

$k = \overline{0, 1} \cap t_j = j, j = \overline{0, 1} \cap 0$ точное решение отличается от приближенного по абсолютной величине меньше, чем на 10^{-2} .

ВЫВОД

С помощью специальной пси-функции найдено точное и приближенное представления решения однородной смешанной задачи для неоднородного одномерного уравнения теплопроводности. Приведена также оценка погрешности приближенного решения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Д и ф ф е р е н ц и а л ь н ы е уравнения математической физики / Н. С. Кошляков [и др.]. – М.: ГИФМЛ, 1962. – 767 с.
2. Л а с ы й, П. Г. Приближенное представление решения одной смешанной задачи теории теплопроводности с помощью специальных функций / П. Г. Ласый, И. Н. Мелешко //Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2009. – № 1. – С. 53–58.
3. Ф и х т е н г о л ь ц, Г. М. Курс дифференциального и интегрального исчисления / Г. М. Фихтенгольц. – М.: ГИФМЛ, 1962. – Т. 2. – 807 с.

Представлена кафедрой
высшей математики № 2

Поступила 21.11.2012

УДК 621.57+620.97

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ГРУНТОВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Асп. ФИЛАТОВ С. О.

Белорусский государственный технологический университет

В последнее время за рубежом все большее развитие получает направление в нетрадиционной энергетике, основанное на утилизации низкопотенциальной теплоты грунта [1–4]. В большинстве случаев такие системы включают в себя один или несколько вертикальных грунтовых теплообменников (ВГТО), работающих совместно с тепловым насосом (ТН). При этом ВГТО соединен с испарителем ТН. В качестве ВГТО могут быть использованы коаксиальные (рис. 1а), U-образные ВГТО с одной (рис. 1б) или несколькими трубами (рис. 1в, г, е), а также ВГТО с каналами более сложной формы [5] (рис. 1д). Кроме того, известен частный случай ВГТО – энергосваи, представляющие собой строительные сваи с трубами теплообменника, по которым циркулирует промежуточный теплоноситель (рис. 1е).

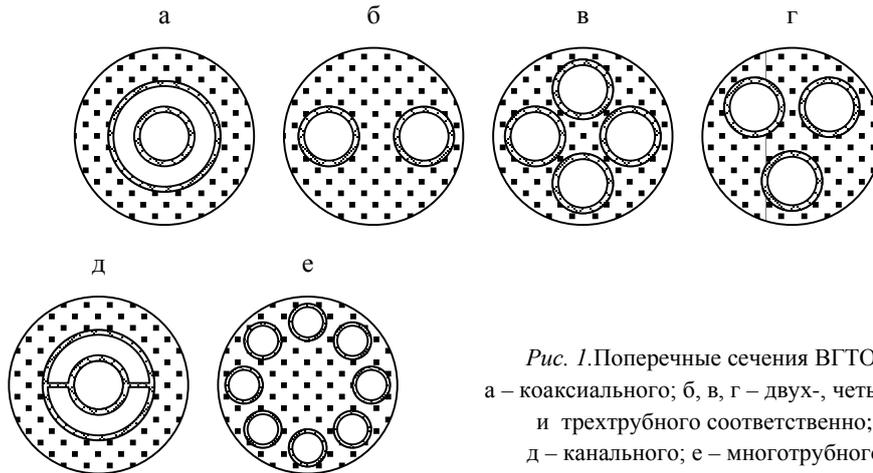


Рис. 1. Поперечные сечения ВГТО:
 а – коаксиального; б, в, г – двух-, четырех-
 и трехтрубного соответственно;
 д – канального; е – многотрубного

Для проектирования и оптимизации конструктивных параметров ВГТО требуется метод расчета, который может применяться для предварительной оценки параметров работы различных конструкций ВГТО, а также использоваться как составляющая комплексной модели системы теплоснабжения на основе утилизации низкопотенциальной теплоты грунта с применением ТН.

Далее будем обозначать различные трубные теплообменники как $a \times b$, где a соответствует количеству нисходящих труб, а b – количеству восходящих труб. Наряду с ВГТО 1×1 и 2×2 , получившими широкое распространение, интерес представляют ВГТО с большим количеством труб (4×4 и более), а также ВГТО с различным количеством восходящих и нисходящих труб (1×2 , 2×1 , 1×3 , 3×1 и т. д.). Для исследования параметров работы таких ВГТО имеется необходимость в разработке соответствующего метода расчета.

Математическая модель. Известно общее решение задачи о переносе теплоты в ВГТО с учетом теплообмена между нисходящим и восходящим потоком теплоносителя для произвольного распределения температуры по высоте стенки скважины [1]

$$t'' = t' \frac{\cosh(\gamma L) + [\beta_{12}/\gamma - \delta] \sinh(\gamma L)}{\cosh(\gamma L) - [\beta_{12}/\gamma - \delta] \sinh(\gamma L)} + \int_0^L t_{soil}(\xi) \frac{(\beta_1 + \beta_2) \cosh(\gamma(L - \xi)) + (\beta_1 - \beta_2)(\beta_{12}/\gamma - \delta) \sinh(\gamma(L - \xi))}{\cosh(\gamma(L - \xi)) + (\delta - \beta_{12}/\gamma) \sinh(\gamma(L - \xi))} d\xi \quad (1)$$

с коэффициентами:

$$\beta_1 = (R_1^\Delta Gc)^{-1}; \beta_2 = (R_2^\Delta Gc)^{-1}; \beta_{12} = (R_{12}^\Delta Gc)^{-1}; \beta = 0,5(\beta_2 - \beta_1);$$

$$\gamma = \sqrt{0,25(\beta_1 + \beta_2)^2 + \beta_{12}(\beta_1 + \beta_2)}; \delta = [\beta_{12} + 0,5(\beta_1 + \beta_2)]/\gamma,$$

где t'' , t' – температура теплоносителя на выходе и входе грунтового теплообменника соответственно, °C; L – длина ВГТО, м; t_{soil} – температура стен-

ки скважины, °С; ξ – координата по длине ВГТО, м; R_1^Δ – сопротивление теплопередаче стенки скважины и нисходящего потока теплоносителя, отнесенное к единице длины ВГТО, м·К/Вт; G – массовый расход теплоносителя, кг/с; c – теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К); R_2^Δ – сопротивление теплопередаче стенки скважины и восходящего потока теплоносителя, м·К/Вт; R_{12}^Δ – то же восходящего и нисходящего потоков теплоносителя, м·К/Вт.

Исходя из того, что большая часть ВГТО располагается ниже границы сезонных колебаний температуры грунта, т. е. в области, где температура грунта изменяется незначительно, в данной статье принимается допущение о том, что сезонная температура стенки скважины постоянна, при этом уравнение (1) приводится к виду

$$t'' = t' \frac{\cosh(\gamma L) + [\beta_{12}/\gamma - \delta] \sinh(\gamma L)}{\cosh(\gamma L) - [\beta_{12}/\gamma - \delta] \sinh(\gamma L)} + t_{soil} \frac{A - B - C}{(\beta^2 - \gamma^2) \exp(L\beta) (\cosh(\gamma L) + \sinh(\gamma L) [\delta - \beta_{12}/\gamma])}, \quad (2)$$

где

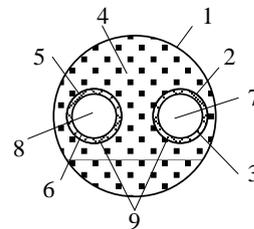
$$A = \beta_{12} [(\beta_1 - \beta_2)(1 - \exp(L\beta) \cosh(L\gamma)) - \beta \exp(L\beta) \sinh(L\gamma)(\beta_2 - \beta_1)/\gamma]; \quad (3)$$

$$B = \gamma \left[\beta_1 \left\{ \delta + \exp(L\beta) (\sinh(L\gamma) - \delta \cosh(L\gamma)) \right\} - \beta_2 \left\{ \delta - \exp(L\beta) (\sinh(L\gamma) + \delta \cosh(L\gamma)) \right\} \right]; \quad (4)$$

$$C = \beta \left[\beta_1 \left\{ 1 - \exp(L\beta) (\cosh(L\gamma) - \delta \sinh(L\gamma)) \right\} + \beta_2 \left\{ 1 - \exp(L\beta) (\cosh(L\gamma) + \delta \sinh(L\gamma)) \right\} \right]. \quad (5)$$

Кроме того, принимали, что перенос теплоты в ВГТО осуществляется только в поперечном сечении, при этом пренебрегали переносом теплоты в вертикальном направлении. Также принимали, что на границе контакта скважины и заполнителя, на наружной поверхности труб выполняется граничное условие (ГУ) 1-го рода (рис. 2).

Рис. 2. Поперечное сечение ВГТО 1×1: 1 – стенка скважины (ГУ 1-го рода); 2, 5 – границы контакта заполнителя скважины и наружной стенки нисходящей и восходящей труб (ГУ 1-го рода); 3, 6 – внутренняя стенка нисходящей и восходящей труб (ГУ 1-го рода); 4 – заполнитель скважины; 7, 8 – нисходящий и восходящий потоки теплоносителя; 9 – полиэтиленовые трубы



При выводе зависимостей для сопротивлений теплопередаче R_1^Δ , R_2^Δ , R_{12}^Δ используем метод электротепловой аналогии. На рис. 3а представлена

эквивалентная схема, описывающая процесс теплообмена между границей скважины с температурой t_{soil} , нисходящим и восходящим потоками теплоносителя с температурами t_{f1} , t_{f2} соответственно. Входящие в нее термические сопротивления и сопротивления теплопередаче определяли по заданным теплофизическим свойствам материалов теплообъемника и теплоносителя с учетом режима его течения.

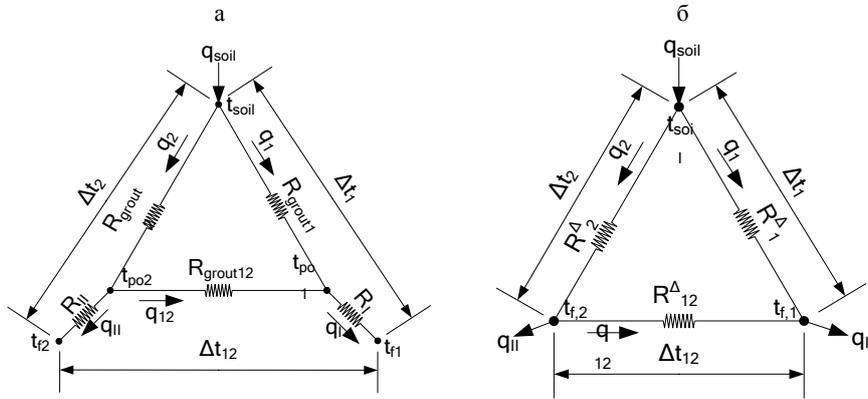


Рис. 3. Эквивалентные схемы процесса: а –используемая; б – по [1]

На рис. 4 представлена предложенная в [1] эквивалентная электрическая схема, соответствующая математической формулировке процесса согласно зависимости (1). Вывод зависимостей для R_1^{Δ} , R_2^{Δ} , R_{12}^{Δ} основан на приведении схемы по рис. 3а к схеме по рис. 3б, что соответствует равенству тепловых потоков q_{soil} , q_1 , q_2 при заданных температурах t_{soil} , t_{f1} , t_{f2} .

В соответствии со схемой на рис. 3а в области заполнителя теплообмен осуществляется теплопроводностью между тремя поверхностями с температурами t_{soil} , t_{po1} , t_{po2} . В этом случае условно выделяли три тепловых потока: от стенки скважины к границе контакта заполнителя и наружной стенки нисходящей трубы q_1 ; от стенки скважины к границе контакта заполнителя и наружной стенки восходящей трубы q_2 ; между границами контакта заполнителя со стенками труб q_{12} .

Данные тепловые потоки определяли как:

$$q_1 = (t_{soil} - t_{po1}) / R_{grou1}; q_2 = (t_{soil} - t_{po2}) / R_{grou2}; q_{12} = (t_{po2} - t_{po1}) / R_{grou12}, \quad (6)$$

где t_{po1} , t_{po2} – температура наружной стенки нисходящих и восходящих труб соответственно, °С; R_{grou1} , R_{grou2} , R_{grou12} – термические сопротивления области заполнителя, м·К/Вт.

При принятых условиях уравнения для тепловых потоков от наружной поверхности восходящих и нисходящих труб к теплоносителю имеют вид:

$$q_1 = (R_{conv1} + R_{pipes1})^{-1} (t_{f1} - t_{po1}) = R_1^{-1} (t_{f1} - t_{po1}); \quad (7)$$

$$q_{II} = (R_{conv2} + R_{pipes2})^{-1} (t_{f2} - t_{po2}) = R_{II}^{-1} (t_{f2} - t_{po2}), \quad (8)$$

где R_{conv1} , R_{conv2} – сопротивление теплоотдаче в нисходящей и восходящей трубах, м·К/Вт; R_{pipes1} , R_{pipes2} – термическое сопротивление стенки нисходящих и восходящих труб, м·К/Вт; t_{f1} , t_{f2} – температура теплоносителя в восходящей и нисходящей трубах, °С; R_I , R_{II} – сопротивление теплопередаче между потоком теплоносителя и наружной стенкой нисходящих и восходящих труб, м·К/Вт.

По аналогии с падением напряжения между двумя точками электрической цепи разности температур по рис. 3а будут равны:

$$q_1(R_{grou1} + R_I) + q_{12}R_I = \Delta t_1;$$

$$q_2(R_{grou2} + R_{II}) - q_{12}R_{II} = \Delta t_2; \quad (9)$$

$$q_1R_I - q_2R_{II} + q_{12}(R_I + R_{II} + R_{grou12}) = \Delta t_{12}.$$

Для эквивалентной схемы по рис. 3б тепловые потоки q_1 , q_2 , q_{12} записываются в виде:

$$q_1 + q_{12} = \Delta t_1 / R_1^\Delta + \Delta t_{12} / R_{12}^\Delta; \quad (10)$$

$$q_2 - q_{12} = \Delta t_2 / R_2^\Delta - \Delta t_{12} / R_{12}^\Delta. \quad (11)$$

Выразив из уравнения (9) тепловые потоки и подставив их в уравнения (10) и (11), можно установить, что сопротивления теплопередаче эквивалентной схемы по рис. 3б, к которой приводится эквивалентная схема по рис. 3а, равны:

$$R_1^\Delta = R' / [R_{grou2}R_{grou12} + R_{II}(R_{grou1} + R_{grou2} + R_{grou12})]; \quad (12)$$

$$R_2^\Delta = R' / [R_{grou1}R_{grou12} + R_I(R_{grou1} + R_{grou2} + R_{grou12})]; \quad (13)$$

$$R_{12}^\Delta = R' / [R_{grou1}R_{grou12}]; \quad (14)$$

$$R' = R_I \left\{ R_{II} (R_{grou1} + R_{grou2} + R_{grou12}) + R_{grou12} (R_{grou1} + R_{grou12}) \right\} + \\ + R_{grou1} \left\{ R_{II} (R_{grou2} + R_{grou12}) + R_{grou2} R_{grou12} \right\}. \quad (15)$$

Коэффициенты теплоотдачи, а затем и соответствующие сопротивления теплоотдаче рассчитывали по уравнениям подобия для вынужденного движения жидкости в трубах. Термические сопротивления стенок труб определяли как для цилиндрической стенки. Термические сопротивления области заполнителя находили по формулам:

$$R_{grou1} = (f_1 \lambda_{grou})^{-1}; \quad R_{grou2} = (f_2 \lambda_{grou})^{-1}; \quad R_{grou12} = (f_{12} \lambda_{grou})^{-1},$$

где f_1, f_2, f_{12} – коэффициенты формы области заполнителя (рис. 4); λ_{grout} – теплопроводность заполнителя, Вт/(м·К).

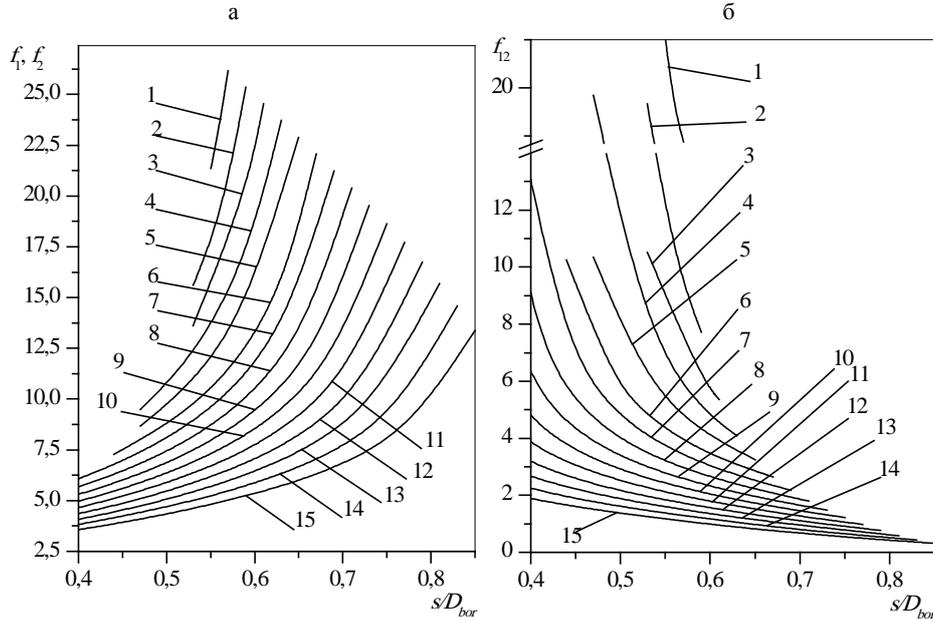


Рис. 4. Диаграмма для определения коэффициентов формы f_1, f_2 (а) и f_{12} (б) ВГТО 2×2:
 1 – $d/D_{bor} = 0,38$; 2 – 0,36; 3 – 0,34; 4 – 0,32; 5 – 0,30; 6 – 0,28; 7 – 0,26; 8 – 0,24; 9 – 0,22;
 10 – 0,20; 11 – 0,18; 12 – 0,16; 13 – 0,14; 14 – 0,12; 15 – $d/D_{bor} = 0,10$

Коэффициенты формы в формулах (13)–(15) зависят от геометрии области заполнителя, которая в случае трубных теплообменников однозначно определяется диаметром d и шагом труб s , отнесенных к диаметру скважины D_{bor} . Зависимость коэффициентов формы от относительного шага и диаметра труб для рассматриваемых ВГТО была определена в результате решения задачи переноса теплоты теплопроводностью в области заполнителя, сформированной тремя поверхностями с заданными температурами $t_{soil}, t_{po1}, t_{po2}$, при этом был использован метод конечных элементов. На рис. 4 представлены графические зависимости данных коэффициентов для ВГТО 2×2. Аналогичные зависимости были получены для теплообменников 2×1, 3×1, 4×4 и 5×3.

ВГТО, как правило, работают совместно с ТН. В этом случае для анализа ВГТО необходимо учитывать особенности их взаимной работы с ТН, что может быть реализовано в комплексной математической модели, где будут учитываться особенности работы контура теплового насоса и параметры системы теплоснабжения. Для приближенных расчетов воспользуемся более простым методом, когда для описания работы ТН используются зависимости теплопроизводительности и коэффициента трансформации теплового насоса от температуры теплоносителя на входе в испаритель при фиксированной температуре теплоносителя системы теплоснабжения на входе в конденсатор ТН. Данные зависимости в графическом виде указываются в технической документации некоторых производителей ТН [4]. Нами был выбран ТН производства фирмы Buderus марки WPS 90 I/К. Для этой модели зависимости теплопроизводительности

и коэффициента трансформации имеют линейный характер и могут быть аппроксимированы уравнением линии:

$$Q_c = C_q + D_q t''; \quad (16)$$

$$\varepsilon = C_\varepsilon + D_\varepsilon t'', \quad (17)$$

где Q_c – тепловой поток в конденсаторе ТН (теплопроизводительность), Вт; $C_q = 9262$ Вт; $D_q = 249$ Вт/°С; t'' – температура теплоносителя на выходе из ВГТО, °С; ε – коэффициент трансформации теплового насоса; $C_\varepsilon = 4,4$; $D_\varepsilon = 0,1277$ 1/°С.

Значения коэффициентов C_q , D_q , C_ε , D_ε соответствовали работе ТН в номинальном режиме при температуре теплоносителя системы теплоснабжения на входе в конденсатор ТН 35 °С, что свойственно низкотемпературной системе теплоснабжения. В расчетах использовали уравнения для коэффициента трансформации и теплового баланса промежуточного теплоносителя:

$$\varepsilon = Q_c / (Q_c - Q_e); \quad (18)$$

$$Q_e = Gc(t'' - t'), \quad (19)$$

где Q_e – тепловой поток в испарителе ТН, Вт.

Из уравнений (16)–(18) находили тепловой поток испарителя. Затем с учетом уравнения для теплового баланса теплоносителя (19) и уравнения для грунтового теплообменника (2) с соответствующими коэффициентами определяли параметры работы системы ВГТО/ТН.

В ВГТО, как правило, используются полиэтиленовые трубы ПЭ100. В исследовании выбирали ряд труб с размерами 32×3,0, 40×3,7, 50×4,6, 63×5,8, 75×6,8 [6]. Диаметр скважины принимали равным 200 мм, глубину скважины (длину ВГТО) – 50 м, количество скважин – 5. Зазор между трубами и стенкой скважины принимали 10 мм. Расход теплоносителя ($G = 0,671$ кг/с) был равен расходу теплоносителя в номинальном режиме работы выбранной модели ТН по [4]. Среднюю температуру стенки скважины принимали равной 5 °С. Теплоноситель – водный раствор этиленгликоля. Теплопроводность заполнителя – 2,3 Вт/(м·К) [3], теплопроводность полиэтилена – 0,38 Вт/(м·К) [3].

В результате расчетов по представленной методике определяли коэффициент трансформации ТН, теплопроизводительность, а также температуру теплоносителя на входе и выходе ВГТО для представленного ряда размеров труб. Данные зависимости приведены на рис. 5.

Анализ представленных на рис. 5 кривых показывает, что практически во всем диапазоне изменения диаметра труб наибольшими коэффициентом трансформации и тепловым потоком обладал ВГТО 2×2, а наименьшими – 2×1. Постепенное снижение тепловых потоков и коэффициента трансформации обусловлено влиянием увеличивающегося с ростом диаметра труб сопротивления теплоотдаче. Неравномерность изменения теп-

ловых потоков и коэффициента трансформации ВГТО 3×1 объясняется изменением режима течения в трех нисходящих трубах.

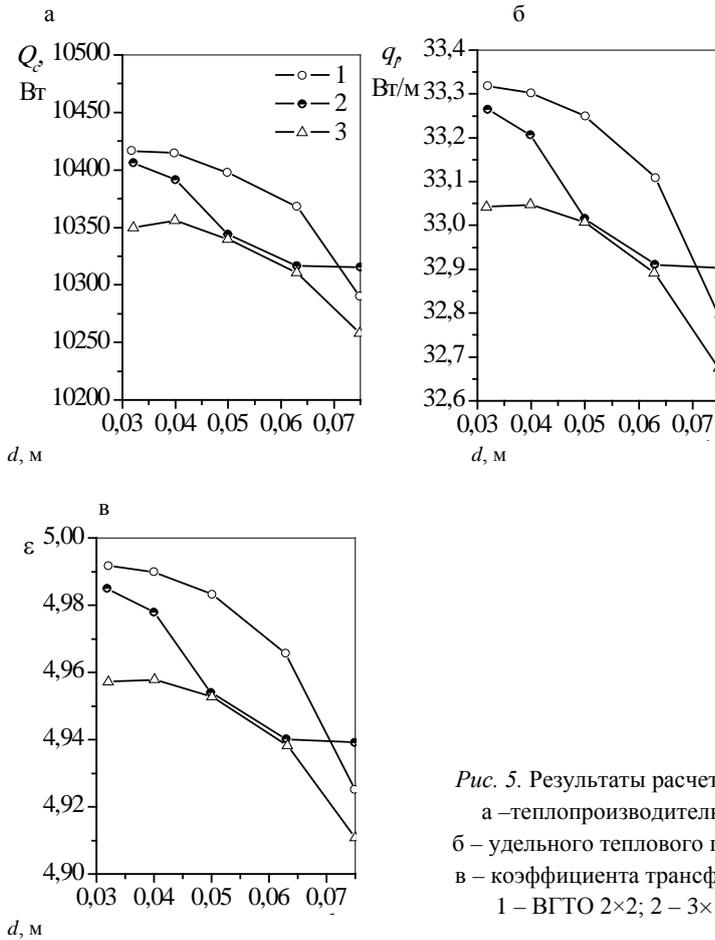


Рис. 5. Результаты расчета изменения:
 а – теплопроизводительности ТН;
 б – удельного теплового потока ВГТО;
 в – коэффициента трансформации ТН;
 1 – ВГТО 2×2; 2 – 3×1; 3 – 2×1

Аналогичный расчет проводили для ВГТО 4×4 и 5×3, которые рассматривали в качестве энергосвай. В этом случае диаметр скважины принимали равным 400 мм, а ее длину – 18 м. Количество свай – 10, зазор между трубами и стенкой скважины – 45 мм, расход теплоносителя – 0,671 кг/с, средняя температура стенки скважины – 5°С, теплопроводность бетона – 1,28 Вт/(м·К) [7]. Отличия расчетных данных для ВГТО 4×4 и 5×3 при этом практически отсутствовали. Это обусловлено тем, что в данном случае определяющим параметром была площадь теплообмена, которая для теплообменников 4×4 и 5×3 равна. Постепенное увеличение тепловых потоков и коэффициента трансформации с ростом диаметра труб обусловлено увеличением площади теплообмена.

Незначительные различия в результатах расчета рассмотренных конструкций ВГТО позволяют предположить, что при сравнительном анализе больший интерес будут представлять технико-экономические, а также оптимизационные расчеты различных конструкций ВГТО, которые могут быть проведены на основе предлагаемой методики. Интерес представляют ВГТО и с другими вариантами расположения труб, для которых рассматриваемый метод расчета следует дополнить соответствующими зависимостями коэффициентов формы области заполнителя.

В [2, 3] в отличие от представленного метода интеграл в уравнении (1) находится численно. При этом методика [2, 3] определения сопротивлений теплопередаче R_1^A , R_2^A , R_{12}^A для теплообменника 2×2 отличается от предлагаемой авторами методики. При задании ГУ 1-го рода на стенке скважины результаты расчета по формуле (2) и результаты расчета, представленные в [3], совпадали, как это и предполагалось. Тем не менее методика [3] имеет ограничения, выражающееся в том, что в некоторых случаях сопротивление теплопередаче R_{12}^A может принимать отрицательное значение.

Для сравнения представленного метода и метода [3] решим задачу для ВГТО типа 2×2 , состоящего из полиэтиленовых труб диаметром $50 \times 4,6$ мм. Диаметр скважины составлял 200 мм, глубина скважины (длина ВГТО) – 50 м. Расход теплоносителя принимали равным $G = 0,2$ кг/с. Средняя температура стенки скважины составляла 5°C , теплоноситель – водный раствор этиленгликоля. Теплопроводность заполнителя принимали равной $2,3$ Вт/(м·К), теплопроводность полиэтилена – $0,38$ Вт/(м·К).

На вход в ВГТО подавали теплоноситель с температурой минус 1°C . Необходимо было определить температуру теплоносителя на выходе из ВГТО, а также тепловой поток. Расчет сопротивлений теплопередаче R_1^A , R_2^A , R_{12}^A вели по зависимостям (11), (12) и по методике, представленной в [3]. Температуру теплоносителя на выходе определяли по формуле (2), тепловой поток – по уравнению теплового баланса. Изменяющимся параметром являлся шаг труб s , который менялся в диапазоне от 80 до 130 мм. Результаты расчета представлены на рис. 6.

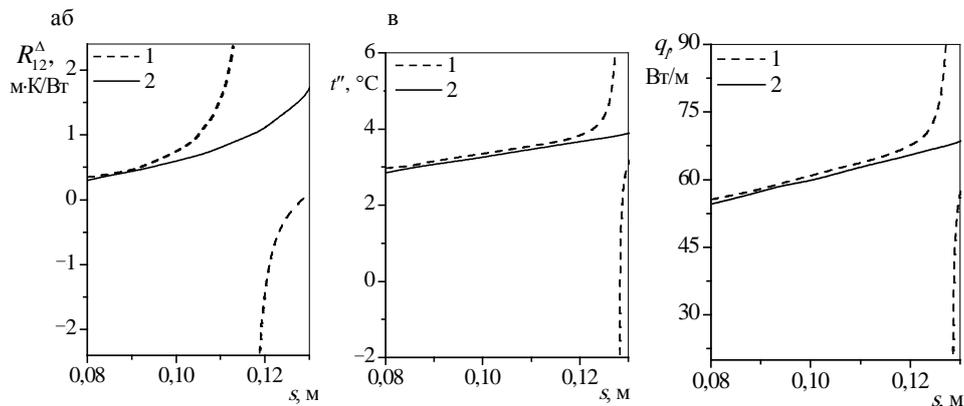


Рис. 6. Сопротивление теплопередаче (а), температура теплоносителя на выходе (б) и удельный тепловой поток (в) ВГТО 2×2 с использованием различных методов определения коэффициентов теплопередачи: 1 – по [3]; 2 – по методу, предлагаемому автором

Как видно из рис. 6, практически во всем диапазоне изменения расстояния между трубами наблюдалось совпадение результатов расчета. Тем не менее при $s = 0,12-0,13$ м результаты расчетов по методике [3] были некорректны, а именно – сопротивление теплопередаче R_{12}^A принимало отрицательное значение, что в последующем приводило к некорректному результату (происходило увеличение температуры теплоносителя на выходе из ВГТО выше средней температуры стенки скважины, наблюдалось уменьшение температуры ниже входной).

Данный недостаток метода определения сопротивлений теплопередаче R_1^A , R_2^A , R_{12}^A [3] ограничивает его возможности, что является неприемлемым. Предлагаемый автором метод лишен этого недостатка. Существует также метод теплового расчета ВГТО по [8], который применим лишь для случая, когда трубы ВГТО касаются стенки скважины, что также можно считать существенным ограничением.

ВЫВОДЫ

1. Разработан метод теплового расчета различных конструкций вертикальных грунтовых теплообменников. Отличие предложенного метода от существующих [2, 3, 8] заключается в более широком диапазоне возможных конструкций вертикальных грунтовых теплообменников, возможности учета их совместной работы с тепловым насосом. Показано, что в случае моделирования стандартного вертикального грунтового теплообменника типа 2×2 предложенный автором метод обладает большей областью достоверности по сравнению с методами работ [2, 3, 8].

2. На основе рассмотренного метода проведено сравнение различных вариантов вертикальных грунтовых теплообменников, которые работают совместно с тепловыми насосами. Анализ расчетных данных показал, что существенных отличий по тепловому потоку и коэффициенту трансформации различных конструкций вертикальных грунтовых теплообменников в случае совместной работы с тепловыми насосами не наблюдалось.

3. Предлагаемый метод теплового расчета вертикальных грунтовых теплообменников может быть использован при комплексном моделировании систем теплоснабжения на основе использования низкопотенциальной теплоты грунта, систем сезонного грунтового аккумулирования тепловой энергии и других энергетических систем, в состав которых входит вертикальный грунтовой теплообменник.

ЛИТЕРАТУРА

1. E s k i l s o n, P. Thermal analysis heat extraction boreholes: Ph. D. Thesis / P. Eskilson. – Lund, 1987. – 264 p.
2. N u m e r i c a l Modeling of Solar Heat Storage Using Large Arrays of Borehole Heat Exchangers / H.-J. G. Diersch [et al.] // Proceedings World Geothermal Congress 2010, Bali, Indonesia, 25–29 April 2010 [Electronic resource]. – 2010. – Mode of access: <http://www.itw.uni-stuttgart.de/abteilungen/rationelleEnergie/pdfdateien/10-03.pdf>. – Date of access: 04.05.2012.
3. F E F L O W. Finite Element Subsurface Flow & Transport Simulation System. White Papers Vol. V [Electronic resource]. – 2010. – Mode of access: http://www.feflow.info/uploads/media/white_papers_vol5_01.pdf. – Date of access: 10.03.2012.
4. S o l e/Wasser-WärmepumpeLogatherm WPS 6–11 K und WPS 6–17 mit 6 kW bis 17 kW [Electronic resource]. – 2008. – Mode of access: <http://www.buderus.si/za-projektante/projektantske-podloge/ostalo/toplotne-crpalke/Toplotne-crpalke-WPS-WPS-K-DE.pdf> – Date of access: 10.04.2012.
5. G e o t h e r m a l heat exchanger: pat. US 20080289795A1, Int. Cl. F24J 3/08 / J. Hardin, Z. Changchun; Appl. No.: 12/126, 868; Filed: 24.05.2008; Pub. Date 27.11.2008.
6. Т р у б ы напорные из полиэтилена. Технические условия: ГОСТ 18599–2001. – Введ. 01.10.2006. – Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации: СТАНДАРТИНФОРМ, 2008. – 38 с.
7. П р и м е р ы и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов [и др.]. – Л.; М.: Госхимиздат, 1950. – 406 с.
8. H u b e r, A. BerechnungsmodulfürErdwärmesonden / A. Huber, O. Schuler. – Zürich: BundesamtfürEnergiewirtschaft, 1997. – 74 p.

Представлена кафедрой энергоснабжения,
гидравлики и теплотехники Поступила 04.10.2012