-0,00197	-0,00225	-0,087	-0,00022
δ_{24}	0,086	0,00094	0,00166	0,090	1,52E-05
δ_{25}	0,00081	-0,00031	-1,8E-05	-0,000240	1,9E-07
δ_{26}	-0,0111	0,000505	0,000572	0,00357	3,96E-06
δ_{27}	-0,00179	-0,00024	-6,5E-05	-0,00212	1,85E-06

Для анализа регрессионных зависимостей построены двумерные сечения гиперповерхностей, соответствующих полученным уравнениям регрессии при зафиксированных значениях тех или иных факторов [7]. Проведены верификация и валидация регрессионных соотношений. Они могут использоваться для расчетов характеристик при проектировании, поскольку охватывают основной набор теплотрасс в непроходных каналах [7]. В этом контексте не требуется обобщений указанных уравнений в виде критериальных зависимостей, что облегчает задачу специалистам.

В качестве основных критериев при оптимизации разработанного технического решения принимались экономия топлива и срок возврата инвестиций [8]. Оптимизация выполнялась в области, определяемой следующими ограничениями параметров:

- скорость потока воздуха в канале теплотрассы до 8 м/с (из-за возможности возникновения недопустимого шума при более высокой скорости);
- мощность используемых вентиляторов до 20 кВт (при превышении этой величины велика вероятность, что температура нагрева потока воздуха в непроходном канале теплотрассы достигнет температуры грунта или ее превысит, что приведет к увеличению теплопотерь).
- отопительный коэффициент ТНУ, температура охлаждаемого воздуха и нагреваемой сетевой воды выбирались таким образом, чтобы обеспечивать условие, при котором затраты электроэнергии на привод ТНУ не превышают увеличение количества теплоты, передаваемой потребителю.

В исследовании рассмотрены непроходные каналы теплотрасс с диаметром теплопровода 80–1000 мм, используемые в тепловых сетях централизованного теплоснабжения городов Беларуси. В табл. 2 приведены данные об участках тепловых сетей с непроходными каналами для системы централизованного теплоснабжения Витебска.

Таблица 2

Участки тепловых сетей с непроходными каналами для системы централизованного теплоснабжения Витебска длиной 100 м и более
Sections of heating networks with impassable channels for the Vitebsk district heating system which length is 100 m or more

Диаметр теплопровода, мм	80	100	125	150	200	250	300	350
Количество участков, шт.	62	82	45	92	70	60	51	5
Диаметр теплопровода, мм	400	450	500	600	700	800	900	1000
Количество участков, шт.	45	1	76	44	55	10	7	10

Для демонстрации полученных результатов из представленного ряда выбраны участки с диаметром теплопровода 80, 125, 150, 200 мм.

Основная часть

На первом этапе численного эксперимента для выбранных участков теплотрассы непроходного канала с помощью соотношений из [3] вычисляются определяющие размеры и живые сечения. Далее по представленным выше уравнениям регрессии по характерным для каждого месяца вы-

бранного климатического района (табл. 3) температурам воздуха, грунта и сетевой воды в соответствии с температурным графиком источника для каждого участка теплотрассы определяется скорость потока продуваемого воздуха, производится расчет мощностей потоков теплоты, рассеиваемой трубопроводами сетевой воды, мощностей потоков теплоты процесса теплопереноса между грунтом, прилегающим к каналу, и воздухом, протекающим внутри канала, мощностей интегральных потоков теплоты для процессов теплопереноса, протекающих между потоком воздуха с трубопроводами сетевой воды и грунтом через ограждающие конструкции канала, а также потерь напора при движении потока воздуха внутри канала. Расчет для каждого участка теплотрассы принудительно заканчивается, если температура нагрева вентилируемого воздуха достигает температуры грунта, тем самым определяется допустимая длина этого участка.

Таблица 3

Характерная температура окружающего воздуха и грунта для Витебска**The characteristic temperature of the surrounding air and soil for Vitebsk**

Параметр	Период							
	Январь	Февраль	Март	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь	Межотопительный
Температура окружающего воздуха, °С	-5,9	-4,8	-0,5	11,7	6,2	0,5	-3,8	14,16
Температура грунта, °С	4,7	3,8	3,2	13	11,5	9,0	6,6	8,54

Если длина участка канала превышает значение, предусмотренное уравнением регрессии, участок разбивают на отрезки требуемой длины, при этом характеристики потока воздуха на входе каждого последующего отрезка соответствуют расчетным характеристикам потока воздуха на выходе предшествующего отрезка. Погрешность такого подхода не превышала 15–20 %. Результаты расчетов определяющих величин для перечисленных диаметров теплотрасс и характерных температур приведены на рис. 1, 2.

По полученным данным можно оценить мощность вытяжного вентилятора для каждого характерного периода года и выбрать нагнетатель, оснащенный частотным приводом, ввиду значительного изменения расхода воздуха. Затем определяют мощность доступных для утилизации низкотемпературных потоков теплоты, по температуре охлаждения воздуха рассчитывают отопительный коэффициент ТНУ, его электрическую и тепловую мощность для заданного отрезка времени.

По данным [9], для отопительного коэффициента пароконденсационной ТНУ в интервале температур до -20 °С путем аппроксимации получена зависимость вида

$$COP_{hp} = 0,90 \cdot 10^{-3} t_{oc}^2 + 0,056 t_{oc} + 3,13,$$

для которой погрешность не превышает 1,4 %, а коэффициент детерминации 0,9971.

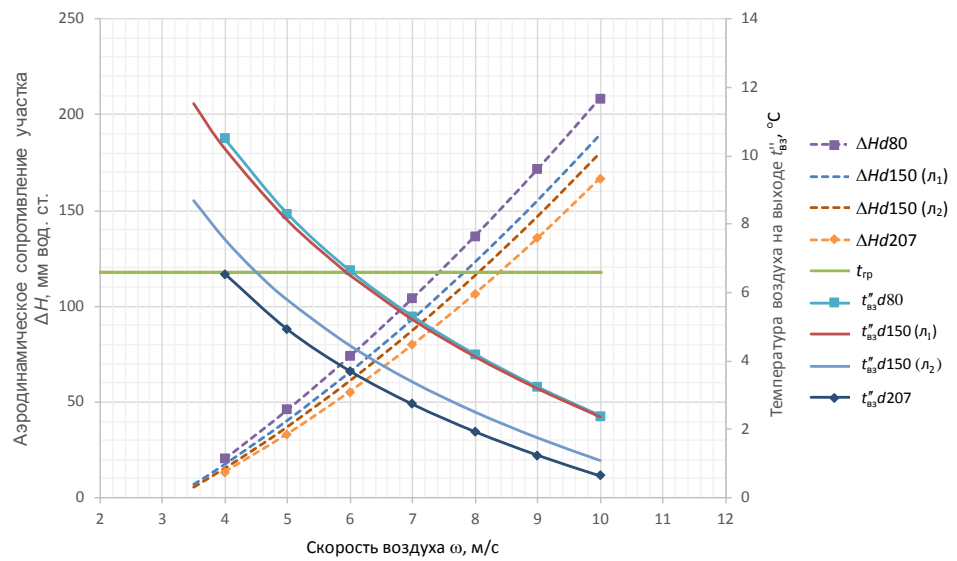


Рис. 1. Аэродинамическое сопротивление участка, обеспечивающая требуемую температуру нагрева воздуха, для различных диаметров трубопроводов ($d80-d207$; l_1, l_2 – лотки различных типоразмеров для трубопроводов одного диаметра) при длине участка 150 м для декабря

Fig. 1. The aerodynamic drag of the section and the air pumping speed which provides the required air heating temperature for various pipeline diameters ($d80-d207$; l_1, l_2 – trays of various sizes for one pipeline diameter) when the section length is 150 m for December

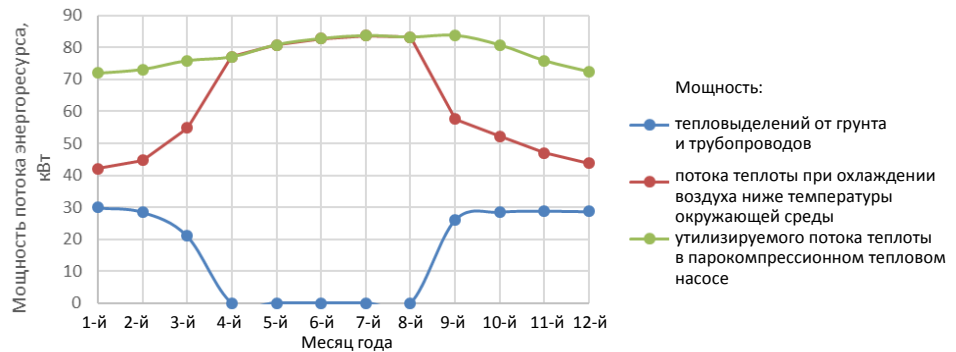


Рис. 2. Мощность низкотемпературных потоков теплоты в исследуемой системе утилизации

Fig. 2. The power of low-temperature heat flows in the recycling system under study

В табл. 4 приведены основные характеристики процесса утилизации тепловыделений и мощности привода ТНУ в непроходном канале при диаметре трубопровода 200 мм и длине 200 м в зависимости от средней температуры месяца при температурном графике центрального регулирования отпуска тепловой энергии 120/70 °С с верхней срезкой 105 °С. На рис. 3 представлено сравнение мощностей потоков теплоты при принудительной вентиляции канала при охлаждении воздуха ниже температуры окружающей среды и постоянной мощности ТНУ.

Таблица 4

**Среднемесячные характеристики утилизируемого теплового потока
и мощности привода теплонасосной установки в канале теплопровода
диаметром 200 мм, длиной 200 м**

**Average monthly characteristics of the heat flow to be disposed
and of the drive power of the heat pump unit in a channel
with a heat pipe diameter of 200 mm and a length of 200 m**

Параметр	Период							
	Январь	Февраль	Март	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь	Межотопительный
Температура воздуха на входе в теплонасосную установку, °С	4,70	3,80	3,20	13,00	11,50	9,00	6,60	8,54
Температура воздуха на выходе из теплонасосной установки (охлаждение), °С	-21,10	-18,40	-13,50	-1,93	-6,16	-13,50	-19,90	-3,50
Мощность утилизируемого потока теплоты, кВт	72,0	73,1	75,9	83,7	80,7	75,9	72,4	81,5
в том числе мощность потока теплоты процесса нагрева воздуха в канале, кВт	29,9	28,5	21,0	26,1	28,5	28,9	28,7	0
Отопительный коэффициент COP_{hp}	2,36	2,41	2,54	3,03	2,82	2,54	2,38	2,88
Мощность электропривода теплонасосной установки, кВт	53,0	51,9	49,1	41,3	44,3	49,1	52,6	43,5

Анализ температуры сетевой воды ГПО «Витебскэнерго» за 2015–2017 гг. показывает, что температура ОСВ для средней температуры отопительного сезона близка к 45 °С, а ее максимальное значение 60,2 °С зафиксировано при температуре наружного воздуха –28 °С. Согласно данным климатологии, такая низкая температура наружного воздуха имеет стояние не более 3 ч в год [10], а средняя продолжительность отопительного сезона составляет 202 сут. (4818 ч). Исходя из этого, расчеты проводились по средним температурам наружного воздуха для каждого месяца отопительного периода, а температура ОСВ, которая является в данном случае в ТНУ теплоприемником, принималась равной 45 °С.

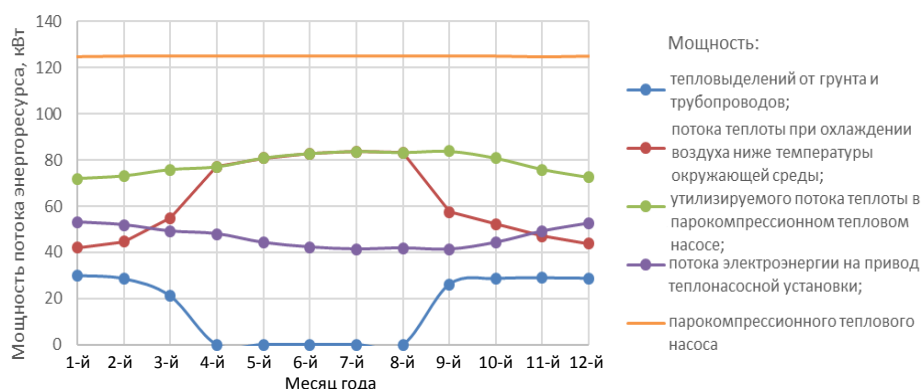


Рис. 3. Характер изменения среднемесячных тепловых потоков и мощности электропривода теплопровода диаметром 200 мм, длиной 200 м

Fig. 3. The nature of the change in the average monthly heat flows and of the power of the electric drive of the heat pipeline with a diameter of 200 mm and a length of 200 m

На основе данных о расходе и температуре потока воздуха, поступающего на ТПУ по характерным месяцам отопительного и межотопительного периодов, значений COP_{hp} определяли температуру охлаждения воздуха в ТНУ так, чтобы мощность последнего в течение года практически не изменялась (рис. 3, зеленая линия). В межотопительный период воздух поступает в ТНУ с помощью вентилятора из окружающей среды и охлаждается. Таким образом максимально используют номинальную мощность ТНУ. Температура всего потока сетевой воды изменяется незначительно, поскольку его расход больше, чем необходимо ТНУ. Нагрев воды в ТНУ осуществляется в диапазоне 60–90 °С [11–16].

На втором этапе выполнена технико-экономическая оценка разработанного решения. В табл. 5 приведены основные экономические параметры исследуемой системы: стоимость оборудования, налоговые отчисления, тарифы на энергоресурсы и др.

Расчетная зависимость для системной экономии топлива определяется исходя из вида теплогенерирующего источника системы теплоснабжения:

– в случае районной котельной имеем

$$\Delta B = Q_{\text{ТНУ}} b_{\text{ср.энергосист}} - W_{\text{эз}} b_{\text{замык.ист}};$$

– для ТЭЦ соответственно

$$\Delta B = Q_{\text{ТНУ}} (b_{\text{ср.энергосист}} - w_{\text{ср.энергоист}}) - W_{\text{эз}} b_{\text{замык.ист}},$$

где $Q_{\text{ТНУ}}$ – теплопроизводительность ТНУ, ГДж/ч; $b_{\text{ср.энергосист}}$ – удельный расход условного топлива на производство тепловой энергии на теплоисточнике, кг/ГДж; $w_{\text{ср.энергоист}}$ – удельная выработка электроэнергии на тепловом отборе, средняя по энергосистеме, кВт·ч/ГДж; $W_{\text{эз}}$ – затраты электроэнергии на привод ТНУ и вентилятора, кВт·ч; $b_{\text{замык.ист}}$ – удельный расход условного топлива на производство электроэнергии на замыкающем конденсационном электрогенерирующем источнике, кг/(кВт·ч).

Таблица 5

Исходные данные для технико-экономической оценки

Initial data for technical and economic assessment

Параметр	Численное значение
Тариф на покупку природного газа, руб./тыс. м ³	400
Ставка рефинансирования Национального банка Республики Беларусь, %	30
Годовая процентная ставка по кредиту, %	8,0
Средневзвешенная ставка дисконтирования, %	7,75
Низшая теплота сгорания природного газа, МДж/м ³	33,7
Теплота сгорания условного топлива, МДж/кг	29,3
Курс доллара Национального банка Республики Беларусь на 26.07.2021, руб./дол.	2,5136
Удельный расход условного топлива на производство электроэнергии на замещающей электростанции, г/(кВт·ч)	240
Удельный расход условного топлива на производство тепловой энергии на теплоисточнике, кг/ГДж	39,86
Удельная стоимость капитальных затрат на модернизацию теплового пункта, руб./кВт	1160
Удельные текущие затраты на эксплуатацию оборудования без учета потребления энергоресурсов, руб./кВт	232

На рис. 4–6 представлены результаты численного исследования на примере канала теплотрассы диаметром 200 мм в пределах изменения длины участка от 100 до 300 м, присоединенного к центральному тепловому пункту, для системы теплоснабжения, источником теплоты в которой выступает районная котельная. Влияние мощности ТНУ на системную экономию топлива и сроки возврата инвестиций представлено на рис. 4 и 5, на рис. 6 отражен характер изменения сроков возврата инвестиций и годовой системной экономии для участка теплотрассы длиной 200 м.

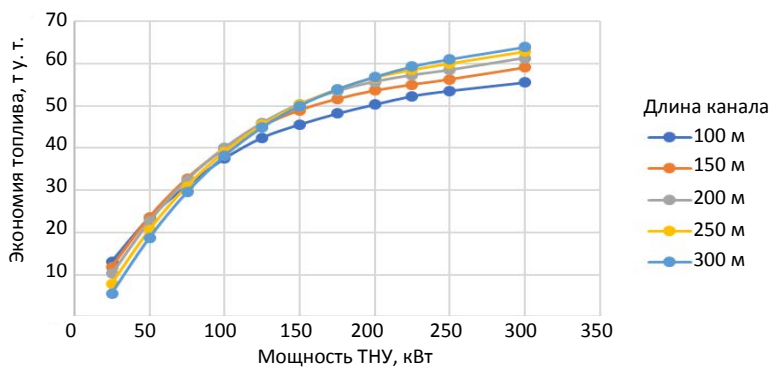


Рис. 4. Влияние мощности теплонасосной установки на системную экономию топлива для канала теплотрассы диаметром 200 мм

Fig. 4. The effect of the heat pump unit power on the system fuel economy for the heating main channel with a diameter of 200 mm

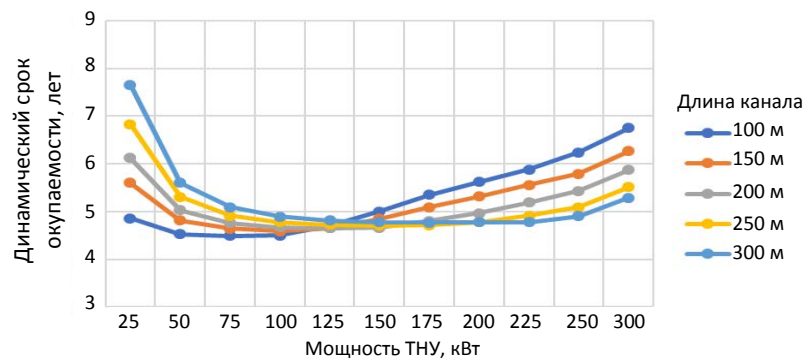


Рис. 5. Влияние мощности теплонасосной установки на динамический срок возврата инвестиций для теплотрассы диаметром 200 мм

Fig. 5. Influence of the heat pump unit capacity on the dynamic return on investment period for heating mains with a diameter of 200 mm

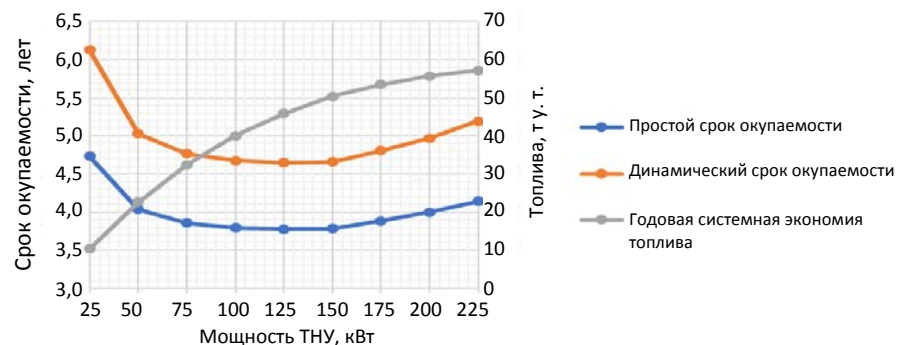


Рис. 6. Влияние мощности теплонасосной установки на срок окупаемости и системную экономию для участка канала теплотрассы диаметром 200 мм, длиной 200 м

Fig. 6. Influence of the heat pump unit capacity on payback periods and system savings for a section of a heating main channel with a diameter of 200 mm and a length of 200 m

Эффект от повышения мощности ТНУ, равный $\pm 50\%$ при мощности 25 кВт, с увеличением длины теплопровода сглаживается и при мощности выше 50 кВт составляет менее $\pm 10\%$ (рис. 4). Динамический срок возврата инвестиций (рис. 5) практически во всем диапазоне исследования находится в интервале 4,5–7,0 года и не превышает 8 лет для мощности 25 кВт, т. е. выполняется ограничение по сроку возврата инвестиций для энергосберегающих проектов в Беларуси. Характер изменения сроков окупаемости и экономии топлива (рис. 6) показывает наличие области минимумов в пределах изменения мощности ТНУ от 75 до 175 кВт.

Из анализа полученных данных следует, что экономия инвестиций несколько выше на теплотрассах больших диаметров, что ожидаемо. В то же время независимо от длины участка для каждого диаметра теплотрассы имеется оптимальная мощность ТНУ. Так, для теплотрассы диаметром 200 мм это диапазон 110–150 кВт. Суммарный энергосберегающий эффект для системы централизованного теплоснабжения Витебска составляет 6,38 тыс. т у. т. в год при инвестициях 7,25 млн дол. и сроках их возврата порядка 4,5 года.

Успешная реализация разработанного технического решения во многом опирается на моделирование процессов теплопереноса и аэродинамики

с помощью программного комплекса Ansys. Это направление актуально в рамках цифровой экономики в целом, а также при совершенствовании представленных исследований по применению тепловых насосов в системах централизованного теплоснабжения [17, 18]. Для повышения качества и эффективности функционирования объектов теплоснабжения, несомненно, будет развиваться технология цифровых двойников. В свою очередь, расширение практики применения информационных технологий для управления распределенными системами, к которым относятся системы централизованного теплоснабжения, потребует инновационных подходов и в сфере обработки и передачи больших объемов информации [19].

ВЫВОДЫ

1. Для повышения эффективности систем централизованного теплоснабжения предложено схемно-структурное решение регенеративно-утилизационного использования тепловых отходов, возникающих при транспорте теплоносителя теплопроводами, размещенными в непроходных каналах, за счет принудительной вентиляции последних и размещения теплонасосного оборудования в граничных точках тепловых сетей. Данное решение позволяет регенерировать часть теплоты, рассеиваемой трубопроводами сетевой воды, и утилизировать теплоту охлаждения грунта вокруг непроходных каналов теплотрасс. Техническая реализация предполагает установку на тепловых пунктах или непосредственно на источниках теплоты дополнительного оборудования в составе компрессионных тепловых насосов и вытяжных вентиляторов, обеспечивающих прокачку воздуха через заданный участок непроходного канала. Нагретый в ходе прокачки через канал воздух в дальнейшем охлаждается в испарителе теплонасосной установки, в конденсаторе которой нагревается сетевая вода.

2. На основании полученных уравнений регрессии для мощностей потоков теплоты, рассеиваемой трубопроводами сетевой воды и от грунта, а также потерь напора при движении потока воздуха внутри канала предложена методика анализа и оценки эффективности применения разработанного технического решения применительно к тепловым сетям с теплопроводами разного типоразмера и длины при различных температурах наружного воздуха и грунта, обеспечивающая реализацию комплекса задач.

3. Результаты численного исследования показывают, что разработанное техническое решение экономически эффективно, динамический срок окупаемости по системной экономии в сложившейся экономической ситуации в Республике Беларусь не превышает требуемых сроков возврата инвестиций 4,5–7,0 года.

ЛИТЕРАТУРА

1. Седнин, В. А. Системы регенеративно-утилизационного теплоиспользования для теплотрасс в непроходных каналах / В. А. Седнин, Т. В. Бубыр // Энергия и менеджмент. 2017. № 4 (97). С. 2–6.
2. Седнин, В. А. Регенеративно-утилизационное теплоиспользование в непроходных каналах теплотрасс / В. А. Седнин, Т. В. Бубыр // Глобальная энергетика: партнерство и устойчивое развитие стран и технологий: сб. науч.-практ. конф. в рамках Форума проектов программ Союзного государства – VI Форума вузов инженерно-технологического профиля, 24–28 октября 2017 г. Минск: БНТУ, 2018. С. 116–120.
3. Седнин, В. А. Численное исследование сложного теплообмена в продуваемых непроходных каналах теплотрасс / В. А. Седнин, Т. В. Бубыр // Энергетика. Изв. высш. учеб.

- заведений и энерг. объединений СНГ. 2019. Т. 62. № 1. С. 61–76. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-1-61-76>.
4. Седнин, В. А. Исследование теплообмена в продуваемых непроходных каналах тепло-трасс. Часть 1 / В. А. Седнин, Т. В. Бубырь // Наука и техника. 2021. Т. 20, № 2. С. 150–160. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-2-150-160>.
 5. Халафян, А. А. Промышленная статистика. Контроль качества, анализ процессов, планирование экспериментов в пакете STATISTICA / А. А. Халафян. М.: Либроком, 2013. 384 с.
 6. Тихомиров, В. Б. Планирование и анализ эксперимента (при проведении исследований в легкой и текстильной промышленности) / В. Б. Тихомиров. М.: Легкая индустрия, 1974. 262 с.
 7. Седнин, В. А. Исследование теплообмена в продуваемых непроходных каналах иеплотрасс. Часть 2 / В. А. Седнин, Т. В. Бубырь // Наука и техника. 2021. Т. 20, № 3. С. 248–258. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-3-248-258>.
 8. Средний расчетный срок окупаемости мероприятий по энергосбережению [Электронный ресурс] / Департамент по энергоэффективности. 2017. Режим доступа: <https://energoeffect.gov.by/programs/forming/spravka/2010-12-29-15-10-34>. Дата доступа: 22.06.2021.
 9. Брух, С. В. Особенности применения воздушных тепловых насосов для северных территорий [Электронный ресурс] / С. В. Брух // СОК. 2017. № 4. Режим доступа: <https://www.c-o-k.ru/articles/osobennosti-primeneniya-vozdushnyh-teplovyyh-nasosov-dlya-severnyh-territoriy>. Дата доступа: 22.01.2022.
 10. Строительная климатология (Изменение № 1 СНБ 2.04.02–2000) = Будаўнічая кліматалогія. Будаўнічыя нормы Рэспублікі Беларусь: СНБ 2.04.02–2000. Введ. 01.07.07. Минск: М-во архитектуры и стр-ва Респ. Беларусь, 2007. 35 с.
 11. Тепловые насосы воздух-вода NIBE™ F2120 [Электронный ресурс] / ЭНЕРГЕО. 2022. Режим доступа: <http://energeo.by/products/heatpumps/air-water/f2120/>. Дата доступа: 11.08.2022.
 12. Air to Water Heat Pump High Temperature [Electronic Resource] / Daikin Airconditioning UK Ltd. 2022. Mode of access: https://www.daikin.co.uk/en_gb/product-group/air-to-water-heat-pump-high-temperature.html. Date of access: 13.08.2022.
 13. High Temperature Heat Pumps [Electronic Resource] // European Fluorocarbons Technical Committee (EFCTC). 2022. Mode of access: <https://www.fluorocarbons.org/applications/high-temperature-heat-pumps/>. Date of access: 13.08.2022.
 14. Norwegian Researchers Develop 'World's Hottest Heat Pump' [Electronic Resource] // Ammonia 21. Mode of access: <https://ammonia21.com/norwegian-researchers-develop-worlds-hottest-heat-pump/>. Date of access: 13.08.2022.
 15. A Review and Perspective on Industry High-Temperature Heat Pumps [Electronic Resource] / J. Jiang [et al.] // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2022. Vol. 161, 112106. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112106>.
 16. Высокотемпературный тепловой насос (водонагреватель) ТСАН200НН на природном хладагенте CO₂ [Электронный ресурс]. 2022. Режим доступа: <https://tica.pro/catalog/co2-heat-pump/>. Дата доступа: 11.08.2022.
 17. К вопросу использования побочных низкотемпературных тепловых энергоресурсов в системах теплоснабжения предприятий и промышленных узлов / В. Н. Романюк [и др.] // Энергия и менеджмент. 2017. № 5. С. 2–9.
 18. Седнин, В. А. Интеграционные тенденции в системах теплоснабжения / В. А. Седнин, А. В. Седнин // Энергоэффективность. 2021. № 6. С. 23–27.
 19. Sednin, A. V. An Approach to Data Processing for the Smart District Heating System / A. V. Sednin, A. V. Zherelo // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2022. Т. 65, № 3. С. 240–249. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-3-240-249>.

Поступила 18.10.2022 Подписана в печать 29.11.2022 Опубликована онлайн 31.01.2023

REFERENCES

1. Sednin V. A., Bubyr T. V. (2017) Systems of Regenerative and Utilization of Heat Use for Heating Mains in Impassable Channels. *Energiya i Menedzhment* [Energy and Management], (4), 2–6 (in Russian).
2. Sednin V. A., Bubyr T. V. (2018) Regenerative and Utilization of Heat in Impassable Channels of Heating Mains. *Global'naya Energetika: Partnerstvo i Ustoichivoe Razvitie Stran*

- i Tekhnologii: Sb. Nauch.-Prakt. Konf. v Ramkakh Foruma Proektov Programm Soyuznogo Gosudarstva – VI Foruma Vuzov Inzhenerno-Tekhnologicheskogo Profilya, 24–28 Oktyabrya 2017 g.* [Global Energy: Partnership and Sustainable Development of Countries and Technologies: Scientific-and-Practical Conference within the Framework of the Forum of Projects of the Union State Programs – VIth Forum of Universities of Engineering and Technology Profile, October 24–28, 2017]. Minsk, BNTU, 116–120 (in Russian).
3. Sednin V. A., Bubyr T. V. (2019) Numerical Study of Complex Heat Transfer in Blown Impassable Channels of Heating Mains. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 62 (1), 61–76. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-1-61-76> (in Russian).
 4. Sednin V. A., Bubyr T. V. (2021) Heat Transfer Research in Blown-Through Non-Passable Heating Mains Channels. Part 1. *Nauka i Tekhnika = Science and Technique*, 20 (2), 150–160. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-2-150-160> (in Russian).
 5. Khalafyan A. A. (2013) *Industrial Statistics. Quality Control, Process Analysis, Experiment Planning with the Use of the STATISTICA Package*. Moscow, Librokom Publ. 384 (in Russian).
 6. Tikhomirov V. B. (1974) *Planning and Analysis of the Experiment (when Conducting Research in the Light and Textile Industry)*. Moscow, Legkaya Industriya Publ. 262 (in Russian).
 7. Sednin V. A., Bubyr T. V. (2021) Heat Transfer Research in Blown-Through Non-Passable Heating Mains Channels. Part 2. *Nauka i Tekhnika = Science and Technique*, 20 (3), 248–258. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-3-248-258> (in Russian).
 8. Average Estimated Payback Period of Energy Saving Measures (2017). *Department for Energy Efficiency of the State Committee for Standardization of the Republic of Belarus*. Available at: <https://energoeffect.gov.by/programs/forming/spravka/2010-12-29-15-10-34> (accessed 22 June 2021) (in Russian).
 9. Brukh S. V. (2017) Specific Features of the Use of air Heat Pumps for the Northern Territories. *S.O.K.*, (4). Available at: <https://www.c-o-k.ru/articles/osobennosti-primeneniya-vozdushnyh-teplovyyh-nasosov-dlya-severnyh-territoriy> (accessed 22 January 2022) (in Russian).
 10. *Construction Climatology* (Amendment No 1 of the Building Code of Belrus 2.04.02–2000). Minsk, Architecture and Construction Ministry of the Republic of Belarus, 2007. 35 (in Russian).
 11. NIBE™ F2120. *ENERGEO: Energy Saving Solution*. Available at: <http://energeo.by/products/heatpumps/air-water/f2120/> (accessed 11 August 2022) (in Russian).
 12. Air to Water High Temperature Heat Pump. *DAIKIN*. Available at: https://www.daikin.co.uk/en_gb/product-group/air-to-water-heat-pump-high-temperature.html (accessed 13 August 2022).
 13. High Temperature Heat Pumps. *European Fluorocarbons Technical Committee (EFCTC)*. Available at: <https://www.fluorocarbons.org/applications/high-temperature-heat-pumps> (accessed 13 August 2022).
 14. Norwegian Researchers Develop ‘World’s Hottest Heat Pump’. *Ammonia 21: Cooling Marketplace*. Available at: <https://ammonia21.com/norwegian-researchers-develop-worlds-hottest-heat-pump> (accessed 13 August 2022).
 15. Jiang J., Hu B., Wang R. Z., Deng N., Cao F., Wang Ch.-Ch. (2022) A Review and Perspective on Industry High-Temperature Heat Pumps. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 161, 112106. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112106>.
 16. High Temperature Heat Pump (Water Heater) TCAH200HH with Natural CO₂ Refrigerant. *TICA*. 2022. Available at: <https://tica.pro/catalog/co2-heat-pump> (accessed 11 August 2022) (in Russian).
 17. Romaniuk V. N., Bubyr T. V., Boiko E. G. (2017) On the Issue of the Use of Secondary Low-Temperature Thermal Energy Resources in Heat Supply Systems of Enterprises and Industrial Units. *Energiya i Menedzhment [Energy and Management]*, (5), 2–9 (in Russian).
 18. Sednin V. A., Sednin A. V. (2021) Integration Trends in Heat Supply Systems. *Energoeffektivnost' [Energy Efficiency]*, (6), 23–27 (in Russian).
 19. Sednin A. V., Zherelo A. V. (2022) An Approach to Data Processing for the Smart District Heating System. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 65 (3), 240–249. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-3-240-249> (in Russian).