

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. 1, а), U-образные ВГТО с одной (рис. 1, б) или несколькими трубами (рис. 1, в, г, е), а также ВГТО с каналами более сложной формы [5] (рис. 1, д). Также известен частный случай ВГТО – энергосваи, которые представляют собой строительные сваи с трубами теплообменника, по которым циркулирует промежуточный теплоноситель (рис. 1, е).

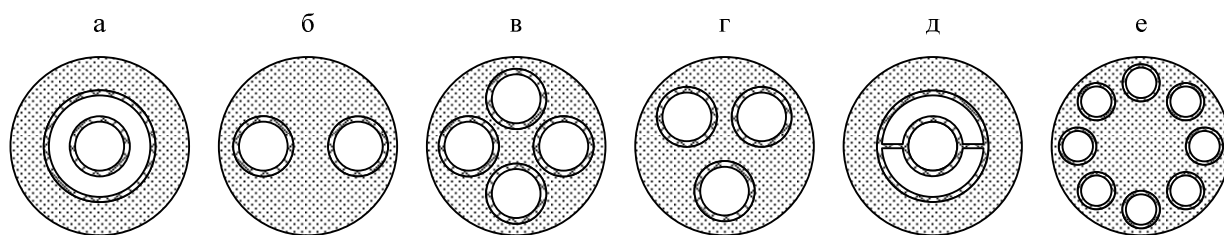


Рис. 1. Поперечные сечения коаксиального (а), двухтрубного (б), четырехтрубного (в), трехтрубного (г), канального (д) и многотрубного (е) ВГТО

Для проектирования и оптимизации конструктивных параметров ВГТО требуется метод расчета, который может применяться для предварительной оценки параметров работы различных конструкций ВГТО, а также может быть использован как составляющая комплексной модели системы теплоснабжения на основе утилизации низкопотенциальной теплоты грунта с использованием 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]:

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

с коэффициентами:

$$\beta_1 = (R_1^\Delta Gc)^{-1}, \quad (2)$$

$$\beta_2 = (R_2^\Delta Gc)^{-1}, \quad (3)$$

$$\beta_{12} = (R_{12}^\Delta Gc)^{-1}, \quad (4)$$

$$\beta = 0,5(\beta_2 - \beta_1), \quad (5)$$

$$\gamma = \sqrt{0,25(\beta_1 + \beta_2)^2 + \beta_{12}(\beta_1 + \beta_2)}, \quad (6)$$

$$\delta = [\beta_{12} + 0,5(\beta_1 + \beta_2)]/\gamma, \quad (7)$$

где t'' , t' – температура теплоносителя на выходе и входе грунтового теплообменника соответственно, °С; L – длина ВГТО, м; t_{soil} – температура стенки 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 – сопротивление теплопередаче 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

работе принимается допущение о том, что сезонная температура стенки скважины постоянна, при этом уравнение (1) приводится к виду:

$$t'' = t' \frac{\cosh(\lambda L) + [\beta_{12}/\gamma - \delta] \sinh(\lambda L)}{\cosh(\lambda L) - [\beta_{12}/\gamma - \delta] \sinh(\lambda L)} + t_{soil} \frac{A - B - C}{(\beta^2 - \gamma^2) \exp(L\beta) (\cosh(\gamma L) + \sinh(\gamma L) [\delta - \beta_{12}/\gamma])}, \quad (8)$$

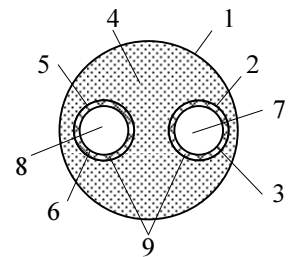
$$A = \beta_{12} [(\beta_1 - \beta_2)(1 - \exp(L\beta) \cosh(L\gamma)) - \beta \exp(L\beta) \sinh(L\gamma) (\beta_2 - \beta_1) / \gamma], \quad (9)$$

$$B = \gamma [\beta_1 \{\delta + \exp(L\beta) (\sinh(L\gamma) - \delta \cosh(L\gamma))\} - \beta_2 \{\delta - \exp(L\beta) (\sinh(L\gamma) + \delta \cosh(L\gamma))\}], \quad (10)$$

$$C = \beta [\beta_1 \{1 - \exp(L\beta) (\cosh(L\gamma) - \delta \sinh(L\gamma))\} + \beta_2 \{1 - \exp(L\beta) (\cosh(L\gamma) + \delta \sinh(L\gamma))\}]. \quad (11)$$

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

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



При выводе зависимостей для сопротивлений теплопередаче R_1^Δ , R_2^Δ , R_{12}^Δ используем метод электротепловой аналогии. На рис. 3 (а) представлена эквивалентная схема, описывающая процесс теплообмена между границей скважины с температурой t_{soil} , нисходящим и восходящим потоком теплоносителя с температурами t_{f1} , t_{f2} соответственно. Входящие в нее термические сопротивления и сопротивления теплопередаче определяются по заданным теплофизическим свойствам материалов теплообменника и теплоносителя с учетом режима его течения. На рис. 4 представлена предложенная в работе [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. 3 (а) к схеме по рис. 3 (б), 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. 3 (а) в области заполнителя теплообмен осуществляется теплопроводностью между тремя поверхностями с температурами t_{soil} , t_{po1} , t_{po2} . В этом случае условно выделялось три тепловых потока: тепловой поток от стенки скважины к границе контакта заполнителя и наружной стенки нис-

ходящей трубы q_1 , тепловой поток от стенки скважины к границе контакта заполнителя и наружной стенки восходящей трубы q_2 , тепловой поток между границами контакта заполнителя со стенками труб q_{12} .

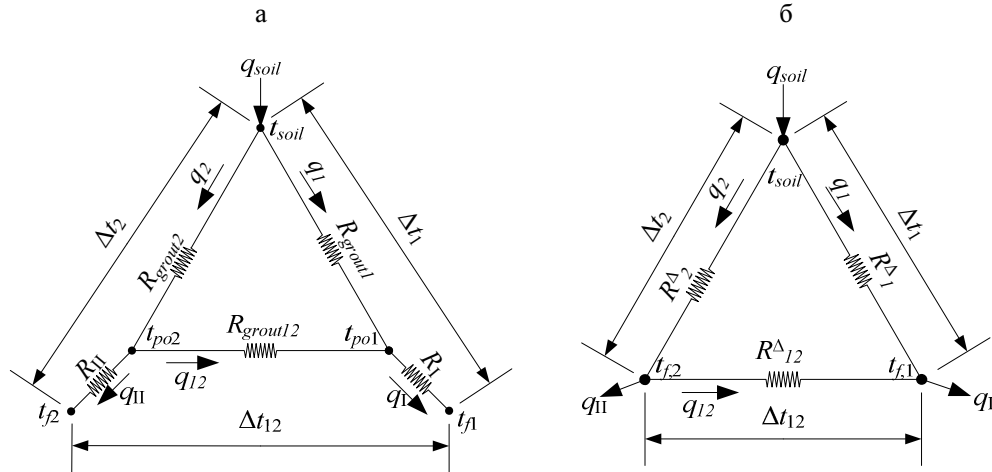


Рис. 3. Используемая эквивалентная схема процесса (а) и эквивалентная схема процесса по [1] (б)

Данные тепловые потоки определялись как:

$$q_1 = (t_{soil} - t_{po1}) / R_{grou1}, \quad (12)$$

$$q_2 = (t_{soil} - t_{po2}) / R_{grou2}, \quad (13)$$

$$q_{12} = (t_{po2} - t_{po1}) / R_{grou12}, \quad (14)$$

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:

$$q_I = (R_{conv1} + R_{pipes1})^{-1} (t_{f1} - t_{po1}) = R_I^{-1} (t_{f1} - t_{po1}), \quad (15)$$

$$q_{II} = (R_{conv2} + R_{pipes2})^{-1} (t_{f2} - t_{po2}) = R_{II}^{-1} (t_{f2} - t_{po2}), \quad (16)$$

где R_{conv1} , R_{conv2} – сопротивление теплоотдаче в нисходящей и восходящей трубе соответственно, м·К/Вт; R_{pipes1} , R_{pipes2} – термическое сопротивление стенки нисходящих и восходящих труб соответственно, м·К/Вт; t_{f1} , t_{f2} – температура теплоносителя в восходящей и нисходящей трубе соот-

ветственно, °С; R_I , R_{II} – сопротивление теплопередаче между потоком теплоносителя и наружной стенкой нисходящих и восходящих труб соответственно, м·К/Вт.

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

$$q_1(R_{grou1} + R_I) + q_{12}R_I = \Delta t_1, \quad (17)$$

$$q_2(R_{grou2} + R_{II}) - q_{12}R_{II} = \Delta t_2, \quad (18)$$

$$q_1R_I - q_2R_{II} + q_{12}(R_I + R_{II} + R_{grou12}) = \Delta t_{12}. \quad (19)$$

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

$$q_1 + q_{12} = \Delta t_1 / R_1^\Delta + \Delta t_{12} / R_{12}^\Delta, \quad (20)$$

$$q_2 - q_{12} = \Delta t_2 / R_2^\Delta - \Delta t_{12} / R_{12}^\Delta. \quad (21)$$

Выразив из системы уравнений (17)–(19) тепловые потоки и подставив их в уравнения (20) и (21), можно установить, что сопротивления теплопередаче эквивалентной схемы по рис. 3 (б), к которой приводится эквивалентная схема по рис. 3 (а), равны:

$$R_1^\Delta = R' / [R_{grou2}R_{grou12} + R_{II}(R_{grou1} + R_{grou2} + R_{grou12})], \quad (22)$$

$$R_2^\Delta = R' / [R_{grou1}R_{grou12} + R_I(R_{grou1} + R_{grou2} + R_{grou12})], \quad (23)$$

$$R_{12}^\Delta = R' / [R_{grou1}R_{grou12}], \quad (24)$$

$$R' = R_I \{ R_{II}(R_{grou1} + R_{grou2} + R_{grou12}) + R_{grou12}(R_{grou1} + R_{grou12}) \} + \\ + R_{grou1} \{ R_{II}(R_{grou2} + R_{grou12}) + R_{grou2}R_{grou12} \}. \quad (25)$$

Коэффициенты теплоотдачи, а затем и соответствующие сопротивления теплоотдаче рассчитываются по уравнениям подобия для вынужденного движения жидкости в трубах. Термиче-

ские сопротивления стенок труб определяются как для цилиндрической стенки. Термические сопротивления области заполнителя определяются по формулам:

$$R_{grout1} = (f_1 \lambda_{grout})^{-1}, \quad (26)$$

$$R_{grout2} = (f_2 \lambda_{grout})^{-1}, \quad (27)$$

$$R_{grout12} = (f_{12} \lambda_{grout})^{-1}, \quad (28)$$

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

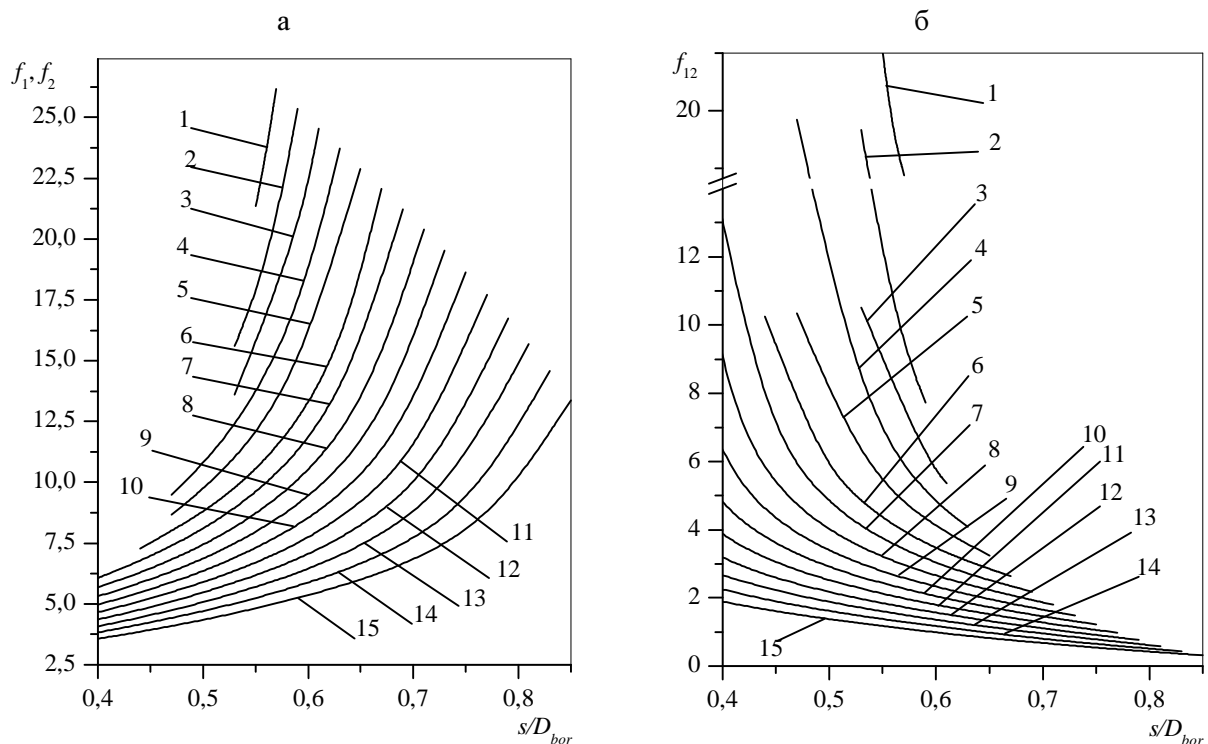


Рис. 4. Диаграмма для определения коэффициентов формы f_1, f_2 (а) и f_{12} (б) ВГТО 2×2:

1 – $d/D_{bor}=0,38$; 2 – $d/D_{bor}=0,36$; 3 – $d/D_{bor}=0,34$; 4 – $d/D_{bor}=0,32$; 5 – $d/D_{bor}=0,30$; 6 – $d/D_{bor}=0,28$; 7 – $d/D_{bor}=0,26$; 8 – $d/D_{bor}=0,24$; 9 – $d/D_{bor}=0,22$; 10 – $d/D_{bor}=0,20$; 11 – $d/D_{bor}=0,18$; 12 – $d/D_{bor}=0,16$; 13 – $d/D_{bor}=0,14$; 14 – $d/D_{bor}=0,12$; 15 – $d/D_{bor}=0,10$.

Коэффициенты формы в формулах (23)–(25) 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]. В данной работе был выбран ТН производства фирмы Vuderus марки WPS 90 I/К. Для данной модели зависимости теплопроизводительности и коэффициента трансформации имеют линейный характер и могут быть аппроксимированы уравнением линии:

$$Q_c = C_q + D_q t'' , \quad (29)$$

$$\varepsilon = C_\varepsilon + D_\varepsilon t'' , \quad (30)$$

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 использовались уравнения для коэффициента трансформации и теплового баланса промежуточного теплоносителя:

$$\varepsilon = Q_c / (Q_c - Q_e) , \quad (31)$$

$$Q_e = Gc(t'' - t') , \quad (32)$$

где Q_e – тепловой поток в испарителе ТН, Вт.

Из уравнений (29)–(31) находится тепловой поток испарителя. Затем с учетом уравнения для теплового баланса теплоносителя (32) и уравнения для грунтового теплообменника (8) с соответствующими коэффициентами определяются параметры работы системы ВГТО/ТН.

Результаты численного моделирования

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

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

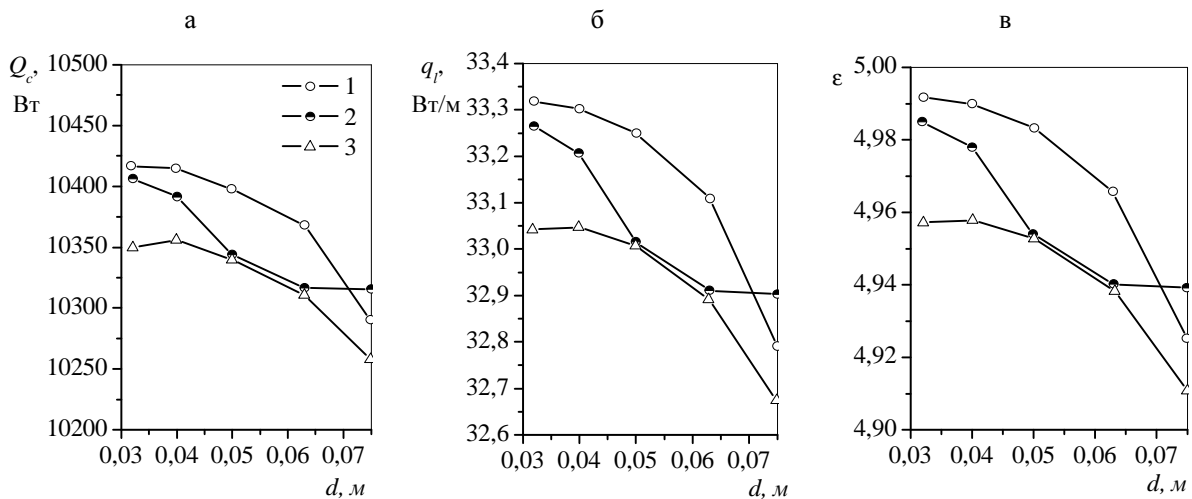


Рис. 5. Результаты расчета изменения теплопроизводительности ТН (а); удельного теплового потока ВГТО (б); коэффициента трансформации ТН (в): 1 – ВГТО 2×2; 2 – ВГТО 3×1; 3 – ВГТО 2×1.

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

Аналогичный расчет проводился для ВГТО 4×4 и 5×3, которые рассматривались в качестве энергосвай. В этом случае диаметр скважины принимался равным 400 мм, а ее длина составляла 18 м. Количество свай принималось равным 10, зазор между трубами и стенкой скважины – 45 мм, расход теплоносителя – 0,671 кг/с, средняя температура стенки скважины – 5°C. Теплопровод-

ность бетона – 1,28 Вт/(м·К) [7]. Отличия расчетных данных для ВГТО 4×4 и 5×3 при этом практически отсутствуют. 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 было обусловлено увеличением площади теплообмена.

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

Сравнение с существующими моделями

В работах [2, 3] в отличие от представленного метода интеграл в уравнении (1) находится численно. При этом методика [2, 3] определения сопротивлений теплопередаче R_1^Δ , R_2^Δ , R_{12}^Δ для теплообменника 2×2 отличалась от представленной здесь методики. При задании ГУ 1 рода на стенке скважины результаты расчета по формуле (8) и результаты расчета, представленные в работе [3] совпадали, как это и предполагалось. Тем не менее, как указывается авторами, методика [3] имеет ограничения, выражающееся в том, что в некоторых случаях сопротивление теплопередаче R_{12}^Δ может принимать отрицательное значение.

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

На вход в ВГТО подается теплоноситель с температурой –1°C. Необходимо определить температуру теплоносителя на выходе из ВГТО, а также тепловой поток. Расчет сопротивлений теплопередаче R_1^Δ , R_2^Δ , R_{12}^Δ ведется по зависимостям (21)–(22) и по методике, представленной в работе [3]. Температура теплоносителя на выходе определяется по формуле (8), тепловой поток – по уравнению теплового баланса. Изменяющимся параметром является шаг труб s , который меняется в диапазоне от 80 до 130 мм. Результаты расчета представлены на рис. 9.

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}^Δ принимало отрицательное значение, что в последующем приводило к некорректному результату (происходи-

ло увеличение температуры теплоносителя на выходе из ВГТО выше средней температуры стенки скважины, происходило уменьшение температуры ниже входной).

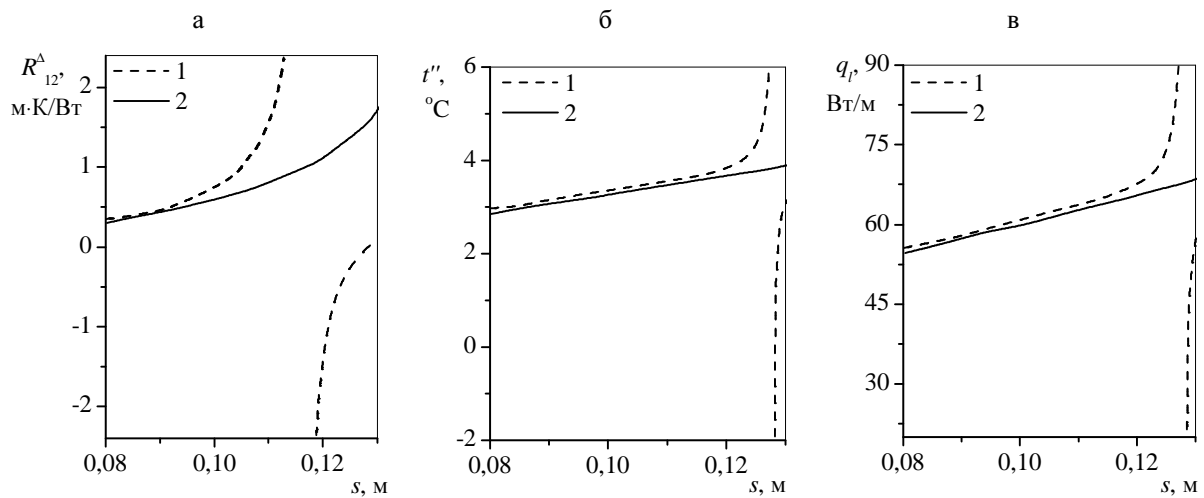


Рис. 6. Сопротивление теплопередаче (а), температура теплоносителя на выходе (б) и удельный тепловой поток (в) ВГТО 2×2, с использованием различных методов определения коэффициентов теплопередачи:

1 – по работе [3]; 2 – по методу, предлагаемому в статье

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

ВЫВОДЫ

Разработан метод теплового расчета различных конструкций ВГТО. Отличие предложенного метода от существующих [2, 3, 8] заключается в более широком диапазоне возможных конструкций ВГТО, возможности учета совместной работы ВГТО и ТН. Показано что в случае моделирования стандартного ВГТО типа 2×2 предложенный метод обладает большей областью достоверности.

На основе предложенного метода проведено сравнение различных вариантов ВГТО, которые работают совместно с ТН. Анализ расчетных данных показал, что существенных отличий по тепловому потоку и коэффициенту трансформации различных конструкций ВГТО в случае совместной работы с ТН не наблюдалось.

Предложенный метод теплового расчета ВГТО 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 ВГТО.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Eskilson, P.** Thermal analysis heat extraction boreholes: Ph. D. Thesis / P. Eskilson. – Lund, – 1987. – 264 p.
2. **Diersch, H.-J.G.** Numerical 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. **FEFLOW.** 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. **Sole/Wasser-Wärmepumpe Logatherm 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. **Geothermal** 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. **Трубы** 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. **Павлов, К. Ф.** Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов и др. – Ленинград–Москва: Госхимиздат, 1950. – 406 с.
8. **Huber, A.** Berechnungsmodul für Erdwärmesonden / A. Huber, O. Schuler. – Zürich: Bundesamt für Energiewirtschaft, 1997. – 74 p.

Филатов Святослав Олегович;

Домашний адрес: г. Островец, пер. Октябрьский, д. 23., в. 3, Гродненская обл., Беларусь; +375293942683;

Место учебы: Белорусский государственный технологический университет, аспирант кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники;

Научный руководитель Володин В. И., доктор технических наук.

АННОТАЦИЯ

УДК 621.57+620.97

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ГРУНТОВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Асп. ФИЛАТОВ С. О.

Статья посвящена методу теплового расчета вертикальных грунтовых теплообменников (ВГТО), который может быть использован для проектирования и оптимизации их конструктивных параметров и входит в состав комплексной математической модели системы теплоснабжения с тепловым насосом на основе утилизации низкопотенциальной теплоты грунта.

Разработанный метод расчета основан на приведении общего решения задачи о переносе теплоты в ВГТО с учетом теплообмена между нисходящим и восходящим потоком теплоносителя к решению для граничного условия 1 рода на стенке скважины. Для определения сопротивления теплопередаче использован метод электротепловой аналогии, а коэффициент формы для расчета термического сопротивления заполнителя скважины получены численно. В статье представлены результаты теплового расчета различных конструкций ВГТО по предлагаемому методу.

ANNOTATION

UDC 621.57+620.97

HEAT CALCULATION OF BOREHOLE HEAT EXCHANGERS

Asp. FILATAU S. A.

The article is devoted to the heat calculation method of borehole heat exchangers (BHE), which can be used to design and optimization of constructive parameters and be the part of a comprehensive mathematical model of heating system with heat pump based on the utilization of low-grade heat from the ground.

The developed method of calculation is based on the reduction of the general solution of the problem of heat transfer in BHE with heat transfer between top-down and bottom-up flow of heat carrier to the solution for the boundary condition of one kind on the borehole wall. For the calculation of the thermal resistance used the method of electrothermal analogy, required shape factors for the thermal resistance of the filler of borehole were obtained numerically. The article presents the results of heat calculation of various constructions of BHE by the proposed method.