

## **ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СВАЙ НА РАБОТУ ТЕПЛООВОГО НАСОСА СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ЗДАНИЯ**

Филатов С.О.

Белорусский государственный технологический университет  
г. Минск, Республика Беларусь

**АНОТАЦІЯ:** На основі чисельного моделювання аналізується вплив конструктивних параметрів енергетичних пай на енергетичні параметри роботи теплового насоса.

**АННОТАЦИЯ:** На основе численного моделирования анализируется влияние конструктивных параметров энергетических свай на энергетические параметры работы теплового насоса.

**ABSTRACT:** Influence of the design parameters of energy piles on the energy parameters of heat pump based on numerical simulation is analyzed.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** Тепловой насос, энергетическая свая, геотермальная энергия, энергетическая эффективность, численное моделирование.

### **ВВЕДЕНИЕ**

Одним из направлений энергосбережения в зданиях является использование эффективных систем теплоснабжения. К таким системам теплоснабжения можно отнести системы с тепловыми насосами (ТН) для утилизации низкопотенциальной теплоты верхних слоев грунта. Актуальной научной задачей является совершенствование конструкций грунтовых ТН с целью повышения их энергетических показателей. Известно несколько направлений совершенствования грунтовых ТН: использование более совершенного компрессорного и теплообменного оборудования; применение альтернативных хладагентов; комбинация нескольких источников низкопотенциальной теплоты.

Основными частями грунтового ТН являются контур хладагента и контур грунтовых теплообменников с жидким теплоносителем. Широкое распространение получают ТН с вертикальными грунтовыми теплообменниками (ВГТО) [1–4], причем перспективной разновидностью ВГТО являются энергетические сваи (ЭС) [5], которые представляют собой строительные сваи с замоноличенными в них полиэтиленовыми трубами. ЭС образуют контур с испарителем ТН. По контуру циркулирует жидкий теплоноситель, который нагревается в ЭС от грунта и передает свою теплоту в испарителе кипящему хладагенту, пар которого после сжатия в компрессоре конденсируется в конденсаторе, передавая теплоту теплоносителю системы теплоснабжения. Параметры работы циркуляционного контура и контура ТН взаимосвязаны, при этом отдельные элементы такой системы определяют параметры работы системы в целом.

В исследовании поставлена задача количественно оценить зависимость энергетических параметров работы ТН (теплопроизводительности, коэффициента трансформации) от конструктивных параметров ЭС. Метод исследования – численное моделирование.

### ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Объектом исследования является ТН с несколькими ЭС. Теплота, подведенная к ЭС от грунта, передается промежуточным теплоносителем в испарителе ТН кипящему хладагенту. Хладагент после испарителя поступает на сжатие в компрессор, а затем на конденсацию в конденсатор. В конденсаторе теплота от хладагента передается теплоносителю системы теплоснабжения.

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 сегментными перегородками с кипением в U-образных трубах, разбивка труб по вершинам правильных треугольников, количество труб составляет 40. В испарителе используются стальные трубы  $10 \times 1 \text{ мм}$ , длина труб – 2 м, количество сегментных перегородок – 20. В испарителе поддерживается перегрев хладагента  $5 \text{ }^\circ\text{C}$ . Конденсатор конструктивно отличается от испарителя лишь длиной труб (3 м) и количеством сегментных перегородок (30 шт.). Принято допущение, что в конденсаторе происходит полная конденсация хладагента, причем на выходе конденсатора хладагент находится в насыщенном состоянии. Теплоноситель системы теплоснабжения – вода, температура теплоносителя на входе в конденсатор –  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ .

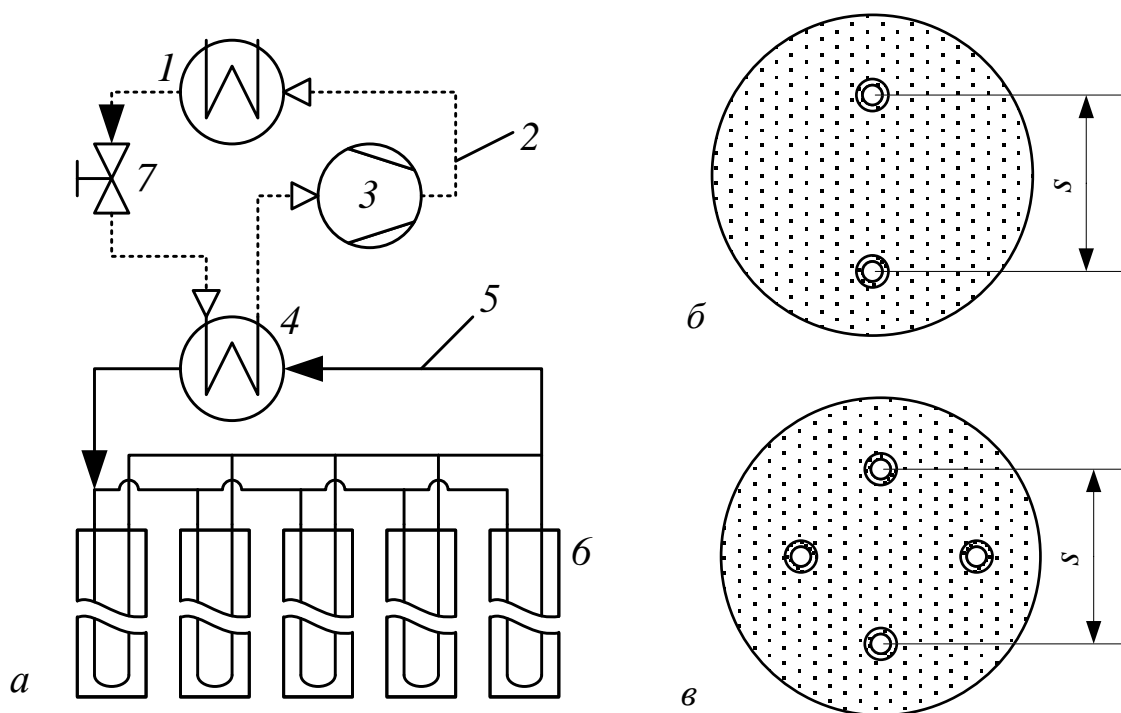


Рис. 1. Принципиальная схема геотермального теплового насоса (а) и поперечные сечения ЭС с одной (б) и двумя (в) U-образными трубами: 1 – конденсатор; 2 – хладагент; 3 – компрессор; 4 – испаритель; 5 – промежуточный теплоносителя; 6 – ЭС; 7 – терморегулирующий вентиль

Температура поверхности ЭС принимается равной 4 °С, что соответствует некоторому среднегодовому квазистационарному режиму работы ТН. ЭС представляют собой сваи круглого поперечного сечения диаметром 300 мм и высотой 20 м, в которых замоноличены U-образные полиэтиленовые трубы с наружным диаметром 32 мм и толщиной стенки 2,9 мм. ЭС включены в контур параллельно друг другу. Теплопроводность полиэтиленовых труб принимается 0,38 Вт/(м · К); теплопроводность материала свай – 2,04 Вт/(м · К). Общий расход теплоносителя в ЭС составляет 0,8 кг/с, теплоноситель – водный раствор этиленгликоля. На рис. 1 представлена схема ТН и поперечные сечения исследуемых ЭС.

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Для определения параметров работы исследуемой системы разработана математическая модель, включающая совместный поверочный теплогидравлической расчет ЭС и контура ТН. Для расчета ЭС использован метод, предложенный в работе [2] для моделирования ВГТО. Согласно этому методу температура теплоносителя на выходе из ЭС  $t_1''$  для постоянной температуры ее поверхности определяется по:

$$t_1'' = At_1' + Bt_b, \quad (1)$$

где  $A$ ,  $B$  – коэффициенты, зависящие от теплофизических свойств элементов ВГТО и теплоносителя, коэффициента теплоотдачи в трубах и расхода теплоносителя;

$t_1'$  – температура теплоносителя на входе ВГТО (ЭС), °С;

$t_b$  – температура поверхности ВГТО (прилегающего грунта), °С.

Коэффициенты  $A$  и  $B$  в уравнении (1) определяются по методикам работ [2, 3].

Уравнение (1) дополняется уравнениями для расчета испарителя:

$$Q = G_1 c_1 (t_1'' - t_1') , \quad (2)$$

$$Q = G_2 (h_2'' - h_2') , \quad (3)$$

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

$$G_2 r dx = t_{w1} - t_s \frac{dF_k}{\left[ \frac{d_{нар}}{\alpha_2 d_{вн}} + d_{нар} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}} \right] / 2\lambda_w} , \quad (5)$$

$$G_2 c_2 dt_2 = t_{w1} - t_2 \frac{dF_n}{\left[ \frac{d_{нар}}{\alpha_2 d_{вн}} + d_{нар} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}} \right] / 2\lambda_w} , \quad (6)$$

где  $Q$  – тепловой поток испарителя, Вт;

$G_1$ ,  $G_2$  – расход промежуточного теплоносителя и хладагента, кг/с;

$h_2''$ ,  $h_2'$  – энтальпия хладагента на выходе и входе испарителя, Дж/кг;

$F = F_k + F_n$  – площадь наружной поверхности труб испарителя, м<sup>2</sup>;

$F_k$ ,  $F_n$  – площадь поверхности труб участка кипения и перегрева, м<sup>2</sup>;

$\alpha_1$  – средний коэффициент теплоотдачи теплоносителя в межтрубном пространстве, Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$t_{1cp}$ ,  $t_{w1}$ ,  $t_s$  – средняя температура теплоносителя, наружной поверхности труб испарителя и температура кипения хладагента соответственно, °С;

$x$  – массовое расходное паросодержание хладагента;

$r$  – теплота парообразования хладагента, Дж/кг;

$d_{нар}$ ,  $d_{вн}$  – наружный и внутренний диаметр труб испарителя, м;

$\alpha_2$  – локальный коэффициент теплоотдачи хладагента, Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$\lambda_w$  – теплопроводность материала труб испарителя, Вт/(м · К).

Для расчета конденсатора использованы уравнения теплового баланса и теплоотдачи, соответствующие по структуре уравнениям (2)–(6) и отличающиеся методикой определения локальных коэффициентов теплоотдачи и температурами сред. Уравнение (5) справедливо для участка кипения хладагента (в случае конденсатора – для участка конденсации), а уравнение (12) – для участка перегрева (в случае конденсатора – для

участка охлаждения пара хладагента). Локальный коэффициент теплоотдачи хладагента при кипении, перегреве и охлаждения пара хладагента, средний коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве кожухотрубных теплообменников определялись по [6]. Локальные коэффициенты теплоотдачи для участка конденсации определялись по [7]. В расчетах принят хладагент R134a, его теплофизические свойства определялись по справочным данным работы [6].

Массовый расход хладагента определяется по формуле:

$$G_2 = \lambda V_h \rho_2'', \quad (7)$$

где  $\lambda$  – коэффициент подачи компрессора;

$V_h$  – объем, описываемый поршнями компрессора в единицу времени,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\rho_2''$  – плотность хладагента на выходе испарителя,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Система уравнений (1)–(7) решается численно по методу Ньютона с учетом расчета термодинамического цикла теплового насоса. При этом уравнения (5) и (6) решаются методом конечных разностей. Расчет завершается определением теплопроизводительности  $Q_c$  и коэффициента трансформации COP ТН.

На основе предложенной численной модели проводился поверочный расчет исследуемой системы, состоящей из контура ТН и нескольких ЭС. Результаты расчета приведены на рис. 2. В расчетах изменялось количество U-образных труб  $m$  (1 и 2), количество энергетических свай  $n$  (5, 7, 18) и расстояние между полиэтиленовыми трубами  $s$  (150, 200, 250 мм). Маркерами на графиках (рис. 2) отмечены расчетные точки, соответствующие конкретными значениям  $m$ ,  $n$  и  $s$ .

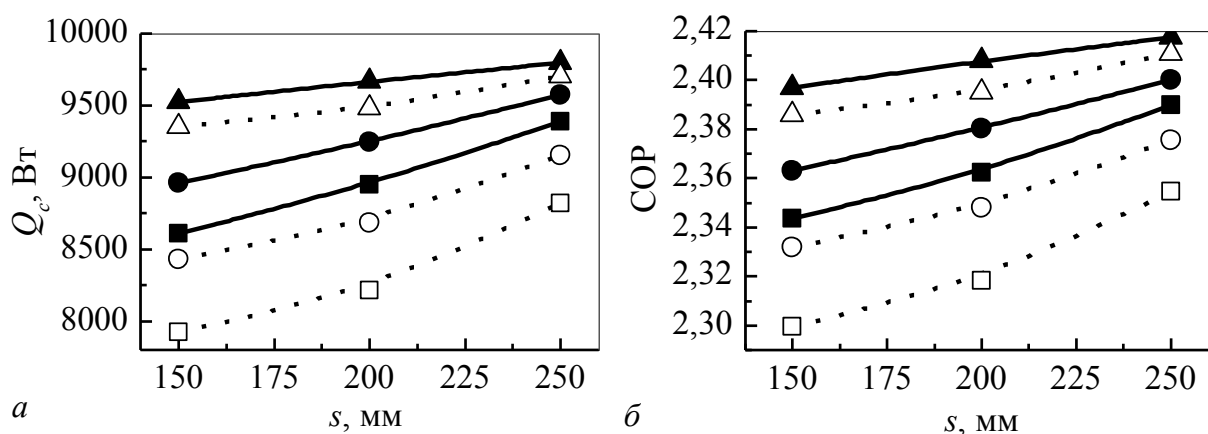


Рис. 2. Изменение  $Q_c$  (а) и COP (б) ТН в зависимости от шага труб при:  
 ▲ –  $n = 18, m = 2$ ; ● –  $n = 7, m = 2$ ; ■ –  $n = 5, m = 2$ ; Δ –  $n = 18, m = 1$ ; ○ –  $n = 7, m = 1$ ;  
 □ –  $n = 5, m = 1$ .

Различное количество ЭС  $n$  принималось исходя из того, что при проектировании грунтовых теплообменников их количество и размеры могут меняться в зависимости от теплофизических свойств грунта, что более точно определяется из расчета теплового режима грунта при тепловом взаимодействии с ЭС.

При изменении выбранных параметров минимальная теплопроизводительность ТН ( $Q_c = 7,92$  кВт) соответствовала ЭС с 1 U-образной трубой и расстоянием между трубами  $s = 150$  мм при количестве ЭС  $n = 5$ , а максимальная теплопроизводительность ( $Q_c = 9,80$  кВт, увеличение на 19%) имела место в случае с ЭС с 2 U-образными трубами и расстоянием между ними  $s = 250$  мм при количестве ЭС  $n = 18$ . Минимальной и максимальной теплопроизводительности также соответствовали минимальный

(COP = 2,30) и максимальный (COP = 2,42, рост на 5%) коэффициенты трансформации. Температура теплоносителя системы теплоснабжения на выходе конденсатора при этом составляла 57,8–59,8 °С.

## ВЫВОДЫ

Результаты моделирования показывают, что при проектировании систем теплоснабжения на основе грунтовых ТН с ЭС следует учитывать рассмотренные конструктивные параметры. Интерес представляет исследование параметров работы ТН при дальнейшем увеличении количества труб ЭС и различных схемах включения ЭС в циркуляционный контур.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Басок Б.И. Экспериментальный модуль геотермальной установки для теплоснабжения / Б.И. Басок // Пром. теплотехника. – 2006. – Т. 28. - № 1. – С. 69–78.
2. Филатов С.О. Численное моделирование совместной работы утилизатора теплоты грунта с теплоприемником / С.О. Филатов, В.И. Володин // Труды БГТУ. – 2012. - №3. – С. 179–183.
3. Bauer D. Zur thermischen Modellierung von Erdwärmesonden und Erdsonden-Wärmespeichern / D. Bauer – Stuttgart : Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart, 2011. – 136 p.
4. Eskilson P. Thermal analysis of heat extraction boreholes. Ph. D. thesis / P. Eskilson. – Lund: Lund Institute of Technology, 1987. – 267 p.
5. Гершкович В.Ф. Энергетические сваи / В.Ф. Гершкович // Сантехника. Отопление. Кондиционирование. – 2009. – №8. – С. 47-50.
6. VDI-Wärmeatlas. – Berlin Heidelberg: VDI-Verlag, 2006. – 1445 p.
7. Baehr H.D. Wärme- und Stoffübertragung / H.D. Baehr, K. Stephan // Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2010. – 816 p.

Статья поступила в редакцию 15.03.2013 г.