

УДК 621.577

С. О. Филатов, аспирант (БГТУ);

В. И. Володин, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой (БГТУ)

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ УТИЛИЗАТОРА ТЕПЛОТЫ ГРУНТА С ТЕПЛОПРИЕМНИКОМ

Разработана математическая модель совместной работы утилизатора теплоты грунта в виде вертикального грунтового теплообменника с теплоприемником – испарителем теплового насоса. Конструкция испарителя – кожухотрубчатый теплообменник с сегментными перегородками с кипением в U-образных трубах. Конструкция грунтового теплообменника представляет собой две U-образные трубы, расположенные в вертикальной скважине. С помощью модели определяется влияние на работу системы изменения температуры грунта, кратности циркуляции в испарителе, теплопроводности заполнителя скважины грунтового теплообменника.

The numerical model of the joint work of borehole heat exchanger and evaporator of the heat pump is developed. The design of the evaporator is shelltube heat exchanger with segmental baffles with a boiling in the U-shaped tubes. The design of ground heat exchanger is heat exchanger with two U-shaped tubes, which are arranged in a vertical borehole. The effect on the system temperature of soil, the multiplicity of circulation in the evaporator heat exchanger, the filler of borehole is modeled by the developed model.

Введение. Развитие использования нетрадиционных возобновляемых источников энергии как перспективного направления в энергосбережении включает в себя технологию утилизации низкопотенциальной теплоты верхних слоев грунта.

Несмотря на многолетний опыт эксплуатации данных установок в высокоразвитых странах, отсутствует достаточно надежный метод их проектирования, что препятствует расширению использования тепловых насосов в Республике Беларусь.

Главным недостатком математических моделей, на которых основываются современные методы проектирования тепловых насосов для утилизации низкопотенциальной теплоты грунта, является упрощенное рассмотрение одного из элементов системы: грунтового теплообменника (ГТО) либо теплового насоса (ТН), что вызывает сомнения в достоверности получаемых расчетных данных.

Решением этой проблемы может служить разработка комплексной математической модели данных систем, которая учитывает совместную работу ГТО, контура теплового насоса и потребителя тепловой энергии и с использованием которой можно будет проводить проектирование, оптимизацию и оценку эффективности систем теплоснабжения на основе использования низкопотенциальной теплоты грунта.

Описание объекта исследования. Объектом математического моделирования является система, состоящая из испарителя теплового насоса и нескольких ГТО. Испаритель представляет собой кожухотрубчатый теплообменник с сегментными перегородками с кипением в горизонтальных U-образных трубах. Теплота, отведенная в ГТО от грунта, передается про-

межуточным теплоносителем в испарителе к кипящему хладагенту R134a. В качестве теплоносителя используется водный раствор этиленгликоля. Система представлена на рис. 1.

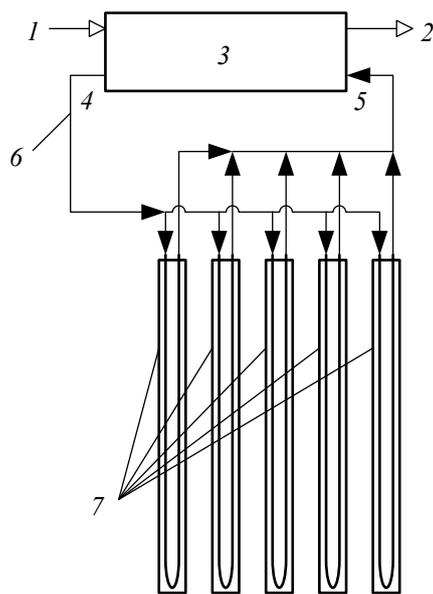


Рис. 1. Схема исследуемой системы:
1 – вход хладагента; 2 – выход хладагента;
3 – испаритель теплового насоса; 4 – выход теплоносителя из испарителя; 5 – вход теплоносителя в испаритель; 6 – контур теплоносителя; 7 – грунтовые теплообменники

Математическое описание работы ГТО. В данной работе в качестве базовой конструкции использовался ГТО, состоящий из двух полиэтиленовых U-образных труб диаметром 32×3 мм, размещенных в скважине. Количество теплообменников равно пяти, диаметр скважины составляет 120 мм. Пространство между

скважиной и трубами теплообменника для улучшения термического контакта труб с грунтом заполнялось теплопроводной суспензией на основе бентонита и цемента [1]. Поперечное сечение теплообменника представлено на рис. 2.

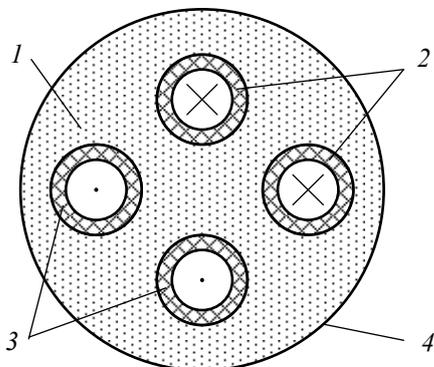


Рис. 2. Поперечное сечение грунтового теплообменника:
1 – наполнитель скважины;
2 – нисходящие трубы; 3 – восходящие трубы; 4 – стенка скважины

Исходя из того, что большая часть грунтового теплообменника располагается ниже границы сезонных колебаний температуры грунта, т. е. в области, где температура грунта изменяется по глубине незначительно, в данной работе принимается допущение о том, что температура стенки скважины постоянна по глубине. В этом случае для математического описания квазистационарного процесса теплопереноса в ГТО использовалось общее решение Эскилсона и Клаессона [2], которое было модифицировано для граничного условия 1-го рода на стенке скважины и согласно которому температура теплоносителя на выходе из ГТО равна:

$$t' = \frac{\cosh(\gamma L_{Bor}) - \sinh(\gamma L_{Bor}) \left(\delta - \frac{\beta_{12}}{\gamma} \right)}{\cosh(\gamma L_{Bor}) + \sinh(\gamma L_{Bor}) \left(\delta - \frac{\beta_{12}}{\gamma} \right)} t'' + \frac{(\beta_2 + \beta_1) \sinh(\gamma L_{Bor})}{\gamma \cosh(\gamma L_{Bor}) + (\gamma \delta - \beta_{12}) \sinh(\gamma L_{Bor})} t_{soil}, \quad (1)$$

где L_{Bor} – глубина скважины ГТО, м; t'' – температура теплоносителя на входе в ГТО, °С; t_{soil} – средняя температура стенки скважины (температура прилегающего грунта), °С.

В уравнение (1) входят следующие коэффициенты:

$$\beta_1 = \beta_2 = \frac{1}{R_1^\Delta G_1 c}, \quad (2)$$

$$\beta_{12} = \frac{1}{R_{12}^\Delta G_1 c}, \quad (3)$$

$$\gamma = \sqrt{\beta_1^2 + 2\beta_{12}\beta_1}, \quad (4)$$

$$\delta = \frac{1}{\gamma}(\beta_{12} + \beta_1), \quad (5)$$

где 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 – массовый расход теплоносителя, кг/с; c – теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг · К).

Расчет теплоотдачи. Коэффициент теплоотдачи при кипении движущегося хладагента внутри труб испарителя для области паросодержания от 0 до 1 определялся по принципу суперпозиции макро- и микроконвективного коэффициента теплоотдачи по методике, представленной в [3]. В этом случае коэффициент теплоотдачи равен:

$$\alpha_2(x) = \sqrt[3]{\alpha(x)_k^3 + \alpha(x)_B^3}, \quad (6)$$

где $\alpha(x)_k$ – коэффициент теплоотдачи макроконвекцией, Вт/(м² · К); $\alpha(x)_B$ – коэффициент теплоотдачи микроконвекцией, Вт/(м² · К); x – массовое расходное паросодержание.

Корреляции для составляющих уравнения (6) имеют вид

$$\alpha(x)_k = \alpha_{LO} \left\{ (1-x)^{0,01} A^{-2,2} + x^{0,01} B^{-2} \right\}^{-0,5}, \quad (7)$$

$$A = (1-x) + 1,2x^{0,4} \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,37}, \quad (8)$$

$$B = \frac{\alpha_{GO}}{\alpha_{LO}} \left(1 + 8 \cdot (1-x)^{0,7} \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,67} \right), \quad (9)$$

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

где α_{LO} – коэффициент теплоотдачи при паросодержании, равном 1, Вт/(м² · К); ρ' , ρ'' – плотность потока пара и жидкости соответственно, кг/м³; α_{GO} – коэффициент теплоотдачи при паросодержании, равном 0, Вт/(м² · К); 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 – 20 000 Вт/м²); $n(p^*)$ – поправка на относительное давление и режим течения 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 m и паросодержание.

Замыкающие соотношения системы уравнений справедливы для горизонтальных труб и согласно [3] имеют максимальное отклонение от экспериментальных данных до 30%.

Средний коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника с сегментными перегородками рассчитывается по методике работы [3] с учетом схемы течения рабочих сред и перетечек теплоносителя.

Метод совместного решения. Система уравнений (1)–(10) дополняется зависимостями, связывающими работу испарителя и ГТО:

$$Q = F\alpha_1(t_{1cp} - t_{w1}), \quad (11)$$

$$Q = G_1c(t' - t''), \quad (12)$$

$$G_2r dx = \frac{(t_{w1} - t_s)dF}{\frac{d_{нар}}{\alpha_2(x)d_{вн}} + \frac{d_{нар}}{2\lambda_w} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}}}, \quad (13)$$

$$Q = G_2r(x' - x''), \quad (14)$$

где 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; G_1 – массовый расход хладагента, кг/с; r – теплота кипения, Дж/кг; t_s – температура кипения хладагента, °С; $d_{нар}$ – наружный диаметр труб испарителя, м; $\alpha_2(x)$ – локальный коэффициент теплоотдачи при кипении, Вт/(м² · К); $d_{вн}$ – внутренний диаметр труб испарителя, м; λ_w – теплопроводность материала труб испарителя, Вт/(м · К); x' – паросодержание хладагента на входе в испаритель; x'' – паросодержание хладагента на выходе из испарителя.

В качестве граничного условия принимается средняя температура наружной стенки труб испарителя, а также задается паросодержание хладагента на входе в трубы и его расход. Паросодержание хладагента на выходе из испарителя находится путем решения дифференциального уравнения (13) методом конечных разностей по явной схеме. Форма записи уравнения для изменения паросодержания хладагента в конечных разностях следующая:

$$G_2r(x_i - x_{i-1}) = \frac{(t_{w1} - t_s)n\pi d_{вн}\Delta z}{\frac{d_{нар}}{\alpha_2(x_{i-1})d_{вн}} + \frac{d_{нар}}{2\lambda_w} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}}}, \quad (15)$$

где i – номер узла конечно-разностной сетки; n – количество труб испарителя по одному ходу хладагента; Δz – шаг по длине труб, м.

Решение системы уравнений (1)–(14) не может быть получено аналитически. В данном исследовании система решается численно методом Гаусса – Ньютона, реализованном в системе MatLab в виде функции `fsolve` [4].

Исходными данными при решении задачи были температура кипения хладагента, температура стенки скважины, соответствующая температуре прилегающего грунта, массовые расходы хладагента и теплоносителя, паросодержание хладагента на входе в испаритель.

Результаты численного эксперимента.

С использованием разработанной математической модели для исследуемого объекта был произведен ряд численных экспериментов.

В расчетах принимались температура кипения хладагента с учетом температурного напора в испарителе 3–6°С, массовый расход хладагента 0,08 кг/с. Паросодержание на входе в испаритель 0,15. Теплопроводность заполнителя скважины принималась равной 2,3 Вт/(м · К), что входило в диапазон возможных ее значений по данным работы [1].

Характерной особенностью работы теплового насоса для утилизации низкопотенциальной теплоты грунта, установленной ранее в работах [5–7], является постепенное падение температуры стенки скважины ГТО, обусловленное отводом теплоты от прилегающего массива грунта, что влияет на параметры работы системы, в первую очередь это приводит к уменьшению теплового потока.

Согласно работе [2], температура грунта ниже сезонных температурных колебаний соответствует средней годовой температуре поверхности грунта, которая для Республики Беларусь, согласно [8], в зависимости от местности составляет 6–8°С. В расчетах данная температура соответствует температуре стенки скважины в начале отопительного периода.

На рис. 3 представлены изменения паросодержания хладагента на выходе из испарителя и теплового потока испарителя в зависимости от температуры стенки скважины. При снижении ее температуры от 8 до 2°С тепловой поток уменьшается примерно на 63%.

Как видно из рис. 3, с уменьшением температуры грунта заметно падает тепловой поток и паросодержание хладагента на выходе из испарителя, что может быть компенсировано снижением температуры кипения хладагента.

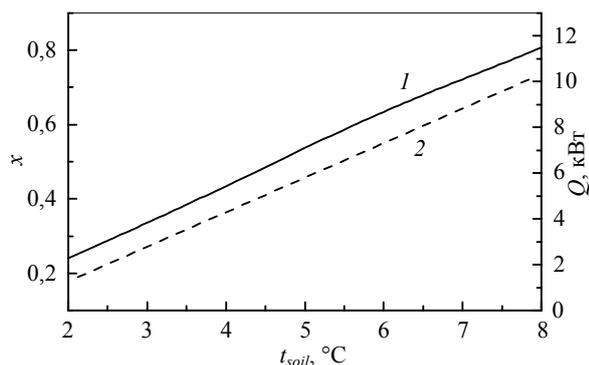


Рис. 3. Изменение паросодержания и теплового потока в зависимости от температуры грунта при $t_s = 0^\circ\text{C}$; $m = 79,6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$:

1 – паросодержание на выходе из испарителя;
2 – тепловой поток

На рис. 4 показано изменение температуры кипения хладагента и соответствующего давления насыщения от температуры грунта. Такое распределение параметров позволяет поддерживать постоянный тепловой поток испарителя.

Получено, что локальный коэффициент теплоотдачи при кипении и паросодержание изменяются неравномерно по длине труб (рис. 5). Основной вклад вносит микроконвекция.

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 0,8–1,0 наблюдался волновой режим течения, а при паросодержании 0,6–0,8 – кольцевой.

Параметры работы исследуемой системы существенно зависят от свойств используемых материалов. Теплопроводность материала заполнителя скважины определяет термическое сопротивление скважины, что сказывается на работе системы в целом. Теплопроводность применяемых в качестве заполнителей скважины бентонито-цементных суспензий по данным работы [1] в зависимости от состава может изменяться в диапазоне от 0,7 до 2,4 Вт/(м·К). На рис. 6 представлено изменение температуры насыщения хладагента, требуемой для его поддержания в сухом насыщенном состоянии на выходе из испарителя ($x'' = 1$), от теплопроводности материала заполнителя скважины. С ростом теплопроводности заполнителя она повышается. Поведение разности температур грунта и кипения хладагента $\Delta t_{\text{soil/s}}$ имеет обратную тенденцию – она снижается. Это будет влиять на работу системы в целом и приводить к уменьшению коэффициента преобразования теплового насоса.

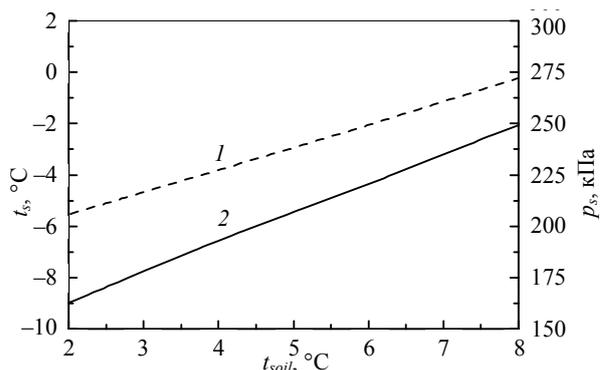


Рис. 4. Изменение температуры кипения и давления насыщения в зависимости от температуры грунта при $Q = 13,8 \text{ кВт}$; $x'' = 1$; $m = 79,6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$:
1 – давление насыщения; 2 – температура грунта

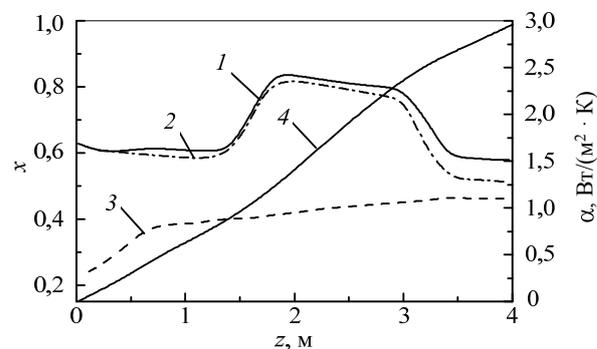


Рис. 5. Изменение коэффициента теплоотдачи и паросодержания по длине труб:

1 – локальный коэффициент теплоотдачи;
2 – микросоставляющая коэффициента теплоотдачи;
3 – макросоставляющая коэффициента теплоотдачи;
4 – локальное паросодержание

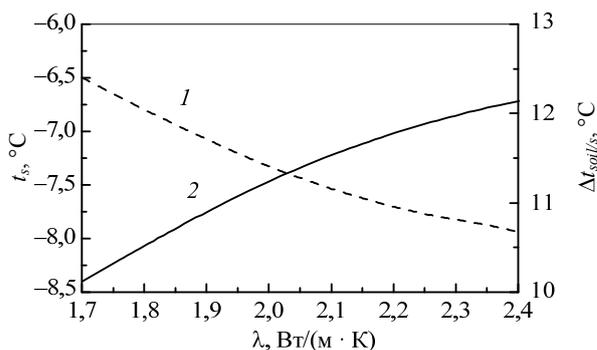


Рис. 6. Влияние теплопроводности заполнителя скважины на температуру кипения хладагента и разность температур $\Delta t_{\text{soil/s}}$ при $t_{\text{soil}} = 4^\circ\text{C}$; $Q = 13,8 \text{ кВт}$; $x'' = 1$; $m = 79,6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$:
1 – $\Delta t_{\text{soil/s}}$; 2 – температура кипения хладагента

Исследовалось влияние кратности циркуляции в испарителе на работу системы. На рис. 7 представлено поведение теплового потока и паросодержания хладагента на выходе из испарителя при изменении кратности циркуляции. Видно, что с ростом кратности циркуляции с 5

до 15 тепловой поток испарителя увеличивается приблизительно на 40%. Это показывает, что изменение кратности циркуляции может использоваться в качестве способа регулирования теплового потока исследуемой системы.

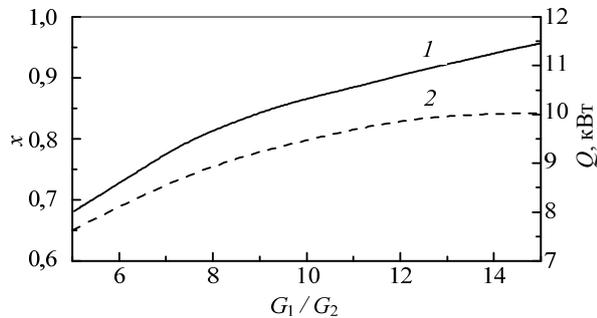


Рис. 7. Влияние кратности циркуляции на тепловой поток и паросодержание хладагента на выходе из испарителя при $t_{soil} = 8^\circ\text{C}$; $t_s = 0^\circ\text{C}$; $m = 79,6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$:
1 – тепловой поток; 2 – паросодержание хладагента на выходе из испарителя

Заключение. Разработана математическая модель для исследования совместной работы утилизатора теплоты грунта с теплоприемником – испарителем теплового насоса. В результате численного моделирования установлено, что в рассматриваемых условиях тепловой поток существенно зависит от температуры грунта. При ее снижении от 8 до 2°C тепловой поток уменьшается примерно на 63%. Выявлена неравномерность коэффициента теплоотдачи при кипении по длине труб, связанная с изменением паросодержания и режима течения хладагента. Показано влияние теплопроводности заполнителя скважины ГТО на работу системы. В интервале ее значений $1,7\text{--}2,4 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ для рассматриваемых условий температура кипения, требуемая для поддержания хладагента на выходе из испарителя в сухом насыщенном состоянии, изменялась в диапазоне от $-8,4$ до $-6,8^\circ\text{C}$. Установлено, что с ростом кратности

циркуляции в испарителе от 5 до 15 тепловой поток увеличивается примерно до 40%.

Литература

1. Niederbrucker, R. Eignungsuntersuchung von Verpressmaterialien für Erdwärmesonden / R. Niederbrucker [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. Gnielinski, R. VDI-Wärmeatlas / R. Gnielinski, S. Kabelac, M. Kind. – Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. – 1445 s.
4. Бондаренко, В. Ф. MatLab. Основы работы и программирования, компьютерная математика. Учебный курс / В. Ф. Бондаренко, В. Д. Дубовец. – Минск: Харвест, 2010. – 256 с.
5. Филатов, С. О. Влияние теплоприемника теплонасосной системы теплоснабжения на температурный режим грунта / 62-я научно-техническая конференция студентов и магистрантов: сб. науч. работ: в 3 ч. – Минск: БГТУ, 2011. – Ч. 1. – С. 263–266.
6. Волов, Г. Я. Моделирование работы вертикальных грунтовых теплообменников в теплый и холодный периоды (основы методики) / Г. Я. Волов // Энергия и менеджмент. – 2010. – № 4. – С. 19–21.
7. Васильев, Г. П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием тепловой энергии поверхностных слоев Земли / Г. П. Васильев. – М.: Издат. дом «Граница», 2006. – 176 с.
8. Справочник по климату СССР / Глав. упр. гидрометеорол. службы при Совете Министров СССР, Упр. гидрометеорол. службы БССР, Минская гидрометеорол. обсерватория. – 1965. – Вып. 7: Белорусская ССР. Ч. 2: Температура воздуха и почвы. – 246 с.

Поступила 01.03.2012