

ВОССТАНОВЛЕНИЕ ТЕПЛООВОГО ПОТЕНЦИАЛА ГРУНТА ЗА СЧЕТ ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТЕПЛОНАСОСНОЙ СИСТЕМЫ

Ю.М. Мацевитый, В.А. Тарасова, Д.Х. Харлампи

*Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины,
г. Харьков, Украина, 61046, ул. Дм. Пожарского, 2/10*

Энергопреобразующие системы с использованием возобновляемых источников теплоты на базе теплонасосного цикла при условии рационального применения, обеспечивая заметный эффект энергосбережения, являются при этом экологически чистыми и независимыми от поставки топлива. Их разработка должна проводиться на основе совместного применения методов современной термодинамики, теории тепло- и массопереноса, а также методов системного анализа.

Источником низкопотенциальной теплоты для теплого насоса (ТН) нередко служит грунт приповерхностных слоев земли. В этом случае в состав основных элементов теплонасосной системы входит горизонтальный грунтовый теплообменник (ГТ).

В почвенно-климатических условиях большей части Украины, где имеет место достаточно продолжительный отопительный период, а температура грунта на глубине заложения грунтового теплообменника (от 1 до 3 м) в зимний период редко превышает 8 °С, существует опасность быстрого истощения теплового потенциала грунта при неправильном выборе термодинамических режимов работы ТН и высокой интенсивности его эксплуатации в течение первых 2 – 3 отопительных сезонов. При эксплуатации ГТ в течение отопительного периода температура грунта вблизи него понижается. За летний период грунт может не прогреться до температуры, соответствующей его естественному состоянию (до взаимодействия с ТН) перед началом отопительного сезона. В этой ситуации извлечение энергии из грунта в следующий отопительный сезон приведет к еще более значительному понижению его температуры относительно температуры непо потревоженного состояния и еще большему снижению его теплового потенциала. Таким образом, для эффективного применения технологий теплосбора с массива грунта необходимо искать возможные пути снижения тепловой нагрузки на грунт в течение длительной эксплуатации ТН. Кроме того, извлечение теплоты ГТ, заложеным на глубине 0,5 – 1,5 м, оказывает серьезное влияние на биологическую активность почвы, придавая ей свойства, характерные для более северных районов. В этой связи при проектировании систем комплексного теплохладоснабжения с использованием теплоты грунта одной из актуальных задач является выбор рациональных термодинамических режимов работы ТН, которые позволили бы эксплуатировать грунт, как источник энергии в течение длительного времени, не приводя к его истощению и при этом обеспечивая требуемый уровень производства теплоты в ТН. В ряде работ это направление исследований получило название анализа тепловой устойчивости грунта [1].

Поскольку в настоящее время не существует стандартных теплообменников для извлечения теплоты из грунта, такие теплонасосные системы должны проектироваться применительно к конкретному объекту с учетом почвенно-климатических условий местности, характера тепло- и хладопотребления объекта, а также многих других факторов. Таким образом, при расчете грунтовых ТН необходимо исходить из принципа целостности системы и рассматривать ее подсистемы (непосредственно сам ТН, потребитель теплоты и ГТ), как единое целое с учетом взаимосвязей параметров этих подсистем. Вопрос устойчивости температурного поля грунта к периодическому воздействию процессов съема и подвода теплоты за счет ТН может быть корректно решен только с применением

комплексного подхода к проектированию геотермальных теплонасосных систем. Комплексный подход предусматривает совместный расчет ГТ и ТН для каждого месяца эксплуатации системы теплоснабжения. Для этого необходимо решение двух взаимосвязанных задач. Первая задача связана с расчетом нестационарного температурного поля массива грунта, в котором заложен ГТ. Вторая задача – определение рациональных термодинамических режимов работы ТН с учетом существующего теплового состояния грунта и режимов тепло- и хладоснабжения объекта.

Для решения первой задачи нами была разработана нестационарная двумерная математическая модель теплообмена, учитывающая изменение теплосъема при длительной эксплуатации грунтового теплообменника, который представляет собой систему труб, заложенных параллельно на глубине 1,5 м (рис. 1). Рассол, который движется по трубам ГТ, нагревается за счет аккумулированной землей теплоты. Температура рассола увеличивается по длине трубы, и ее максимальная величина в пределе не может превышать температуру окружающего грунта в конечной точке трубы для рассматриваемого времени года. Таким образом, по длине трубы условия теплообмена изменяются, что делает задачу теплового взаимодействия рассола и грунта трехмерной. Очевидно, что трехмерная задача может быть сведена к серии двумерных задач в вертикальных сечениях грунтового массива, если пренебрегать перетеканием теплоты вдоль трубы и задавать температуру рассола в каждом из сечений с учетом его подогрева в предшествующих частях трубы. Необходимо учитывать, что соединение труб в ГТ может быть как параллельное, так и последовательное. При параллельном соединении смежных труб в каждом из рассматриваемых сечений температура рассола одинаковая, что позволяет достаточно корректно учитывать взаимное влияние расположения труб на величину теплового потока от грунта и рассчитывать подогрев рассола последовательно по участкам, переходя вдоль движения теплоносителя от одного сечения грунтового массива к другому. При последовательном соединении температуры в соседних трубах отличаются на величину подогрева рассола на длине участка трубы между рассматриваемыми позициями. Поскольку величина подогрева заранее неизвестна, приходится ею задаваться или пренебрегать ее влиянием.

Для простоты анализа остановимся на случае с параллельной укладкой труб.

При формировании математической модели был выбран элемент грунта шириной $s/2 = 0,5$ м и глубиной $H = 10$ м (рис. 1).

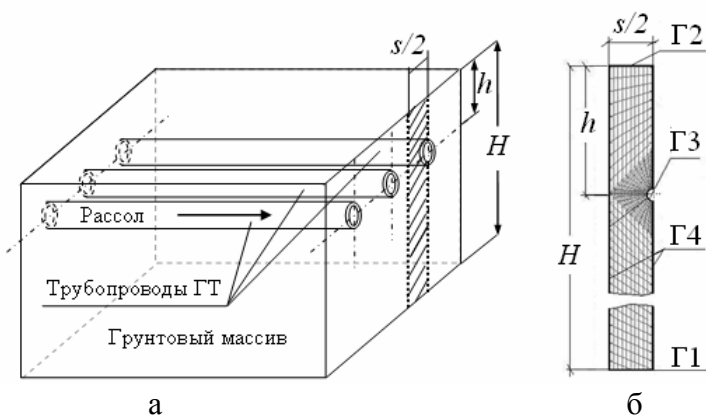


Рис. 1. Массив грунта с горизонтальным грунтовым теплообменником:
а – схема расположения ГТ;
б – модель построения конечно-элементной сетки

Следует отметить, что вертикальный размер элемента грунта определялся в зависимости от задания условий на нижней границе. Согласно [1] существует так называемый нейтральный слой, для которого температура на глубине от 10 до 20 м остается неизменной в течение года и равна, как правило, среднегодовой температуре наружного воздуха. Положение нейтрального слоя зависит от теплофизических свойств грунта: чем

больше теплопроводность грунта, тем глубже расположен нейтральный слой. Поэтому при задании граничных условий первого рода вертикальный размер массива должен быть более 10 м. Этот размер может быть значительно уменьшен без снижения точности расчета, если задавать плотность теплового потока q , идущего от ядра земли к поверхности. По данным [1] величина радиогенной теплоты для зоны Центральной Европы принимается равной $q = 0,1 \div 0,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

На рис. 1 представлена схема массива грунта с полиэтиленовым трубопроводом (внешний диаметр $d_n = 0,040 \text{ м}$, внутренний диаметр $d_{вн} = 0,035 \text{ м}$), проложенным на глубине $h = 1,5 \text{ м}$, в качестве грунтового теплообменника. Внутри рассматриваемого ГТ, заложенного с шагом между параллельно уложенными трубами s , прокачивался хладоноситель (30% раствор этилен гликоля, со скоростью $w = 1 \text{ м}/\text{с}$).

Температурное поле грунта находится путем решения краевой задачи теплопроводности

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \nabla^2 T \quad (1)$$

при граничных условиях (ГУ) второго и третьего рода.

В уравнении (1): T – температура грунта, °С; τ – время, с; a – теплопроводность грунта, $\text{м}^2/\text{с}$.

Для решения уравнения (1) в качестве начальных условий принималось равномерное распределение температуры в элементе грунта $T_0 = \text{const}$, при этом начальная температура T_0 задавалась равной среднегодовой температуре наружного воздуха $T_{\text{ср. год}}$.

Граничные условия были приняты следующие:

- на границе Г1 задано граничное условие второго рода $q = \text{const}$;
- на границе Г2 учтены сезонные колебания температуры наружного воздуха и задано условие третьего рода

$$\alpha_{\text{нв}}(T - T_{\text{нв}}) = -\lambda_1 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n=0}, \quad (2)$$

где $\alpha_{\text{нв}}$ – коэффициент теплоотдачи от поверхности грунта к наружному воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [2]; T – температура грунта, °С; $T_{\text{нв}}$ – среднемесячная температура наружного воздуха, изменяющаяся в течение года, °С; λ_1 – теплопроводность грунта, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

- на границе Г3 задано граничное условие третьего рода

$$\alpha_s(T - \bar{T}_s) = -\lambda_2 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n=0}, \quad (3)$$

где α_s – коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубы к хладоносителю (рассолу), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; \bar{T}_s – средняя температура рассола на участке трубопровода, °С; λ_2 – коэффициент теплопроводности трубы, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

- на границе Г4 $\left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n=0} = 0$. (4)

Была решена серия двумерных задач в вертикальных сечениях грунтового массива по длине ГТ. При этом трубопровод рассматривался как сумма элементарных участков. В первой итерации температура рассола на участке считалась постоянной и равной температуре на входе в него. В последующих итерациях температура рассола на выходе из элементарного участка уточнялась по известным уравнениям теплового баланса, а полученное значение присваивалось температуре на входе в следующий участок. Теплофизические свойства рассола определялись по \bar{T}_s . Величина α_s находилась на каждом элементарном участке ГТ.

Для решения уравнения (1) использовался метод конечных элементов.

Алгоритм расчета теплосъема Q грунтовым теплообменником, подробно описанный в [2], является достаточно громоздким. В связи с этим нами рассмотрен вопрос получения обобщенного уравнения для анализа Q в зависимости от основных определяющих факторов: временного интервала; шага между трубами; глубины заложения трубопровода; температуропроводности грунта; температуры рассола.

Из числа рассматриваемых факторов при получении уравнения были исключены глубина заложения ГТ, диаметр и теплофизические свойства материала труб ГТ. Они принимались фиксированными на основании существующего опыта проектирования ГТ. В частности, глубина заложения геотермального коллектора была принята равной 1,5 м, что является экономически оправданной.

Обработка и анализ результатов численных экспериментов проведен с помощью программного пакета STATGRAF, реализующего метод планирования эксперимента Бокса – Бенкена. Для определения теплосъема с грунта погонным метром трубопровода теплообменника получена следующая регрессионная зависимость

$$Q = 15,1641 - 1,26683\bar{T}_s + 897,932a + 3,26231s - 0,59852\tau_{сут} - 0,00461224\bar{T}_s^2 - 17,7397T_s a - 0,179098\bar{T}_s s + 0,0087744T_s \tau_{сут} - 5956,05a^2 + 3,64912as - 2,0935a\tau_{сут} - 0,222848s^2 - 0,00541846s\tau_{сут} + 0,00242745\tau_{сут}^2, \quad (5)$$

где $\tau_{сут}$ – время, сутки.

Зависимость (5) справедлива для следующего диапазона варьируемых факторов: шаг между трубами $s = 0,5 \div 10$ м; температуропроводность $a = 0,035 \div 0,08$ м²/сут.; температура рассола $\bar{T}_s = -6 \div 1$ °С; время эксплуатации ГТ $\tau_{сут} = 1 \div 184$ сут.

Для указанного диапазона $\tau_{сут}$ первые сутки эксплуатации ГТ соответствуют 1 октября.

На рис. 2 – 4 представлены результаты регрессионного анализа по предложенной выше зависимости. Максимальный теплосъем с грунта ГТ (рис. 2) наблюдается при шаге между трубами $s = 10$ м (одиночная труба) в первые дни эксплуатации ТН. В связи с понижением температуры наружного воздуха в зимние месяцы и дальнейшим отбором теплоты ГТ теплосъем снижается. При этом в случае одиночной трубы разность между начальным и конечным значениями Q (в 1-е и 180-е сутки) больше, чем при меньшем шаге заложения труб ГТ. При шаге от 0,5 до 2 м влияние тепловой интерференции более существенно сказывается в осенние месяцы, чем в зимние. К концу отопительного периода теплосъем резко снижается как одиночной трубой, так и ГТ с частым заложением труб при постоянной температуре рассола в ГТ.

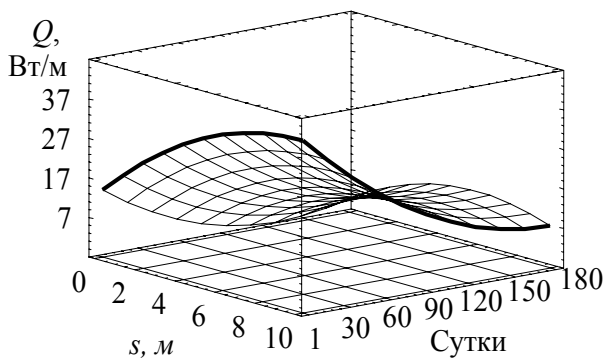


Рис. 2. Взаимное влияние на теплосъем с грунта шага между трубами ГТ и временного интервала

Из рис. 3, где показан теплосъем с грунта теплообменником при различных температурах рассола в зависимости от температуропроводности грунта a , видно, что при

более высоких значениях температуры рассола T_s она меньше влияет на величину теплосъема.

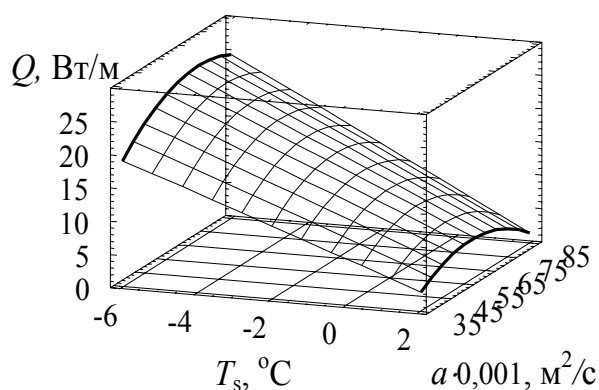


Рис. 3. Влияние на теплосъем с грунта ГТ температуры рассола и теплопроводности

Взаимное влияние всех варьируемых факторов на Q приведено на рис. 4, из которого видно, что в первые сутки работы ТН при $s_{\max}=10$ м и $a_{\max}=0,08$ м²/сут. и температуре рассола $T_s=-6$ °С наблюдается максимальный теплосъем. При повышении температуры рассола существенное влияние на Q оказывает только фактор времени $\tau_{\text{сут}}$, а влияние факторов a и s снижается. Вначале эксплуатации ТН при $a_{\max}=0,08$ м²/сут. наблюдается больший теплосъем с грунта ГТ по сравнению с $a_{\min}=0,035$ м²/сут., а к концу эксплуатации меньший (рис. 4). Это объясняется тем, что при более высоких значениях a процесс теплопередачи во времени осуществляется быстрее, и к концу отопительного периода тепловой потенциал грунта снижается больше, чем при a_{\min} .

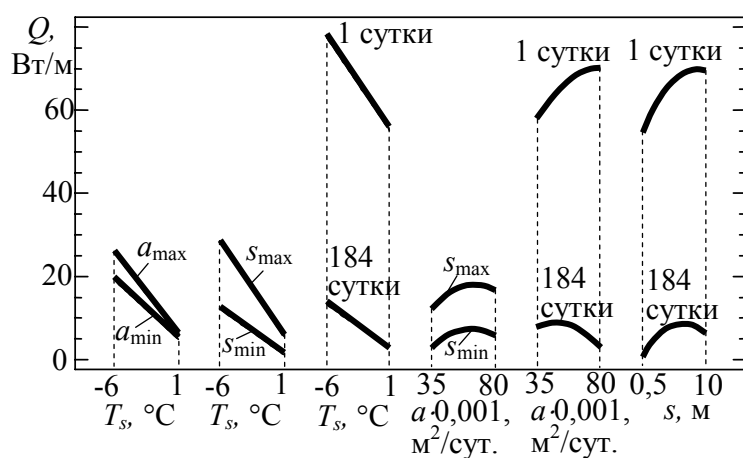


Рис. 4. Взаимное влияние факторов на теплосъем с грунта ГТ

Вопрос восстановления теплового потенциала грунта связан с выбором рациональных режимов при круглогодичной эксплуатации ТН. В работах [2, 3] нами рассмотрен вопрос снижения теплового потенциала грунта при многолетней эксплуатации ТН в зимнем режиме. При этом моделировались режимы работы ТН как для высокотемпературной, так и для низкотемпературной систем отопления. В настоящей работе исследовался круглогодичный режим работы ТН и рассматривались возможные способы восстановления температурного поля грунта.

Одним из путей снижения тепловой нагрузки на грунт при работе ТН является отвод теплоты конденсации в ГТ при реверсировании цикла ТН в летний период для покрытия нагрузки холодоснабжения. Технологически это осуществляется за счет периодической прокачки в летний период через ГТ 30% рассола этиленгликоля, поступающего после конденсатора ТН с температурой 18 – 22 °С (рис. 5).

Для проектного режима отопления были рассчитаны конструктивные характеристики ГТ и ТН. В режиме охлаждения решалась задача, в которой для заданной геометрии ГТ, конструкции ТН и требуемых параметров работы системы охлаждения рассчитывалась величина теплоступления в грунт при охлаждении конденсатора ТН в летний период.

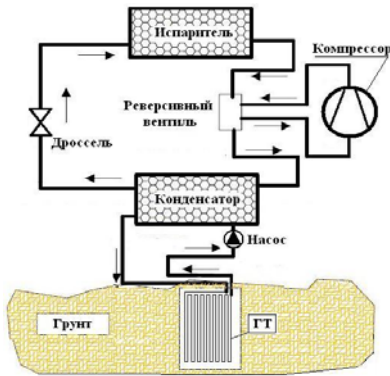


Рис. 5. Схема реверсивного ТН и ГТ

Моделирование работы теплового насоса в режиме выработки холода предполагает расчет его статических характеристик для заданного гидравлического контура циркуляции хладагента. При известной геометрии испарителя, конденсатора, элементов трубной обвязки и заданной объемной подаче компрессора находятся температуры испарения и конденсации, тепловая и холодильная мощность, потребляемая мощность компрессора, холодильный коэффициент и коэффициент преобразования. Решение этой задачи основано на совместном рассмотрении параметров системы охлаждения и характеристик ТН, а именно, увязке данных о теплоизбытках в помещениях с холодопроизводительностью ТН. При моделировании статических характеристик ТН взаимосвязь параметров системы охлаждения с параметрами ТН учитывается следующими выражениями [4]:

$$T_w^{np} = T_{в.п}^л - \Delta T' \bar{Q}^{0,8} - \bar{Q} \theta / 2, \quad (6)$$

$$T_w^{obr} = T_{в.п}^л - \Delta T' \bar{Q}^{0,8} + \bar{Q} \theta / 2, \quad (7)$$

$$\theta = Q_p^{co} / (G_w c_w), \quad (8)$$

$$Q_p^{co} = Q_p^Г \frac{T_{н.в.р}^л - T_{в.п}^л}{T_{в.п}^з - T_{н.в.р}^з}, \quad (9)$$

$$\bar{Q} = Q_p^{co} \frac{T_{н.в}^л - T_{в.п}^л}{T_{н.в.р}^л - T_{в.п}^л}, \quad (10)$$

$$\Delta T' = T_{в.п}^л - \frac{T_w^{np.p} - T_w^{obr.p}}{2}, \quad (11)$$

$$T_w^{np.p} = T_w^{охл} - \frac{\theta}{2}, \quad (12)$$

$$T_w^{obr.p} = T_w^{охл} + \frac{\theta}{2}, \quad (13)$$

$$T_w^{охл} = T_{в.п}^л - (T_w^{оп} - T_{в.п}^з) \left(\frac{Q_p^{co}}{Q_p^Г} \right)^{0,8}, \quad (14)$$

где T_w^{np} , T_w^{obr} , $T_w^{np.p}$, $T_w^{obr.p}$ – температуры воды в подающей и обратной магистрали системы охлаждения (номинальный и расчетный режим); G_w – расход воды в системе

охлаждения; c_w – теплоемкость; $T_{в.л}^л$ и $T_{в.л}^3$ – температуры внутреннего воздуха помещения в летний (21 °С) и зимний (18 °С) периоды года соответственно; $T_{н.в.р}^л$ и $T_{н.в.р}^3$ – расчетные температуры наружного воздуха в летний (32 °С) и зимний (-23 °С) периоды; Q_p^{co} и Q_p^r – холодильная и тепловая мощность системы охлаждения (отопления) в расчетном режиме; $T_w^{оп}$ – средняя температура воды в приборах в зимний период; $T_w^{охл}$ – средняя температура воды в приборах в летний период.

Холодопроизводительность ТН определяется в результате совместного решения уравнений

$$Q_0 = G_{хл} \left[(1 - x_{вх})r + (i_1 - i_{ввых}^{исп}) \right] = G_w c_w (T_{w1} - T_{w2}) = G_w c_w \eta_0 (T_{w1} - T_0), \quad (15)$$

$$\eta_0 = 1 - e^{-\frac{k_i F_i}{G_w c_w}}, \quad (16)$$

$$x_{вх} = 1 - \frac{G_w c'_p}{G_{хл} r} \eta_0 (T_{w1} - T_0) + \frac{c''_p}{r} \Delta T_{пер}, \quad (17)$$

$$G_{хл} = \lambda_{км} V_T / v_1, \quad (18)$$

где $G_{хл}$ – массовый расход хладагента в цикле, кг/с; T_0 – температура испарения хладагента, °С; T_{w1} и T_{w2} – температуры воды на входе и выходе из испарителя; η_0 – коэффициент эффективности охлаждения испарителя; i_1 – энтальпия пара хладагента на входе в компрессор; $i_{ввых}^{исп}$ – энтальпия пара на выходе из испарителя; r – скрытая теплота парообразования; $x_{вх}$ – массовое паросодержание на входе в испаритель; c'_p и c''_p – теплоемкость жидкости и насыщенного пара хладагента; $\lambda_{км}$ – коэффициент подачи компрессора; V_T – теоретическая объемная подача компрессора; v_1 – удельный объем пара на всасывании в компрессор; $\Delta T_{пер}$ – величина перегрева в испарителе; $k_i F_i$ – интенсивность теплопередачи в испарителе.

Тепловая мощность, отведенная от конденсатора ТН

$$Q_k = G_{хл} (i_{вх}^{кон} - i_{ввых}^{кон}) = G_s (T_{s2} - T_{s1}) = G_s c_s \eta_k (T_k - T_{s1}), \quad (19)$$

где

$$\eta_k = 1 - e^{-\frac{k_k F_k}{G_s c_s}}, \quad (20)$$

T_k – температура конденсации хладагента; T_{s1} и T_{s2} – температуры рассола на входе и выходе из конденсатора; G_s – расход рассола через конденсатор ТН; η_k – коэффициент эффективности охлаждения для конденсатора; $k_k F_k$ – интенсивность теплопередачи в конденсаторе.

Коэффициенты теплоотдачи при кипении и конденсации хладагента R134a определяются по уравнениям, приведенным в работах [5, 6].

Температуры конденсации и испарения во втором и последующих приближениях находятся из соотношений

$$T_k = T_{s1} + \frac{Q_k}{G_s c_s \eta_k}, \quad (21)$$

$$T_0 = T_{w1} - \frac{Q_0}{G_w c_w \eta_0}, \quad (22)$$

полученных в результате решения уравнений (15) – (18), (19) и (20).

Температуры рассола на выходе из конденсатора T_{s2} и воды на выходе из испарителя T_{w2} определяются по выражениям:

$$T_{s2} = T_k - (T_k - T_{s1})\eta_k, \quad (23)$$

$$T_{w2} = T_{w1} - \frac{Q_0}{G_w c_w}. \quad (24)$$

Температура переохлаждения конденсата хладагента $T_{по}$

$$T_{по} = T_k - \frac{G_{хл} c'_p}{G_s c_s} \eta_k (T_2 - T_{s1}) + \frac{c'_p}{r}, \quad (25)$$

Температура пара в конце процесса сжатия в компрессоре T_2

$$T_2 = T_1 \left[\frac{1}{\eta_{is}} \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + 1 \right], \quad (26)$$

где $T_1 = T_0 + \Delta T_{пер}$; π – степень сжатия в компрессоре; k – коэффициент адиабаты хладагента.

Изоэнтروпный КПД поршневого компрессора η_{is} находится из уравнений [7]

$$\eta_{is} = -0,0025153\pi^4 + 0,0387299\pi^3 - 0,2279675\pi^2 + 0,5772372\pi + 0,2758929 \quad (27)$$

при $\pi \leq 4$ и

$$\eta_{is} = -0,03\pi + 0,892 \quad (28)$$

при $\pi > 4$.

Потребляемая мощность компрессора

$$N_{км} = \frac{\lambda_{км} V_m l}{v_1 \eta_{is}}. \quad (29)$$

где l – работа сжатия в цикле.

Холодильный коэффициент ТН

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_{км}}. \quad (30)$$

Теплофизические свойства хладагента определялись с использованием базы данных программного пакета «REFPROP 8.0».

Основные режимно-конструктивные характеристики ТН (компрессор ZH75K4E-TWD Copeland; хладагент R134a; поверхность испарителя $6,8 \text{ м}^2$) принимались следующие: массовый расход рассола через ГТ – $1,01 \text{ кг/с}$; массовый расход воды в системе охлаждения – $0,333 \text{ кг/с}$; теоретическая объемная подача компрессора – $29 \text{ м}^3/\text{ч}$. Поверхность конденсатора – $6,7 \text{ м}^2$; длина ГТ – 1600 м .

Температуры воды в подающей $T_w^{пп}$ и обратной $T_w^{обп}$ магистралях системы охлаждения определялись при температурах наружного воздуха $T_{нв}^{л}$, осредненных по наиболее жарким пяти дням в каждом летнем месяце.

Граничные условия для расчета температурного поля грунта с заложенным ГТ задавались с учетом динамики изменения температуры наружного воздуха для климатических условий Харьковской области. При моделировании многолетней работы ТН и ГТ учитывалось изменение температуры рассола как в летний, так и в зимний период. Предполагалось, что в сентябре, апреле и мае ТН не эксплуатировался. Температуры на входе в ГТ для каждого месяца отопительного периода были получены на основе совместного расчета ГТ и ТН с учетом теплового состояния грунта и режимов теплопотребления объекта.

На рис. 6 и 7 приведены результаты совместного расчета параметров ГТ и ТН для летнего и зимнего режима.

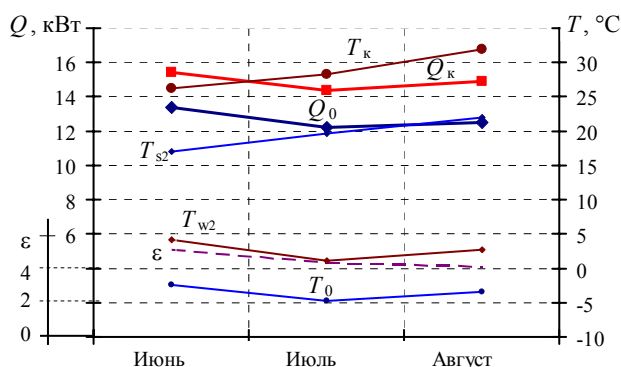


Рис. 6. Параметры ГТ и ТН для летнего режима:
 T_k – температура конденсации, °C;
 Q_k – теплопроизводительность, кВт;
 Q_0 – холодопроизводительность, кВт;
 T_{s2} – температура рассола на выходе из конденсатора, °C;
 T_{w2} – температура воды на выходе из испарителя, °C;
 ε – холодильный коэффициент ТН;
 T_0 – температура испарения, °C

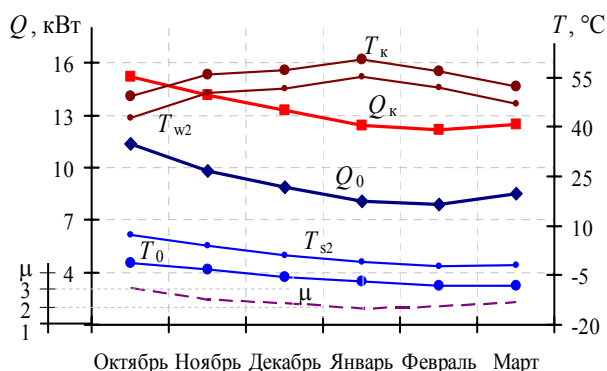


Рис. 7. Параметры ГТ и ТН для зимнего режима:
 T_k – температура конденсации, °C;
 Q_k – теплопроизводительность, кВт;
 Q_0 – холодопроизводительность, кВт;
 T_{s2} – температура рассола на выходе из испарителя, °C;
 T_{w2} – температура воды на выходе из конденсатора, °C;
 T_0 – температура испарения, °C;
 μ – коэффициент преобразования ТН

На рис. 8 показано изменение температуры грунта при эксплуатации ТН в разных режимах. Заштрихованные участки показывают изменение температуры грунта за счет сброса теплоты конденсации в ГТ в летний период. Видно, что сброс теплоты конденсации в летнем режиме эксплуатации ТН способствует восстановлению теплового потенциала грунта относительно его естественного состояния, т.е. повышает тепловую устойчивость. Теплосъем с ГТ увеличивается на 16,6 %. Коэффициент преобразования ТН в последующий отопительный сезон повышается на 4,5 %. Для существенного повышения коэффициента преобразования объемы поступающей в грунт теплоты должны быть больше, чем теплопроизводительность ТН в летнем режиме, поскольку на глубине заложения ГТ 1,5 м имеют место потери аккумулированной теплоты в окружающую среду.

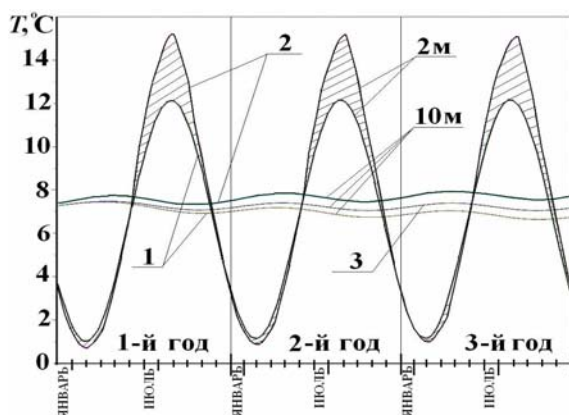


Рис. 8. Изменение температуры грунта на разных глубинах в течение 3-х лет эксплуатации ТН:
 1 – в режиме теплоснабжения, 2 – в реверсивном режиме, 3 – естественное состояние грунта

В табл. 1 приведены результаты сравнения значений теплосъема $Q_{ГТ}$ с ГТ и коэффициентов преобразования μ на третий год эксплуатации ТН. Рассчитаны два режима работы ТН: отопительный и реверсивный. Реверсивный режим отмечен знаком «*».

Сопоставление значений $Q_{ГТ}$ и μ для различных режимов работы ТН

Месяц	X	XI	XII	I	II	III
$Q_{ГТ}$, кВт	11,3	9,6	8,5	7,9	7,6	8,4
$Q_{ГТ}^*$, кВт	11,4	10,4	10,2	9,2	9,1	8,4
μ	3,01	2,34	2,12	1,88	2,02	2,3
μ^*	3,09	2,43	2,22	1,95	2,05	2,32

Выводы

1. Предложена методика расчета грунтового теплообменника горизонтального типа, которая позволяет сделать долгосрочный прогноз восстановления теплового состояния грунта при чередовании режимов отбора и сброса теплоты в грунт. Методика учитывает влияние тепловой интерференции между участками грунтового теплообменника, а также изменение температуры хладоносителя по его длине.

2. Комплексный подход к проектированию геотермальных ТН позволяет решить вопрос нахождения рациональных режимов работы теплонасосной системы с позиции обеспечения максимальной энергетической эффективности цикла термотрансформатора и сокращения периода восстановления температурного потенциала грунта.

3. Предложена регрессионная зависимость для определения теплосъема с грунта теплообменником, позволяющая существенно облегчить расчет ГТ теплонасосной установки.

Литература

1. Васильев Г. П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной энергии поверхностных слоев Земли. – М.: Издательский дом «Граница», 2003. – 176 с.
2. Тарасова В. А., Харлампики Д.Х., Шерстюк А. В. Моделирование тепловых режимов совместной работы грунтового теплообменника и теплонасосной установки// Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2011. – № 5/8 (53). – С. 34 - 40.
3. Харлампики Д.Х., Редько А.А, Тарасова В.А. Комплексный подход к проектированию грунтового теплообменника теплонасосной установки// Нова тема. -2011. - №3. – С. 31 – 34.
4. Сакун И. А. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. – Л.: Машиностроение. – 1987. – 190 с.
5. Yan Y.-Y., Lin T.-F. Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Small Pipe/ International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1998.– Vol. 41. – P. 4183 - 4194.
6. Yan, Y.-Y., Lin, T.-F. Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Small Pipe/ International Journal of Heat and Mass Transfer. –1999. –Vol. 42. – P. 697-708.
7. Ciconkov R, Cicincov V. Work characteristics of reciprocating compressor for refrigeration system developed with computer simulation/ International Congress of Refrigeration, Beijing. 2007. – P. 1-9.