

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТУРА ИСПАРИТЕЛЯ И ГРУНТОВОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

С.О. Филатов filatau@tut.by, В.И. Володин volvic@mail.ru

Белорусский государственный технологический университет, г. Минск, Беларусь

Вовлечение в тепловой баланс низкопотенциальной теплоты поверхностных слоев грунта непосредственно связано с работой теплового насоса (ТН). Основными элементами системы теплоснабжения с грунтовым ТН являются теплообменные аппараты, связанные с источником и потребителем теплоты. Для анализа эффективности работы такой системы в целом с достаточной степенью достоверности необходимо рассматривать все элементы в комплексе.

Важной составляющей данной системы является контур, включающий грунтовой теплообменник (ГТО) и испаритель ТН. Тепло, отведенное от грунта, передается теплоносителю в ГТО, а затем кипящему хладагенту в испарителе (рис. 1).

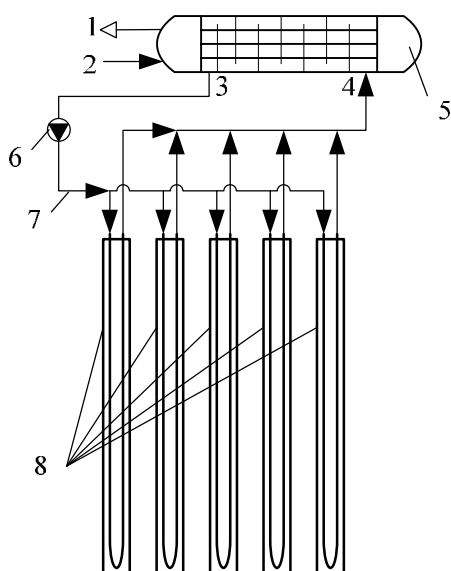


Рис. 1. Схема исследуемой системы: 1 – выход хладагента; 2 – вход хладагента; 3 – выход теплоносителя из испарителя; 4 – вход теплоносителя в испаритель; 5 – испаритель теплового насоса; 6 – циркуляционный насос; 7 – контур теплоносителя; 8 – грунтовые теплообменники;

Недостатком математических моделей, на которых основываются современные методы проектирования ТН для утилизации низкопотенциальной теплоты грунта, является упрощенное рассмотрение одного из элементов системы: ГТО либо ТН, что может приводить к ошибкам в результатах расчетов. Решением этой проблемы может служить разработка комплексной математической модели данных систем, которая учитывает совместную работу ГТО, контура ТН и потребителя тепловой энергии, и на основе которой можно будет проводить проектирование, оптимизацию и оценку эффективности систем теплоснабжения при использовании низкопотенциальной теплоты грунта.

Описание объекта исследования. Объектом математического моделирования является система, состоящая из испарителя ТН и нескольких ГТО, расположенных в скважинах. Испаритель представляет собой кожухотрубчатый теплообменник с сегментными перегородками с кипением в горизонтальных U-образных трубах диаметром 10×1 мм, количество труб 40, диаметр кожуха 105 мм. Теплота, подведенная к промежуточному теплоносителю в ГТО от грунта, передается в испарителе к кипящему хладагенту R134a. В качестве теплоносителя используется водный раствор этиленгликоля.

Базовая конструкция ГТО состоит из двух полиэтиленовых U-образных труб диаметром 32×3 мм, которые расположены в 5 вертикальных скважинах глубиной 50 м, диаметром 120 мм. Расстояние между соседними трубами s принималось равным 50 мм. Пространство между скважиной и трубами теплообменника заполнялось теплопроводной суспензией на основе бентонита и цемента [1]. Поперечное сечение теплообменника представлено на рис. 2.

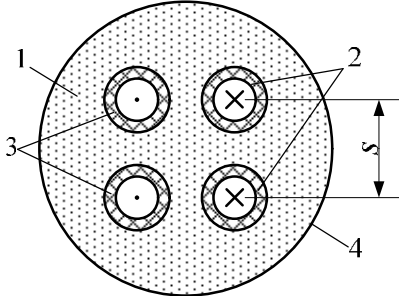


Рис. 2. Поперечное сечение грунтового теплообменника: 1 – наполнитель скважины; 2 – нисходящие трубы; 3 – восходящие трубы; 4 – стенка скважины

Методика расчета. Уравнения теплового баланса и теплоотдачи, связывающие работу испарителя и ГТО, имеют вид:

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

$$Q = G_1c_1(t'_1 - t''_1), \quad (2)$$

$$G_2r dx = [d_{нар}/(\alpha_2(x)d_{вн}) + d_{нар} \ln(d_{нар}/d_{нар})/(2\lambda_w)]^{-1}(t_{w1} - t_s), \quad (3)$$

$$Q = G_2r(x' - x''). \quad (4)$$

Если в испарителе имеет место перегрев паров хладагента, то система уравнений (1)–(4) дополняется уравнением для участка перегрева:

$$G_2c_2 dt_2 = [d_{нар}/(\alpha_{Go}d_{вн}) + d_{нар} \ln(d_{нар}/d_{нар})/(2\lambda_w)]^{-1}(t_{w1} - t_2) dF, \quad (5)$$

а уравнение (4) заменяется уравнением:

$$Q = G_2r(x' - x'') + G_2c_2(t''_2 - t_s). \quad (6)$$

Система уравнений (1)–(6) дополняется замыкающими соотношениями. В данной работе принимаются допущения о том, что процесс теплопереноса квазистационарный и температура стенки скважины постоянна по глубине, так как большая часть ГТО располагается ниже границы сезонных колебаний температуры грунта. В этом случае общее решение Эскилсона и Клаессона [2] для произвольного распределения температуры стенки по глубине скважины было модифицировано для граничного условия 1 рода. При этом температура теплоносителя на выходе из ГТО описывается зависимостью:

$$t'_1 = \frac{\cosh(\gamma L_{Bor}) - \sinh(\gamma L_{Bor})(\delta - \beta_{12}/\gamma)}{\cosh(\gamma L_{Bor}) + \sinh(\gamma L_{Bor})(\delta - \beta_{12}/\gamma)} t''_1 + \frac{(\beta_2 + \beta_1)\sinh(\gamma L_{Bor})}{\gamma \cosh(\gamma L_{Bor}) + (\gamma\delta - \beta_{12})\sinh(\gamma L_{Bor})} t_{soil}. \quad (7)$$

В зависимость (7) входят следующие коэффициенты:

$$\beta_1 = \beta_2 = (R_1^\Delta G_1 c_1)^{-1},$$

$$\beta_{12} = (R_{12}^\Delta G_1 c_1)^{-1},$$

$$\gamma = \sqrt{\beta_1^2 + 2\beta_{12}\beta_1},$$

$$\delta = (\beta_{12} + \beta_1)/\gamma.$$

Сопротивления теплопередаче R_1^Δ и R_{12}^Δ определялись по методике, изложенной в работе [3].

Локальный коэффициент теплоотдачи при кипении движущегося хладагента внутри труб испарителя для паросодержания от 0 до 1 определялся по принципу суперпозиции макро- и микроконвективного коэффициента теплоотдачи по методике, представленной в [4]. В этом случае локальный коэффициент теплоотдачи равен:

$$\alpha_2(x) = \sqrt[3]{\alpha(x)_k^3 + \alpha(x)_B^3}. \quad (8)$$

Корреляции для составляющих уравнения (8) имеют вид:

$$\alpha(x)_k = \alpha_{LO} \left\{ (1-x)^{0,01} \left[(1-x) + 1,2x^{0,4} \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,37} \right]^{-2,2} + x^{0,01} \left[\frac{\alpha_{GO}}{\alpha_{LO}} \left(1 + 8(1-x)^{0,7} \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,67} \right) \right]^{-2} \right\}^{-0,5}, \quad (9)$$

$$\alpha(x)_B = \alpha_0 C_F (q/q_0)^{n(p^*)} F_{p^*} F_d F_W F_{m,x}. \quad (10)$$

Замыкающие соотношения (8)–(10) справедливы для горизонтальных труб и согласно [3] имеют максимальное отклонение от экспериментальных данных до 30%.

Коэффициент теплоотдачи при движении насыщенного и перегретого пара хладагента в трубах испарителя, а также средний коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника с сегментными перегородками рассчитывается по методике работы [4] с учетом схемы течения рабочих сред и перетечек теплоносителя.

Уравнения (3) и (5) решаются методом конечных разностей по явной схеме. Замкнутая система уравнений (1)–(10) решается численно в системе MatLab с использованием функции fsolve. Исходными данными при решении задачи выступают температура кипения хладагента, температура стенки скважины, соответствующая температуре прилегающего грунта, массовые расходы сред, паросодержание хладагента на входе в испаритель.

Результаты численного эксперимента. Для исследуемого объекта проведен численный эксперимент. В испарителе принимался температурный напор 3–6 °С, с учетом которого определялась температура кипения хладагента. Массовый расход хладагента 0,08 кг/с, что соответствовало некоторому установившемуся режиму работы теплового насоса. Паросодержание на входе в испаритель 0,15. Теплопроводность заполнителя скважины 2,3 Вт/(м·К), что входило в диапазон возможных ее значений по [1].

Характерной особенностью работы ТН для утилизации низкопотенциальной теплоты грунта является постепенное падение температуры стенки скважины ГТО, обусловленное охлаждением прилегающего к нему массива грунта. Согласно [2] температура грунта ниже сезонных температурных колебаний соответствует средней годовой температуре

поверхности грунта, которая для Республики Беларусь согласно [5] в зависимости от местности составляет 6–8°C. В начальный период времени эксплуатации температура стенки скважины соответствует этим значениям, которая в дальнейшем снижается.

На рис. 4а представлены изменения паросодержания хладагента на выходе из испарителя и теплового потока испарителя в зависимости от температуры стенки скважины, на рис. 4б – изменение температур сред. При снижении температуры стенки скважины от 8 до 5,5°C, когда имел место перегрев хладагента, тепловой поток уменьшается незначительно. При изменении температуры стенки скважины от 5,5 до 2°C тепловой поток снижается примерно на 35%, что связано с уменьшением паросодержания хладагента на выходе из испарителя.

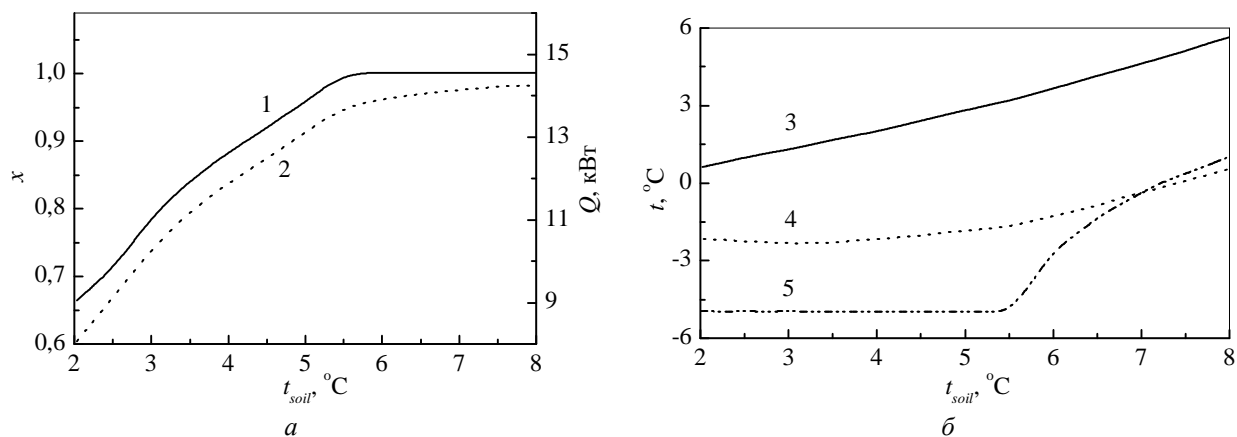


Рис. 4. Изменение параметров системы в зависимости от температуры грунта ($t_s = -5^\circ\text{C}$, $m = 79,6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$): 1 – паросодержание на выходе из испарителя; 2 – тепловой поток; 3 – температура теплоносителя на входе в испаритель; 4 – температура теплоносителя на выходе из испарителя; 5 – температура хладагента на выходе из испарителя

Представленное на рис. 4 уменьшение теплового потока может быть компенсировано снижением температуры кипения хладагента. На рис. 5 показано изменение температуры кипения хладагента и соответствующего давления насыщения от температуры грунта. Такое распределение параметров позволяет поддерживать постоянный тепловой поток испарителя при условии, когда хладагент на выходе из испарителя находится в насыщенном состоянии.

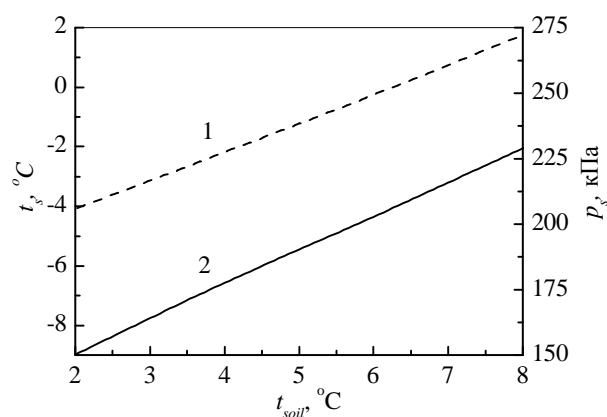


Рис. 5. Изменение температуры кипения и давления насыщения в зависимости от температуры грунта ($Q = 13,8 \text{ кВт}$; $x'' = 1$; $m = 79,6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$): 1 – давление насыщения; 2 – температура грунта

Также в результате моделирования получено, что локальный коэффициент теплоотдачи при кипении и паросодержание изменяются неравномерно по длине труб (рис. б). При этом основной вклад вносит микроконвекция.

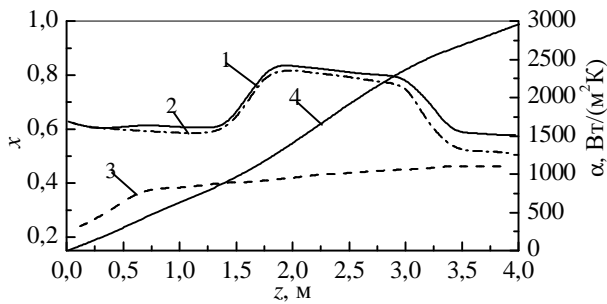


Рис. 6. Изменение коэффициента теплоотдачи и паросодержания по длине труб ($t_s=-2^\circ\text{C}$, $t_{\text{soil}}=8^\circ\text{C}$, $m=79,6$ кг/($\text{m}^2\cdot\text{c}$)): 1 – локальный коэффициент теплоотдачи; 2 – микросоставляющая коэффициента теплоотдачи; 3 – макросоставляющая коэффициента теплоотдачи; 4 – локальное паросодержание

Это связано как с зависимостью коэффициента теплоотдачи от паросодержания, так и от режима течения, который изменялся по длине трубы. Так при паросодержаниях в области 0,15–0,6 и 0,8–1 наблюдался волновой режим течения, а при паросодержании 0,6–0,8 – кольцевой. Режимы течения определялись по методике, представленной в [4].

Исследовалось влияние кратности циркуляции в испарителе на работу системы при постоянном расходе хладагента. Расход теплоносителя изменялся от 0,4 до 1,2 кг/с, что соответствовало изменению кратности от 5 до 15. На рисунке 7а представлено изменение температур сред, а на рис. 7б – теплового потока и паросодержания хладагента на выходе из испарителя в зависимости от кратности циркуляции.

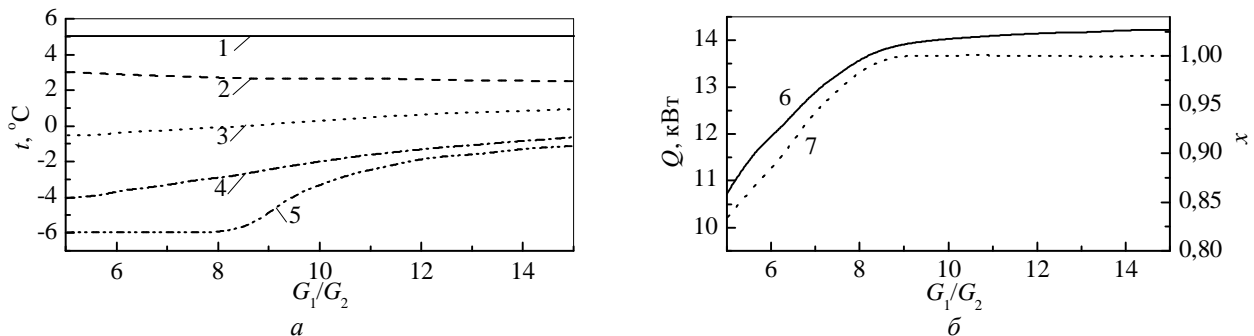


Рис. 7. Зависимость параметров системы в от кратности циркуляции ($t_s=-6^\circ\text{C}$, $G_2=0,08$ кг/с, $m=79,6$ кг/($\text{m}^2\cdot\text{c}$)): 1 – температура грунта; 2 – температура теплоносителя на входе в испаритель; 3 – средняя температура теплоносителя; 4 – температура теплоносителя на выходе из испарителя; 5 – температура хладагента на выходе из испарителя; 6 – тепловой поток; 7 – паросодержание хладагента на выходе из испарителя

Согласно рис. 7 при изменении кратности циркуляции с 5 до 8,5, когда на выходе из испарителя имел место влажный пар, рост теплового потока составлял $\approx 20\%$. При кратностях циркуляции от 8,5 до 15 пары хладагента находились в сухом насыщенном либо перегретом состоянии, что соответствовало меньшему росту теплового потока ($\approx 2,5\%$).

Выводы

Разработана методика численного расчета совместной работы контура ГТО и испарителя ТН, с использованием которой установлено, что в рассматриваемых условиях тепловой поток аппаратов существенно зависит от температуры грунта. При ее снижении от 8 до $5,5^\circ\text{C}$ он уменьшается незначительно, при изменении температуры от $5,5$ до 2°C наблюдалось резкое уменьшение теплового потока, связанное с неполным испарением хладагента. Выявлена неравномерность коэффициента теплоотдачи при кипении по длине труб, связанная с изменением паросодержания и режима течения хладагента. Установлено, что значительная зависимость теплового потока (рост $\approx 20\%$) от кратности циркуляции соответствует ее изменению от 5 до 8,5, когда на выходе из испарителя имеет место влажный пар. В случае полного испарения хладагента и его перегрева зависимость теплового потока от кратности циркуляции в рассматриваемых условиях незначительны (рост $\approx 2,5\%$ при изменении кратности циркуляции от 8,5 до 15).

Обозначения

t_1' , t_1'' – температура теплоносителя на входе и на выходе испарителя соответственно, °С; γ , δ , β_{12} , β_1 , β_2 – коэффициенты в уравнениях; L_{Bor} – глубина скважины ГТО, м; t_{soil} – средняя температура стенки скважины (температура прилегающего грунта), °С; R_1^Δ , R_{12}^Δ – сопротивление теплопередаче между потоком теплоносителя и стенкой скважины, между восходящим и нисходящим потоками теплоносителя соответственно, м·К/Вт; G_1 , G_2 – массовый расход теплоносителя и хладагента соответственно, кг/с; c_1 , c_2 – изобарная теплоемкость теплоносителя и хладагента соответственно, Дж/(кг·К); $\alpha_2(x)$ – локальный коэффициент теплоотдачи при кипении хладагента, Вт/(м²·К); $\alpha(x)_k$ – коэффициент теплоотдачи макроконвекцией, Вт/(м²·К); $\alpha(x)_B$ – коэффициент теплоотдачи микроконвекцией, Вт/(м²·К); α_{LO} , α_{GO} – коэффициент теплоотдачи при паросодержании, равном 1 и 0 соответственно, Вт/(м²·К); x – массовое расходное паросодержание; ρ' , ρ'' – плотность потока пара и жидкости соответственно, кг/м³; α_0 – нормируемый коэффициент теплоотдачи (для R134a – 3500 Вт/(м²·К)); C_F – коэффициент, учитывающий свойства хладагента; q – плотность теплового потока, Вт/м²; q_0 – нормируемая плотность теплового потока (для R134a – 20000 Вт/(м²)); $n(p^*)$ – поправка на относительное давление и режим течения хладагента; p^* – относительное давление хладагента; F_{p^*} – поправка на относительное давление; F_d – поправка на диаметр трубы; F_w – поправка на шероховатость труб; $F_{m,x}$ – поправка на плотность массового потока и паросодержание; m – плотность массового потока, кг/(м²·с); Q – тепловой поток, Вт; F – площадь наружной поверхности труб испарителя, м²; α_1 – средний коэффициент теплоотдачи теплоносителя в межтрубном пространстве испарителя, Вт/(м²·К); t_{1cp} – средняя температура теплоносителя, °С; t_{w1} – средняя температура наружной стенки труб испарителя, °С; r – теплота кипения, Дж/кг; $d_{нар}$, $d_{вн}$ – наружный и внутренний диаметр труб испарителя соответственно, м; λ_w – теплопроводность материала труб испарителя, Вт/(м·К); t_s – температура кипения хладагента, °С; x' , x'' – массовое расходное паросодержание хладагента на входе и выходе из испарителя соответственно; t – локальная температура хладагента, °С; t_2'' – температура хладагента на выходе из испарителя.

Литература

1. Niederbrucker R. Eignungsuntersuchung von Verpressmaterialien für Erdwärmesonden [Electronic resource]. – 2008. – Mode of access: http://www.land-oberoesterreich.gv.at/files/publikationen/GTW_Eignungsuntersuchung.pdf – Date of access: 14.01.2012.
2. Eskilson, P. Simulation model of thermally interacting heat extraction boreholes / P. Eskilson, J. Claesson // Numerical Heat Transfer. – 1988. – Vol. 13. – P. 149–165.
3. FEFLOW. Finite Element Subsurface Flow & Transport Simulation System. White Papers Vol. V – Интернет-ресурс. Режим доступа: http://www.feflow.info/uploads/media/white_papers_vol5_01.pdf.
4. VDI-Wärmeatlas. – Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. – 1445 s.
5. Справочник по климату СССР / Глав. упр. гидрометеорол. службы при Совете Министров СССР, Упр. гидрометеорол. службы БССР, Минская гидрометеорол. обсерватория Вып. 7: Белорусская ССР. Ч. 2. Температура воздуха и почвы, – 1965. – 246 с.