



УДК 621.577

С.О. ФИЛАТОВ, аспирант

Белорусский государственный технологический университет (БГТУ), г. Минск

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОВОГО НАСОСА С МНОГОТРУБНЫМИ ВЕРТИКАЛЬНЫМИ ГРУНТОВЫМИ ТЕПЛООБМЕННИКАМИ

На основе численного моделирования выполнен анализ энергетических параметров тепловых насосов с вертикальными грунтовыми теплообменниками. Дана оценка зависимости энергетических параметров теплового насоса от диаметра труб теплообменника, а также от их количества и характера расположения в скважине.

Ключевые слова: тепловой насос, вертикальный грунтовой теплообменник, геотермальная энергия, энергетическая эффективность, численное моделирование, коэффициент трансформации.

Одним из направлений энергосбережения и защиты окружающей природной среды является освоение нетрадиционных и возобновляемых источников энергии, в частности низкопотенциальной теплоты грунта, использование которой – с помощью тепловых насосов (ТН) – позволит частично отказаться от газа и других ископаемых топлив, а также сократить выбросы CO_2 в атмосферу.

Экономическая эффективность применения грунтовых ТН для выработки тепловой энергии зависит от их энергетических показателей. Таким образом, совершенствование конструкций таких ТН является актуальной научной задачей.

Известно несколько направлений модернизации ТН, принцип действия которых заключается в отводе теплоты, поступающей из недр Земли, от грунта через соеди-

ненные с испарителем грунтовые теплообменники (это позволяет дополнительно использовать аккумулируемую грунтовым массивом энергию солнечного излучения). Для повышения энергетической эффективности тепловых насосов применяют более совершенное компрессорное и теплообменное оборудование, альтернативные хладагенты [1], комбинацию нескольких источников низкопотенциальной теплоты [2] и реверсивные устройства с целью восстановления температурного потенциала грунта [3].

Широкое распространение получили ТН с вертикальными грунтовыми теплообменниками (ВГТО), которые представляют собой полиэтиленовые трубы, расположенные в скважинах глубиной до 300 м. Пространство между трубами заполняется специальным теплопроводным раствором. Теплоноситель грунтового контура нагревается в ВГТО и передает свою теплоту в испарителе ТН кипящему хладагенту, пар которого конденсируется после сжатия в компрессоре в конденсаторе. Этот процесс сопровождается отводом выделяющейся тепловой энергии потребителю.

В настоящее время используются ВГТО с одной или двумя U-образными трубами. Однако представляет интерес применение ВГТО с большим количеством труб [4], что будет сопровождаться ростом интенсивности теплопередачи и предположительно приведет к повышению энергетических характеристик работы ТН.

В данной работе решается задача количественной оценки энергетического эффекта от применения в ТН ВГТО разного количества труб с различными диаметрами и вариантами компоновки.

Исследование проводилось методом численного моделирования. Его объектом была система теплоснабжения, состоящая из ТН, нескольких ВГТО и потребителя теплоты (рис. 1).

Система работает следующим образом. Теплота, подведенная к ВГТО от грунта, передается промежуточным теплоносителем в испарителе кипящему хладагенту. После испарителя хладагент в перегретом состоянии поступает в компрессор, где сжимается до давления, соответствующего необходимой температуре насыщения в конденсаторе. Затем перегретый пар хладагента поступает в конденсатор, где происходит его охлаждение и конденсация. Теплота от конденсатора передается теплоносителем потребителю. Жидкий хладагент после конденсатора попадает в терморегулирующий вентиль, в котором он расширяется до давления в испарителе.

В ТН используется поршневой компрессор 1П10 с объемом, описываемым поршнями в единицу времени ($0,00911 \text{ м}^3/\text{с}$). Испаритель ТН представляет собой кожухотрубный теплообменник с 20 сегментными пере-

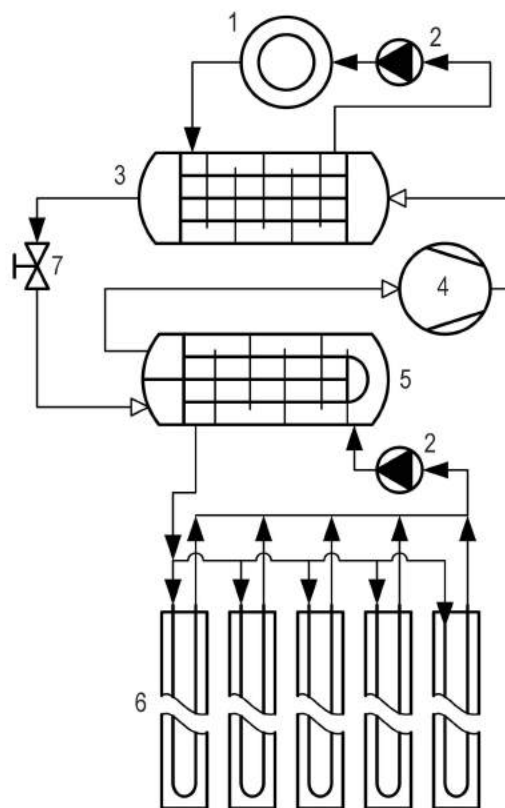


Рисунок 1 – Принципиальная схема системы теплоснабжения с ТН:

- 1 – потребитель тепловой энергии; 2 – насос;
3 – конденсатор; 4 – компрессор; 5 – испаритель; 6 – ВГТО;
7 – регулирующий вентиль

городками и разбивкой стальных труб $10 \times 1 \text{ мм}$ длиной 2 м по вершинам правильных треугольников, при этом количество труб в направлении движения хладагента равно 20. Кожух теплоизолирован. Кипение происходит в U-образных трубах, количество которых варьируется от 1 до 4. В испарителе поддерживается перегрев хладагента на $5 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура стенки скважины принимается равной $4 \text{ }^\circ\text{C}$, что соответствует среднегодовому квазистационарному режиму работы ТН. Температура конденсации принимается равной $40 \text{ }^\circ\text{C}$.

Принято допущение, что в конденсаторе происходит полная конденсация хладагента, а температура конденсации в расчетах определяется в зависимости от параметров потребителя теплоты. Конструктивные особенности конденсатора не учитываются.

Исследуемые пять ВГТО представляют собой вертикальные скважины в грунте диаметром $D_0 = 160 \text{ мм}$ и глубиной $H = 50 \text{ м}$, в которых расположены U-образные полиэтиленовые трубы. Пространство между трубами и стенками скважины заполнено бентонито-цементным наполнителем. Выбор полиэтиленовых труб, имеющих низкую теплопроводность, обусловлен в первую очередь их меньшей стоимостью по сравнению с высокотеплопро-

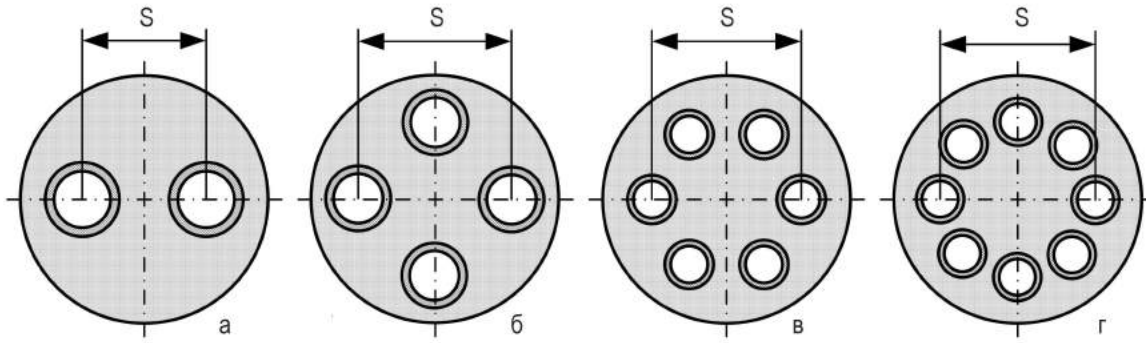


Рисунок 2 – Поперечные сечения исследуемых ВГТО с различным количеством U-образных труб: а – с одной; б – с двумя; в – с тремя; г – с четырьмя

водными металлическими трубами. Теплопроводность труб принималась равной 0,38 Вт/(м·К), а наполнителя скважины – 2,3 Вт/(м·К). Общий расход теплоносителя в ВГТО, представляющего собой водный раствор этиленгликоля (его теплофизические свойства взяты из работы [5]), составил 0,8 кг/с.

На рис. 2 представлены поперечные сечения исследуемых ВГТО с различным количеством труб.

В расчетах использовались полиэтиленовые трубы со следующими типоразмерами $D_p \times \Delta$: 25 × 2,3; 32 × 3,0; 40 × 3,7; 50 × 4,6; 63 × 5,8 мм, где D_p – наружный диаметр труб, Δ – толщина стенки трубы. Трубы в скважине располагаются по окружности на расстоянии S друг от друга. При максимальном расстоянии ($S_{max} = D_b - D_p$) трубы соприкасаются со стенками скважины, при минимальном – друг с другом. Возможные крайние положения труб поясняются на примере ВГТО с двумя U-образными трубами (рис. 3).

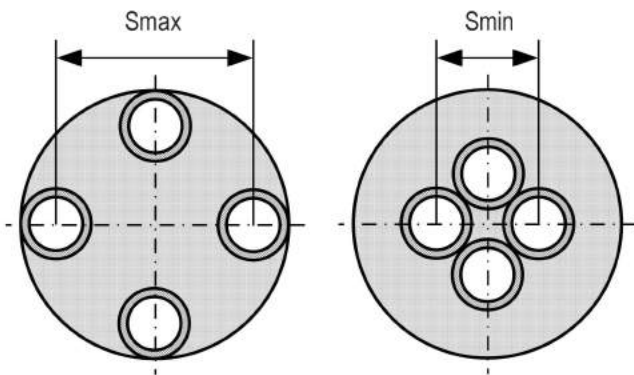


Рисунок 3 – Возможное расположение труб ВГТО с двумя U-образными трубами:

- а – максимальное расстояние между трубами;
- б – минимальное расстояние между трубами

Для определения параметров совместной работы испарителя ТН и нескольких ВГТО использовался метод, предложенный в работах [6] и [7], согласно которому тем-

пература теплоносителя на выходе из ВГТО (t_1'') для постоянной температуры поверхности скважины определяется как частный случай общего решения, представленного в работе [8], по формуле

$$t_1'' = At_1' + Bt_b, \tag{1}$$

где A, B – коэффициенты, зависящие от теплофизических свойств элементов ВГТО и теплоносителя, коэффициента теплоотдачи в трубах и расхода теплоносителя; t_1'' – температура теплоносителя на выходе ВГТО, °С; t_1' – температура теплоносителя на входе ВГТО, °С; t_b – температура стенки скважины (прилегающего грунта), °С.

Коэффициенты A и B в уравнении (1) определяются по методикам работ [7–9]. Уравнение (1) дополняется уравнениями для расчета испарителя:

$$Q = G_1 c_1 (t_1'' - t_1'), \tag{2}$$

$$Q = G_2 (h_2'' - h_2'), \tag{3}$$

$$Q = F \alpha_1 (t_{1cp} - t_{w1}), \tag{4}$$

$$G_2 r dx = \frac{(t_{w1} - t_s) dF_k}{\frac{d_{нар}}{\alpha_2 d_{вн}} + \frac{d_{нар}}{2\lambda_w} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}}}, \tag{5}$$

$$G_2 c_2 dt_2 = \frac{(t_{w1} - t_2) dF_n}{\frac{d_{нар}}{\alpha_2 d_{вн}} + \frac{d_{нар}}{2\lambda_w} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}}}, \tag{6}$$

где Q – тепловой поток, Вт; G_1 – массовый расход промежуточного теплоносителя в испарителе, кг/с; G_2 – массовый расход хладагента, кг/с; h_2'', h_2' – энтальпия хладагента на выходе и входе испарителя соответственно, Дж/кг; $F = F_k + F_n$ – площадь наружной поверхности труб испарителя, м², где F_k и F_n – площади поверхности труб участков кипения и перегрева соответственно, м²; α_1 – средний коэффициент теплоотдачи теплоносителя в межтрубном пространстве, Вт/(м²·К); t_{1cp} – средняя тем-

пература теплоносителя, °C; t_{w1} – средняя температура наружной поверхности труб испарителя, °C; x – массовое расходное паросодержание; r – теплота парообразования хладагента, Дж/кг; t_s – температура кипения хладагента, °C; $d_{нв}$ – наружный диаметр труб испарителя, м; α_2 – локальный коэффициент теплоотдачи со стороны хладагента, Вт/(м²·K); $d_{вн}$ – внутренний диаметр труб испарителя, м; λ_w – теплопроводность материала труб испарителя, Вт/(м·K).

Уравнение (5) справедливо для участка кипения хладагента, а уравнение (6) – для участка перегрева. Средний коэффициент теплоотдачи теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубного испарителя с сегментными перегородками рассчитывался по методике работы [10]. Локальный коэффициент теплоотдачи хладагента внутри труб испарителя для области кипения и предполагаемые режимы течения парожидкостной смеси хладагента в трубах определялись по методике, представленной в [10]. Расчет локального коэффициента теплоотдачи со стороны хладагента для области перегрева пара проводился на основе уравнений подобия для вынужденной конвекции в каналах с учетом теплофизических свойств хладагента R134a в состоянии насыщения (их определяли по справочным данным работы [10]) и в области перегрева (их рассчитывали с помощью уравнения состояния, предложенного в работе [11]).

Предполагалось, что на выходе конденсатора ТН хладагент находится в жидком насыщенном состоянии. Исходя из изэнэнтальпийности процесса расширения в терморегулирующем вентиле, можно определить паросодержание хладагента на входе в испаритель ТН

$$x'_2 = (h''_3 - h''_2) / r_2, \tag{7}$$

где h''_3 – энтальпия хладагента на выходе конденсатора, Дж/кг; h''_2 – энтальпия насыщенной жидкости хладагента при давлении в испарителе, Дж/кг; r_2 – теплота парообразования хладагента при давлении в испарителе, Дж/кг.

Массовый расход хладагента вычисляется по формуле

$$G_2 = \lambda V_h \rho''_2, \tag{8}$$

где λ – коэффициент подачи компрессора; V_h – объем, описываемый поршнями компрессора в единицу времени, м³/с; ρ''_2 – плотность хладагента на выходе испарителя (на входе в компрессор), кг/м³.

Коэффициент подачи компрессора равен

$$\lambda = a \frac{p_c}{p_a} + b, \tag{9}$$

где a, b – постоянные коэффициенты, зависящие от конкретной модели компрессора; p_c, p_a – давление в конденсаторе и испарителе соответственно, Па.

Исходными данными для расчета являются теплофизические свойства материалов и сред, температура поверхности скважин, размеры испарителя и ВГТО, величина перегрева в испарителе и температура конденсации.

Система уравнений (1)–(9) решается численно методом Ньютона, при этом для решения уравнений (5) и (6) применяется метод конечных разностей.

Далее для определения потребляемой электрической мощности и теплопроизводительности ТН рассчитываются параметры хладагента на выходе компрессора. Вначале находят величину энтальпии хладагента в конце адиабатного сжатия. Этот же параметр после сжатия хладагента в компрессоре в реальном процессе вычисляется по формуле

$$h'_3 = h''_2 + [h''_2 - h''_{3s}] / \eta_i, \tag{10}$$

где h'_3 – энтальпия хладагента в конце реального сжатия в компрессоре, Дж/кг; h''_{3s} – энтальпия хладагента в конце адиабатного сжатия в компрессоре, Дж/кг; η_i – внутренний индикаторный коэффициент полезного действия компрессора.

Потребляемая электрическая мощность компрессора определяется по формуле

$$N = G_2 [h'_3 - h''_2] / \eta_{em}, \tag{11}$$

где η_{em} – электромеханический КПД компрессора (принимается равным 0,85).

Теплопроизводительность ТН

$$Q_c = G_2 [h'_3 - h''_3], \tag{12}$$

значение коэффициента трансформации ТН

$$\varepsilon = Q_c / N. \tag{13}$$

На основе предложенной численной модели проводился поверочный расчет исследуемой системы, состоящей из контура ТН и пяти грунтовых теплообменников. Для каждого из ВГТО с учетом конструктивных ограничений варьировались диаметры труб (в соответствии с табл. 1); значения теплопроизводительности и коэффициента трансформации определялись для каждого диаметра ТН и трех случаев расстояния между трубами ВГТО – S_{max}, S_{min} и $S_{av} = (S_{max} + S_{min})/2$, где S_{av} – среднее расстояние в диапазоне от S_{max} до S_{min} . Кроме



того, для каждого диаметра труб оценивалось среднее значение теплопроизводительности и коэффициента трансформации

$$Q_m = (Q_1 + Q_2 + Q_3) / 3, \tag{14}$$

$$\epsilon_m = (\epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3) / 3, \tag{15}$$

где Q_1, Q_2 и Q_3 – теплопроизводительность ТН при расстоянии между трубами ВГТО S_{max}, S_{min} и S_{av} соответственно, кВт; ϵ_1, ϵ_2 и ϵ_3 – коэффициент трансформации ТН при расстоянии между трубами S_{max}, S_{min} и S_{av} соответственно.

На рис. 4 для каждого из рассматриваемых ВГТО показаны изменения Q_m и ϵ_m в зависимости от наружного диаметра труб ВГТО. Точки на кривых соответствуют конкретному наружному диаметру труб ВГТО по табл. 1.

Таблица 1 – Размеры U-образных труб в исследуемых ВГТО

Количество труб ВГТО	Типоразмер труб, мм
1	25 × 2,3; 32 × 3,0; 40 × 3,7; 50 × 4,6; 63 × 5,8
2	25 × 2,3; 32 × 3,0; 40 × 3,7; 50 × 4,6
3	25 × 2,3; 32 × 3,0; 40 × 3,7
4	25 × 2,3; 32 × 3,0; 40 × 3,7

Минимальными энергетическими показателями ($\epsilon_m = 3,63, Q_m = 12,2$ кВт) обладал ТН с ВГТО, снабженны-

ми одной U-образной трубой 25 × 2,3 мм. Максимальный коэффициент трансформации ($\epsilon_m = 3,81$, увеличение на 5 %) и теплопроизводительность ($Q_m = 13,5$ кВт, увеличение на 11 %) ТН соответствовали ВГТО с четырьмя U-образными трубами 40 × 3,7 мм. Наблюдаемый рост теплопроизводительности достигается главным образом за счет увеличения теплообменной поверхности труб ВГТО примерно в шесть раз. Повышение коэффициента трансформации обусловлено более высокой температурой теплоносителя на входе испарителя ВГТО с большей теплообменной поверхностью труб, при этом для создания температурного напора, необходимого для поддержания заданного перегрева хладагента, требуется меньшая степень его сжатия в контуре теплового насоса, что сокращает затраты электроэнергии на привод компрессора.

ВЫВОДЫ

Разработан метод расчета теплового насоса с вертикальными грунтовыми теплообменниками, на основе которого проведены численные исследования и оценка влияния количества труб грунтового теплообменника в зависимости от их диаметра и компоновки.

Установлено, что увеличение количества труб ВГТО в рассматриваемых условиях сопровождается ростом энергетических показателей работы ТН – теплопроизводительности и коэффициента трансформации. По сравнению с ВГТО при одной U-образной

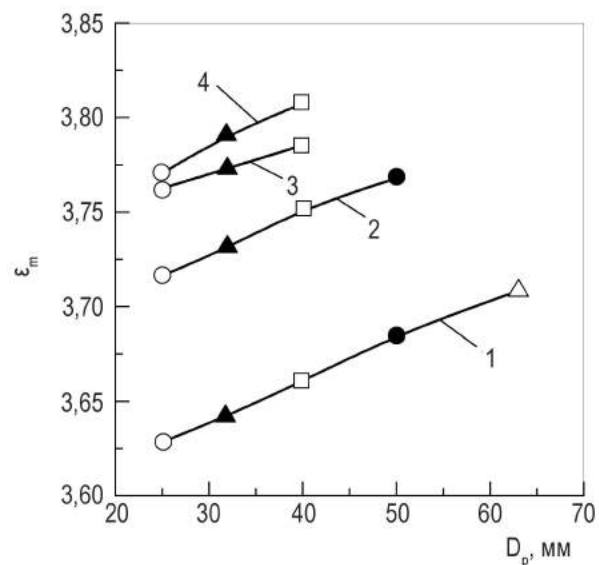
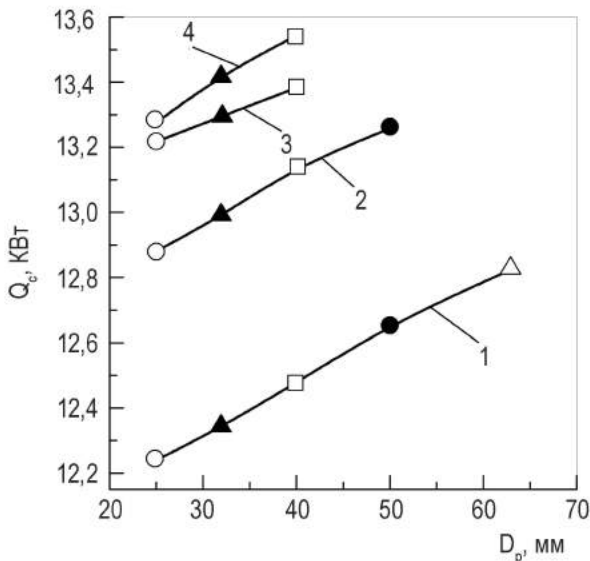


Рисунок 4 – Изменение среднего значения теплопроизводительности (а) и коэффициента трансформации (б) ТН при использовании различных труб:

○ – 25 × 2,3 мм; ▲ – 32 × 3,0 мм; □ – 40 × 3,7 мм; ● – 50 × 4,6 мм; Δ – 63 × 5,8 мм.

Кривые на рисунках соединяют расчетные точки для ТН с ВГТО с различным количеством U-образных труб:

1 – с одной; 2 – с двумя; 3 – с тремя; 4 – с четырьмя

трубе 25×2,3 мм использование ВГТО с четырьмя U-образными трубами 40×3,7 мм приводит к росту теплопроизводительности в среднем на 11 %, а коэффициента трансформации – на 5 %.

Дальнейшее увеличение количества труб ВГТО может привести к большему росту энергетических показателей ТН, что можно оценить с помощью численного моделирования. При определении оптимального количества и диаметра труб ВГТО для конкретных условий необходимо учитывать стоимость теплоносителя, труб и наполнителя скважины. Задачей дальнейших исследований является оценка роста энергетических показателей ТН при последующем увеличении количества труб ВГТО, а также определение оптимального количества, диаметра и шага труб с учетом стоимости теплоносителя, труб и наполнителя скважины ВГТО.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Здитовецкая, С.В.** Эффективность циклов пароконденсационных трансформаторов тепла с альтернативными хладагентами / С.В. Здитовецкая, В.И. Володин, П.М. Клепацкий // Труды БГТУ. Сер. III. Химия и технология неорганических веществ. – 2011. – № 3. – С. 185–188.
2. **Басок, Б.И.** Экспериментальный модуль геотермальной установки для теплоснабжения / Б.И. Басок // Промышленная теплотехника. – 2006. – Т. 28, № 1. – С. 69–78.
3. **Мацевитый, Ю.М.** Восстановление теплового потенциала грунта за счет выбора рациональных режимов работы теплонасосной системы / Ю.М. Мацевитый, В.А. Тарасова, Д.Х. Харлампиди // Тезисы докладов и сообщений XIV Минского международного форума по тепло- и массообмену. – 2012. – Т. 1. – С. 736–739.
4. **Накорчевский, А.И.** Оптимальная конструкция грунтовых теплообменников / А.И. Накорчевский, Б.И. Басок // Промышленная теплотехника. – 2005. – Т. 27, № 6. – С. 27–31.
5. **Бажан, П.И.** Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 369 с.
6. **Филатов, С.О.** Численное моделирование совместной работы утилизатора теплоты грунта с теплоприемником / С.О. Филатов, В.И. Володин // Труды БГТУ. Сер. III. Химия и технология неорганических веществ. – 2012. – № 3. – С. 179–183.
7. **Филатов, С.О.** Численное моделирование контура испарителя и грунтового теплообменника / С.О. Филатов, В.И. Володин // Тезисы докладов и сообщений XIV Минского международного форума по тепло- и массообмену. – 2012. – Т. 2. – С. 177–181.
8. **Eskilson, P.** Thermal analysis of heat extraction boreholes: Ph. D. thesis / P. Eskilson. – Lund: Lund Institute of Technology, 1987. – 267 p.
9. **Bauer, D.** Zur thermischen Modellierung von Erdwärmesonden und Erdsonden-Wärmespeichern / D. Bauer. – Stuttgart: Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität. – Stuttgart, 2011. – 136 S.
10. VDI-Wärmeatlas. – Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. – 1445 S.
11. **Tillner-Roth, R.** An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for Temperatures From 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa / R. Tillner-Roth, H.-D. Baehr // J. Phys. Chem. Ref. Data. – 1994. – Vol. 23, № 5. – P. 657–729.

Поступила в редакцию 15.04.2013

На основі чисельного моделювання виконано аналіз енергетичних параметрів теплових насосів з вертикальними ґрунтовими теплообмінниками. Надано оцінку залежності енергетичних параметрів теплового насоса від діаметра труб теплообмінника, а також від їх кількості та характеру розташування в свердловині.

Based on numerical simulation it is analyzed energy parameters of heat pumps with vertical ground heat exchangers. Assessment of the dependence of energy parameters of a heat pump on a diameter, quantity and character of exchanger tubes position in a borehole is given.