Heat Pump Using Subsoil Waters as Low Temperature Heat Source

Denysova Alla, Bodnar Igor, Denysova Anastasiia

Educational and Research Institute of Institute for Energy and Computer Integrated Control Systems
Odessa National Polytechnic University
Odessa, Ukraine

Abstract. One of the basic directions of perfection of heat supply systems is the tendency of transition to the low-temperature heating systems based on application of heat pump installations. We consider heat supply system with heat pump installations using subsoil waters. Numerical simulation of thermal processes in the elements of a single-stage and double-stage heat pump systems has been worked out. Values of depths of wells and their quantity, necessary for effective operation of the offered installations, and values of capacity of electric water pumps for subsoil waters unit are calculated. Capacity of compressor electric drive and coefficient of performance of heat pump for the conditions of the city of Odessa are presented.

Keywords: heat pump installation, subsoil water, utilization, low potential energy, single-stage heat pump, double-stage heat pump, coefficient of heat transformation, efficiency.

Pompe de căldură cu utilizarea apelor subterane pentru sistemele de încălzire

Denisova A.E., Bodnar I.A., Denisova A. S.

Universitatea Naţională Politehnică din Odesa, Ucraina

Rezumat. O direcţie prioritară de perfectare a sistemelor de încălzire o constituie trecerea la sisteme de încălzire cu valori mai scăzute a temperaturii ca urmare a utilizării instalaţiilor cu pompe de căldură. S-a propus un sistem alternativ de aprovizionare cu căldură pe baza instalaţiilor cu pompe de căldură, care preiau căldură apelor subterane. Este elaborat un algoritm de calcul al instalaţiei pentru aprovizionare cu căldură a consumatorilor, realizarea cărăia este demonstrată printr-o aplicaţie, care confirmă eficienţa de funcţionare a instalaţiei. Prin calculele s-a determinat adâncimea raţională a sondelor şi numărul lor, care asigură funcţionarea eficientă a pompelor de căldură la puterea minimă a acţionărilor electrice a pompelor, care asigură circulare apelor subterane în conturul pompei de căldură. Este efectuată simularea numerică a proceselor termice în elementelor instalaţiilor de pompa de căldură cu una şi cu două trepte. Deasemenea sunt determinate valorile coeficienţiilor de transformare a parametrilor căldurii, valorii puterii consumate de acţionare electrică a compresorului, precum s-a estimat eficienţa utilizării sistemelor propuse pentru condiţiile climaterice a oraşului Odesa.

Cuvinte-cheie: instalaţie cu pompa de căldură, ape subterane, utilizare, căldură cu potenţial termic redus, pompa de cälddură, coeficientul de transformare a căldurii, eficienţă.

Теплонасосные системы с использованием грунтовых вод для систем теплоснабжения

Денисова А.Е., Боднар И.А., Денисова А.С.

Институт Энергетики и компьютерно - интегрированных систем управления
Одесского национального политехнического университета
Одесса, Украина

Аннотация. Одним из основних направлений совершенствования систем теплоснабжения является тенденция перехода на низкотемпературные системы отопления на основе применения теплонасосных установок в соответствии с требованиями энергосберегающих технологий. Предложена альтернативная система теплоснабжения на базе теплонасосных установок с использованием теплоты грунтовых вод. Разработан алгоритм расчета установки для теплоснабжения потребителей, реализация которой показана на примере, подтверждающем эффективность ее работы. Расчетным путем установлены рациональная глубина скважин и количество скважин, которые обеспечивают эффективную работу теплонасосных систем при минимальной мощности электропривода насосов, подающих грунтовую воду к теплонасосной установке. Выполнено численное моделирование тепловых процессов в элементах одноступенчатой и двухступенчатой теплонасосных установок, а также определены коэффициенты тепловой эффективности, мощность, потребляемая электроприводом компрессора, выполнена оценка эффективности использования предложенных систем для климатических условий г. Одессы.

Ключевые слова: теплонасосная установка, грунтовая вода, утилизация, низкопотенциальная энергия, тепловой насос, коэффициент трансформации тепла, эффективность.

Введение

Перспективным направлением замещения традиционных видов топлива является использование низкопотенциальной энергии грунтовых вод для тепловых насосов (ТН) [1, 2]. Для реализации теплонасосного цикла используют различные рабочие тела, теплофизические свойства которых, не вполне удовлетворяют требованиям тепловых потребителей в холодное время года [3]. При возрастании разности температур между источником низкопотенциальной теплоты и приемником теплоты – контуром теплового потребителя целесообразно применять двухступенчатые теплонасосные установки (ТНУ). Поэтому актуальной задачей является оценка возможностей двухступенчатых ТН для энергосберегающих технологий [4].

1. **Тепловая схема двухступенчатой теплонасосной установки**

В тепловой схеме двухступенчатой ТНУ (рис. 1) вода из отопительной системы 9 подается насосом 8 для подогрева в конденсаторы ТН (6, 7), установленные последовательно по сетевой воде.

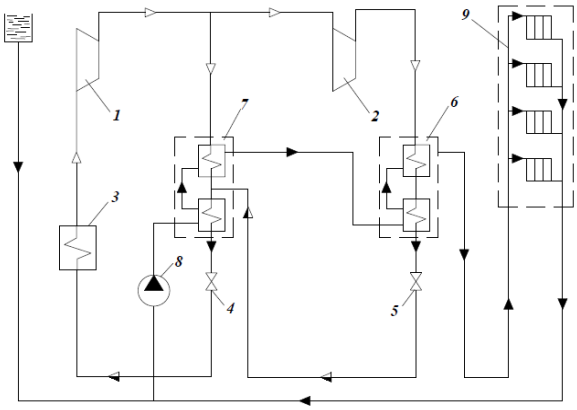


Рис. 1. Тепловая схема двухступенчатой ТНУ

В конденсаторах ТН предусмотрены две отдельные зоны (охлаждения перегретого пара и конденсации), а также противоточная схема движения рабочего тела цикла и нагреваемой воды, что позволяет повысить температуру воды на выходе из конденсатора и снизить потери энергии. В конденсаторе нижней ступени *7* вода нагревается от температуры $t_{в1}$ до некоторой промежуточной температуры $t_п$. Далее вода поступает в конденсатор второй ступени *6*, где нагревается до температуры $t_{в2}$. Тепло низкого потенциала грунтовых вод передается в испарителе *3* кипящему рабочему телу ТН, пары которого при давлении P_0 поступают в компрессор *1* нижней ступени, где сжимаются до давления $P_п$, после чего происходит разделение на два потока. Первый поток поступает в конденсатор *7*, где в процессе отдачи тепла нагреваемой воде конденсируется, второй – в компрессор *2* верхней ступени, где сжимается, до давления $P_к$, после чего поступает в конденсатор *6*, где происходит нагрев воды от температуры $t_п$ до $t_{в2}$. Далее конденсат рабочего тела через дроссельный клапан *5* поступает в конденсатор *7*, а суммарный поток конденсата из конденсатора *7* через дроссельный клапань *4* подается в испаритель ТН [5].

В одноступенчатой ТНУ (рис. 2) на базе грунтовых вод происходит передача низкопотенциальной теплоты в испарителе *2*, вследствие чего, рабочее тело кипит. Пар сжимается в компрессоре *1* и поступает в конденсатор *3*, охлаждаемой водой, которая, в свою очередь, является источником высокопотенциальной теплоты для системы отопления *6*, оснащенную насосом *5*. Далее пары рабочего тела ТН конденсируется и жидком состоянии, проходя через дроссельный клапан *4*, возвращается в испаритель с более низкой температурой и давлением [1].

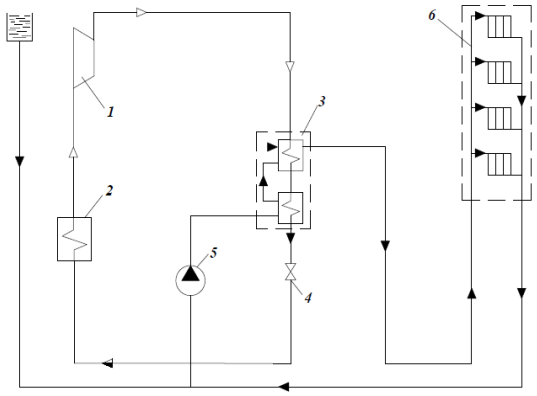


Рис. 2. Тепловая схема одноступенчатой ТНУ

Выполним анализ энергетической эффективности двухступенчатой ТНУ, для которого низкопотенциальным источником энергии является грунтовая вода в интервале температур $t_{н1}$ = 4…12°С [6], а рабочим телом – фреон R152a, для целей теплоснабжения потребителей Одесского региона. Оценим возможность ТНУ обеспечить покрытие тепловой нагрузки отопления при температуре наружного воздуха t_0 = – 18 °С.

2. Методика расчета энергетической эффективности ТНУ

Для анализа энергетической эффективности применения рассматриваемых схем ТНУ для г. Одессы (t_0 = – 18 °С), воспользуемся методиками [1, 7].

Температура испарения фреона t_0, по которой можно определить энтальпию h_1 и давление P_0 фреона после испарителя

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

$t_{н2}$ – температура низкопотенциального источника теплоты, °С;

$\Delta t_и$ – перепад температур на выходе из испарителя, К.

Температура конденсации фреона $t_к$, по которой можно определить энтальпию h_3 и давление $P_к$ фреона после конденсатора

$$t_к = t_{в2} + \Delta t_к, \quad (2)$$

где $t_{в2}$ – температура высокопотенциального источника теплоты на выходе из конденсатора, на входе в систему отопления, °С;

$\Delta t_к$ – перепад температур на выходе из конденсатора, К.

Адиабатный КПД компресора

$$\eta_а = 0{,}98(273 + t_0)/(273 + t_к), \quad (3)$$

где t_0 – температура наружного воздуха, °С.

Энтальпия фреона после компресора

$$h_2 = h_1 + (h_{2а} - h_1)/\eta_а, \quad (4)$$

где $h_{2а}$ – энтальпия фреона после процесса адиабатного сжатия, кДж/кг.

Удельная тепловая нагрузка конденсатора

$$q_к = h_2 - h_3, \text{ кДж/кг} \quad (5)$$

Удельная тепловая нагрузка ТНУ

$$q_{тн} = q_к, \text{ кДж/кг} \quad (6)$$

Работа сжатия в компрессоре

$$l_{сж} = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг} \quad (7)$$

Удельная энергия, потребляемая электродвигателем

$$W = l_{сж}/(\eta_{э.м}\eta_э), \text{ кДж/кг} \quad (8)$$

где $\eta_{э.м.}$ – электромеханический КПД компрессора;

$\eta_{э.}$ – КПД электродвигателя.

Коэффициент преобразования теплоты

$$\mu = q_{тн}/l_{сж} \quad (9)$$

Массовый расход фреона

$$G_{ха} = Q_{тн}/q_{тн} \text{ кг/с} \quad (10)$$

где $Q_{тн}$ – тепловая нагрузка ТНУ, кВт.

Потребление электроэнергии на привод компрессора

$$N = W \cdot G_{ха}, \text{ кВт.} \quad (11)$$

Для анализа эффективности применения двухступенчатой ТНУ (рис. 1) воспользуемся методикой [7].

Промежуточное давление сжатия

$$P_п = (P_и \cdot P_к)^{1/2}. \quad (12)$$

При расчете двухступенчатой ТНУ (рис. 4) расход фреона в контурах низкого $G_{ха.низ.}$ и высокого давления $G_{ха.выс.}$ определяется из энергетического баланса

$$G_{ха\ низ.}(h_4 - h_9) = G_{ха\ выс.}(h_4 - h_8), \quad (13)$$

где h_4, h_8, h_9 – энтальпии в рабочих точках (4, 8, 9) цикла ТН, кДж/кг

Отношение расхода фреона в контуре высокого давления $G_{ха.выс.}$ к расходу в контуре низкого давления $G_{ха.низ.}$

$$\frac{G_{ха\ выс.}}{G_{ха\ низ.}} = (h_4 - h_9)/(h_4 - h_8) = (1 + \delta)/1 \quad (14)$$

где δ – доля пара фреона из конденсатора первой ступени по отношению к пару из первой ступени компрессора.

Энтальпия паров фреона, поступающего во вторую ступень компрессора высокого давления

$$h_3 = (h_2 + \delta \cdot h_4)/(1 + \delta), \text{ кДж/кг} \quad (15)$$

где h_2 – энтальпия фреона после 1-ой ступени компрессора, кДж/кг

Расход фреона в контуре высокого давления

$$G_{\text{ха выс.}} = Q_{\text{тн}}/(h_5 - h_7)\text{, кг/с} \quad (16)$$

h_5 – энтальпия фреона после 2-ой ступени компрессора, кДж/кг

Расход фреона в контуре низкого давления

$$G_{\text{ха низ.}} = G_{\text{ха выс.}}/(1+\delta)\text{, кг/с} \quad (17)$$

Потребление механической энергии на привод компрессора 1-ой и 2-ой ступени

$$N_{\text{м}\Sigma} = G_{\text{ха выс.}}(h_5 - h_3) + G_{\text{ха низ.}}(h_2 - h_1)\text{, кВт} \quad (18)$$

Потребление электрической энергии на привод компрессора

$$N = N_{\text{м}\Sigma} / \eta_{\text{э.м}}\text{, кВт} \quad (19)$$

Коэффициент преобразования теплоты

$$\mu = Q_{\text{тн}}/N \quad (20)$$

Реализация вышеизложенной методики выполнена помощью прикладной программы *CoolPack* [8] в *p*, *h*-диаграммах (рис. 3, 4).

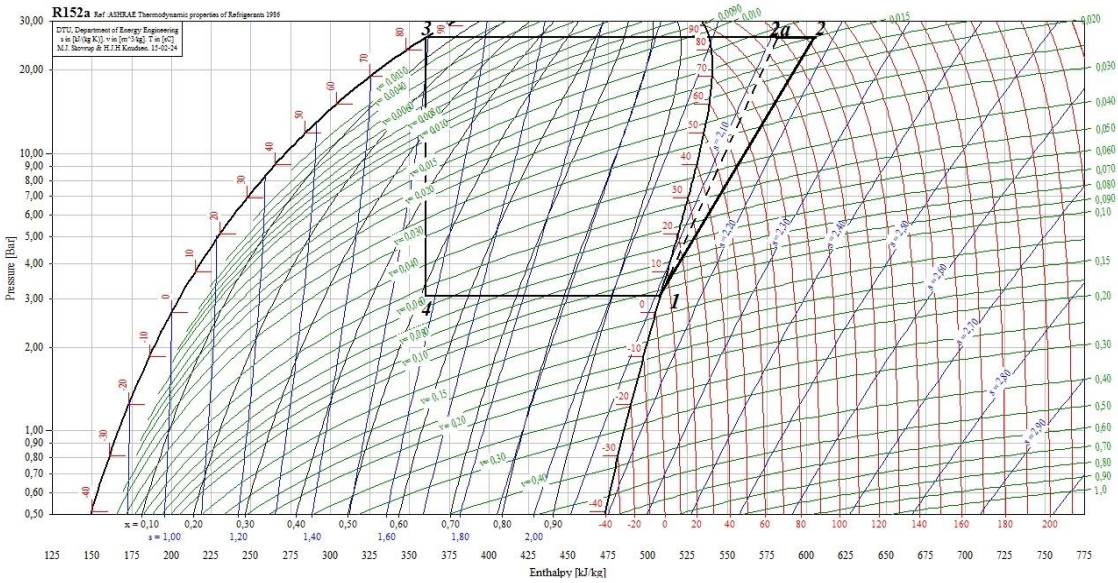


Рис. 3. Цикл одноступенчатой ТНУ в координатах *p-h*

3. Результаты расчета эффективности ТНУ

Для расчета энергетической эффективности рассмотренных схем ТНУ для теплоснабжения потребителей Одесского региона приняты следующие исходные данные при температурном графике системы отопления 95…50 °С, с температурой срезки 80 °С:

– температура грунтовой воды на входе в испаритель ТНУ $t_{н1}$ = 4…12 °С;

– температура грунтовой воды на выходе из испарителя ТНУ $t_{н2}$ = 1…9 °С;

– перепады температур на выходе из теплообменников $\Delta t_и$ = 5 К, $\Delta t_к$ =5 К;

– электромеханический КПД компрессора $\eta_{э.м.}$ = 0,95;

– тепловая нагрузка ТНУ $Q_{тн}$ = 502 кВт (5-ти этажное здание на 60 квартир).

– температуры наружного воздуха t_0 = – 18 °С;

– отопительные приборы: секционные радиаторы.

Для анализа энергетической эффективности применения рассмотренных схем ТНУ для систем теплоснабжения г. Одессы с использованием в качестве низкопотенциального источника тепла грунтовых вод, при прочих равных условиях, были получены следующие результаты (табл. 1, рис. 5, 6). В качестве холодильного агента был использован экологически безопасный

фреон R152*a*, который целесообразно применять для повышения эффективности ТНУ за счет его теплофизических свойств [3].

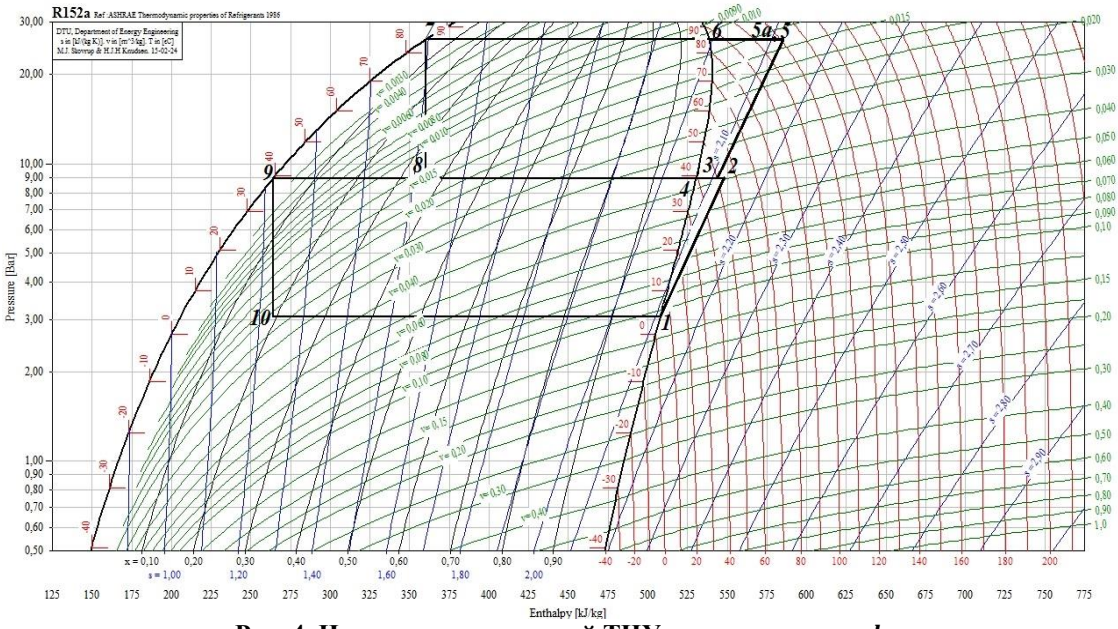
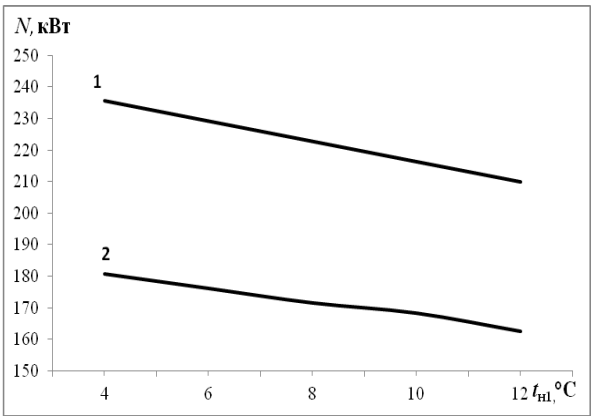


Рис. 4. Цикл двухступенчатой ТНУ в координатах *p-h*

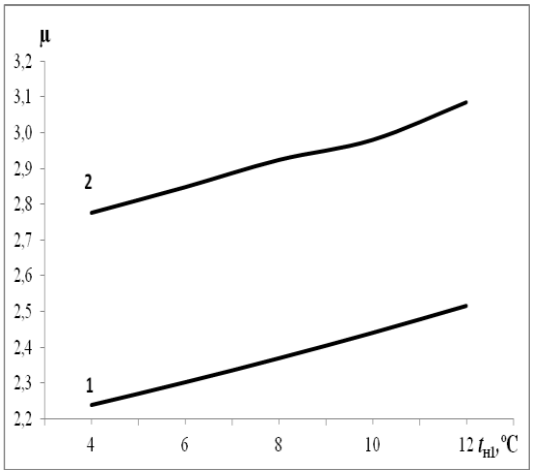
Таблица 1 –Показатели эффективности ТНУ

$t_{н1}$,°C	*N* , кВт		*μ*	
	Одна ступень ТНУ	Две ступени ТНУ	Одна ступень ТНУ	Две ступени ТНУ
4	235,7	180,7	2,240	2,776
6	229,3	176,2	2,303	2,848
8	222,8	172,0	2,370	2,924
10	216,4	168,4	2,440	2,979
12	210,0	162,7	2,515	3,084



1 – одноступенчатая ТНУ;
2 – двухступенчатая ТНУ

Рис. 5. Зависимость потребления электрической энергии *N* от температуры грунтовой воды на входе в испаритель $t_{н1}$:



1 – одноступенчатая ТНУ;
2 – двухступенчатая ТНУ

Рис. 6. Зависимость коэффициента преобразования теплоты μ от температуры грунтовой воды на входе в испаритель $t_{н1}$

4. Анализ результатов расчета ТНУ на базе грунтовых вод для систем теплоснабжения с отопительными приборами двух типов (радиаторы и напольное отоплением)

На рис. 6 представлена схема притока грунтовой воды к вертикальной скважине. Такая скважина должна быть обеспечена специальным откачивающим насосом, предназначенным для подачи грунтовой воды к испарителю ТНУ.

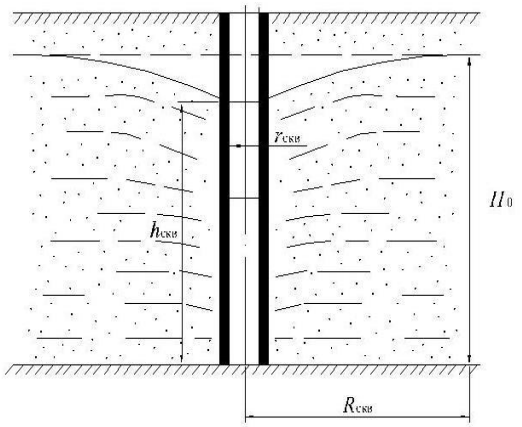


Рис. 6 . Схема притока грунтовой воды к вертикальной скважине

Поступление грунтовой воды по радиальным направлениям в скважину происходит через водопроницаемые по всей высоте стенки. Мощность безнапорного водоносного пласта равна H_0. После начала откачивания уровень грунтовых вод начинает понижаться, а свободная поверхность принимает форму, так называемой депрессионной воронки [3].

Объемный расход грунтовой воды, м^3/с [9]

$$V_в = 1{,}36 \cdot k(H_0^2 - h_{скв}^2)/\lg(R_{скв}/r_{скв}) \qquad (21)$$

где k – коэффициент фильтрации, м/с;

H_0 – глубине скважины относительно естественного уровня грунтовых вод, м;

$r_{скв}$ – радиус скважины;

$R_{скв}$ – радиус влияния скважины.

Тепловая мощность, отбираемая от потока грунтовой воды в испарителе теплового насоса

$$Q_0 = G_в c_p \Delta t \text{, кВт} \qquad (22)$$

где c_p – теплоемкость грунтовой воды, кДж/(кг·К);

Δt – разность между температурой грунтовой воды на входе и выходе из испарителя, К

$G_в$ – массовый расход грунтовой воды, кг/с

$$G_в = V_в \rho_в \qquad (23)$$

Тепловая мощность испарителя одноступенчатой схемы ТНУ [10]

$$Q_0 = G_{ха}(h_1 - h_4) \text{, кВт} \qquad (24)$$

Тепловая мощность испарителя двухступенчатой схемы ТНУ [11]

$$Q_0 = G_{ха\ низ.}(h_1 - h_{10}) \text{, кВт} \qquad (25)$$

Мощность электродвигателя насоса, откачивающего грунтовую воду из скважины и обеспечивающий нужный напор для подачи воды в испаритель

$$N_{скв} = V_в \Delta P/(1000\eta_к) \text{, кВт} \qquad (26)$$

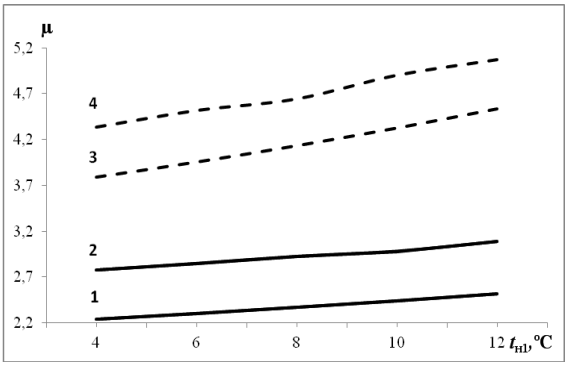
где ΔP – перепад давления, зависящий от H_0, Па;

$\eta_к$ – КПД электродвигателя насоса, откачивающего грунтовую воду.

Для анализа энергетической эффективности применения рассматриваемых схем ТНУ для систем теплоснабжения г. Одессы с внутридомовой системой отопления с отопительными приборами – радиаторами и напольным отоплением с использованием в качестве низкотемпературного источника тепла грунтовые воды при прочих равных условиях были получены результаты представленные на рис. 7, 8.

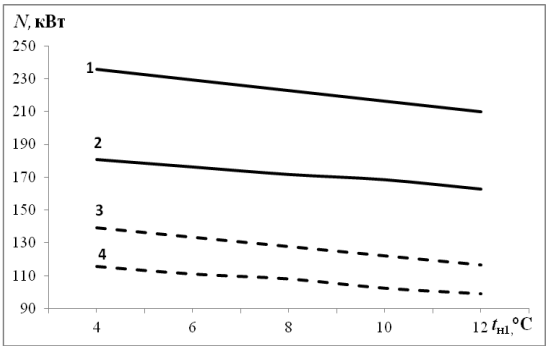
Для поддержания необходимой тепловой мощности испарителя ТНУ и экономии электроэнергии, затрачиваемой на откачку грунтовой воды насосами из заборных скважин необходим подход к их рациональному размещению.

В табл. 2 приведены значения необходимых глубин скважин H_0, обеспечивающих необходимый объемный расход воды, поступающей в испаритель ТНУ, а также суммарные мощности электродвигателей насосов, которые перекачивают грунтовую воду. Расчеты выполнены для глины k = 10^{-6} м/с; $r_{скв}$ = 0,15 м; $R_{скв}$ = 100 м; $h_{скв}$ = 10 м



1 – одноступенчатая ТНУ с радиаторами; 2 – двухступенчатая ТНУ с радиаторами; 3 – одноступенчатая ТНУ с напольным отоплением; 4 – двухступенчатая ТНУ с напольным отоплением

Рис. 7. Зависимость коэффициента преобразования теплоты μ от температуры грунтовой воды на входе в испаритель $t_{н1}$



1 – одноступенчатая ТНУ с радиаторами; 2 – двухступенчатая ТНУ с радиаторами; 3 – одноступенчатая ТНУ с напольным отоплением; 4 – двухступенчатая ТНУ с напольным отоплением

Рис. 8. Зависимость потребления электрической энергии N от температуры грунтовой воды на входе в испаритель $t_{н1}$

Таблица 2. Показатели в зависимости от температуры грунтовой воды

Количество скважин	ТНУ	Показатели	Температура воды на входе в испаритель $t_{н1}$, °C				
			4	6	8	10	12
Одна заборная скважина	1	Q_0, кВт	277,7	283,9	290,0	296,1	302,2
	2	Q_0, кВт	330,0	334,3	338,7	341,7	347,2
	3	Q_0, кВт	369,4	374,9	380,4	385,8	391,1
	4	Q_0, кВт	391,7	396,1	399,0	404,5	407,7
	1	H_0, м	214	216	219	221	223
	2	H_0, м	233	235	236	237	239
	3	H_0, м	247	249	250	252	254
	4	H_0, м	254	256	256	258	259
	1	$N_{скв}$, кВт	55,5	57,3	59,2	61,1	63,0
	2	$N_{скв}$, кВт	71,9	73,3	74,7	75,7	77,5
	3	$N_{скв}$, кВт	85,1	87,0	88,9	90,8	92,7
	4	$N_{скв}$, кВт	92,9	94,5	95,5	97,5	98,7
Две заборные скважины	1	Q_0, кВт	277,7	283,9	290,0	296,1	302,2
	2	Q_0, кВт	330,0	334,3	338,7	341,7	347,2
	3	Q_0, кВт	369,4	374,9	380,4	385,8	391,1
	4	Q_0, кВт	391,7	396,1	399,0	404,5	407,7
	1	H_0, м	151	153	155	156	158
	2	H_0, м	165	166	167	168	169
	3	H_0, м	174	176	177	178	180
	4	H_0, м	180	181	181	183	183
	1	$N_{скв}$, кВт	39,2	40,5	41,9	43,2	44,5
	2	$N_{скв}$, кВт	50,8	51,8	52,8	53,5	54,8
	3	$N_{скв}$, кВт	60,2	61,5	62,9	64,2	65,6
	4	$N_{скв}$, кВт	65,7	66,8	67,6	68,9	69,8
Три заборные скважины	1	Q_0, кВт	277,7	283,9	290,0	296,1	302,2
	2	Q_0, кВт	330,0	334,3	338,7	341,7	347,2
	3	Q_0, кВт	369,4	374,9	380,4	385,8	391,1
	4	Q_0, кВт	391,7	396,1	399,0	404,5	407,7
	1	H_0, м	124	125	126	128	129
	2	H_0, м	135	136	136	137	138
	3	H_0, м	142	144	145	146	147
	4	H_0, м	147	148	148	149	150
	1	$N_{скв}$, кВт	32,0	33,1	34,2	35,3	36,4
	2	$N_{скв}$, кВт	41,5	42,3	43,1	43,7	44,8
	3	$N_{скв}$, кВт	49,1	50,2	51,3	52,4	53,5
	4	$N_{скв}$, кВт	53,6	54,6	55,2	56,3	57,0

Обозначения: 1 – одноступенчатая ТНУ с радиаторами; 2 – двухступенчатая ТНУ с радиаторами; 3 – одноступенчатая ТНУ с напольным отоплением; 4 – двухступенчатая ТНУ с напольным отоплением

5. Выводы

Анализ результатов расчета для систем теплоснабжения на основе применения ТНУ при температурном графике 95…50 °С с температурой срезки 80 °С на базе низкопотенциального источника тепла грунтовой воды с температурой $t_{н1}$ = 4…12 °С для г. Одессы показывает, что чем меньше разность температур между низкопотенциальным источником теплоты и теплоносителем, подаваемым в контур системы отопления, тем эффективнее ТНУ. Таким образом, с энергетической точки зрения, оказывается более эффективной система теплоснабжения на основе двухступенчатых ТНУ, о чем свидетельствует коэффициент преобразования теплоты μ, который повышается в среднем на 19 % для двухступенчатой ТНУ по сравнению с одноступенчатой системой, что объясняется снижением потребления электроэнергии N на привод компрессоров. Иными словами, применение двухступенчатых ТНУ позволяет произвести большее количество тепловой энергии для системы теплоснабжения при одном и том же уровне потреблении электроэнергии. Поэтому для полного покрытия отопительной нагрузки системы теплоснабжения для г. Одессы, особенно когда температура окружающей среды оказывается ниже t_0 = –18 °С, необходимо применять альтернативные системы теплоснабжения с использованием двухступенчатых ТНУ.

Следует также учитывать, что повысить эффективность рассмотренных ТНУ возможно путем изменения внутридомовой системы теплоснабжения на основе напольного отопления. Это достигается за счет меньшей температуры теплоносителя, подаваемого во внутридомовую систему, вследствие чего уменьшается потребление электроэнергии на привод компрессоров для полного сжатия фреона до давления конденсации. Это объясняется тем, что нагревательным элементом напольного отопления является вся поверхность пола, и теплоотдача при этом происходит с большей поверхности и относительно менее низкой температурой.

Кроме того, для поддержания необходимой мощности испарителя необходимо рациональное размещение и количество заборных скважин. Например, при использовании трех менее глубоких скважин по сравнению с одной глубокой заборной скважиной, позволяет уменьшить расход электроэнергии в 1,7 раз, что приведет к более быстрой окупаемости ТНУ.

Литература (References)

[1] Bodnar I.A., Denysova A.E., Buhkalo S.I. Analiz energeticheskoi effektivnosti teplonasosnych ustanovok s ispolzovaniem tepla gruntovuch vod [An analysis of the energy efficiency of heat pump systems at subsoil water]. Vestnik Nacionalnogo Technicheskogo Universiteta «Kharkovskiy politechnicheskiy institut», 2014, no.16 (1059), pp. 36 – 44. (In Russian)

[2] Denysova A.E., Bodnar. I.A., Mazurenko A.S., Doroshenko J.F. [Heat pump systems at ground energy]. Trudy 5 Mezhdunarodnoy Konferencii «Upravlenie proektami: innovacii, nellineinost, sinergetika» [Proc. 5th Int. Conf. «Management of projects: Innovations, nonlinearity, synergetrics»], Odessa, 2014, Vol.2, pp. 54–57 . (In Russian)

[3] Bodnar I.A., Denysova A.E., Buhkalo S.I. Primenenie ozonobezopasnuch freonov s ispolzovaniem tepla gruntovuch vod [The use of ozone-friendly freons for heat pump systems at subsoil waters]. Integrirovanye technologii i resursosberegenie, 2014, no. 2, pp. 71 – 76. (In Russian)

[4] Badescu V. Economic Aspects of using Ground Thermal Energy for Passive House Heating. Renewable Energy, 2007, no. 32. pp. 895-903.

[5] James E. Brumbaugh. Audel HVAC Fundamentals: Air-conditioning, heat pumps, and distribution systems, 2011, Vol. 3. pp. 696.

[6] The temperature of soil at different depths. [Electronic resource]. URL: http://neftyaga.ru/v-pomosch-rabotniku-gazovoy-promishlennosti/temperatura-grunta-v-s-na-razlichnich-glubinach-v-nekotorich-punktach-sssr

[7]. Sultanguzin I.A., Potapova A.A. Vusolotamperasturnye teplovye nasosy bolshoj moschnosti dla teplosnabgenia [High-temperature heat pumps of large capacity for heating]. Novosti teplosnabgenia. 2010, no. 10, pp. 23–27. (In Russian)

[8] Application package CoolPack 1.46: URL: http://www.xiron.ru/component/option,com_remository/Itemid,38/func,fileinfo/id,104/

URL: http://en.ipu.dk/Indhold/refrigeration-and-energy-technology/coolpack.aspx#
[9] Kaminskiy A.V., Mazurenko A.S., Denysova A.E. Ustanovka teplo i vodosnabgenia na baze gruntovych vod [Installation of heating and water supply based on groundwater]. Elektrotechnika i mekhanika, 2006, no. 1, pp. 9 – 12. (In Russian)
[10] Kaminskiy A.V., Denysova A.E., Mazurenko A.S. Ispolzovanie gruntovych vod dlia otoplenia i vodosnabgenia [The use of subsoil water for heating and water supply] Ekotechnologii i resursosberegenie, 2006, no. 4, pp. 3 – 8. (In Russian)
[11] Kaminski A.V., Mazurenko A.S., Denysova A.E. [Heat pump installation for heat and water supply on base of subsoil water]. Trudy 10 Mezhdunarodnoy Konferencii GRE-2006 [Proc. of the Opole Technical University "Management of power equipment"], 2006, no. 315, pp. 257 – 266. (In Polish)

Сведения об авторах:

Денисова Алла Евсеевна. Доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий Одесского национального политехнического университета. Ее научные интересы включают генерация энергии с использованием возобновляемых источников энергии, интегрированные системы теплоснабжения.
Email: alladenysova@gmail.com

Денисова Анастасия Сергеевна. Программист-бакалавр, кафедра тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий Одесского национального политехнического университета. Ее научные интересы включают энергосберегающие технологии и энергоменеджмент. Email: didanzangelsita@gmail.com

Боднар Игорь Александрович. магистр, аспирант, кафедра тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий Одесского национального политехнического университета. Его научные интересы включают энергосберегающие технологии и энергоменеджмент. Email: i.o.bodnar@ukr.net