

УДК 621.577

С. О. Филатов, аспирант (БГТУ);

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

### МЕТОД РАСЧЕТА И АНАЛИЗ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ КОНТУРА ЦИРКУЛЯЦИИ ГРУНТОВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ И ТЕПЛООВОГО НАСОСА

Разработан метод теплового расчета совместной работы контура циркуляции вертикальных грунтовых теплообменников и теплового насоса в квазистационарном режиме. На основе разработанного метода исследовано влияние на энергетическую эффективность теплового насоса конструктивных параметров теплообменной аппаратуры, перегрева хладагента в испарителе, температур источника и потребителя теплоты.

The method of heat calculation of the joint work of borehole heat exchangers and heat pump circuits in quasi-stationary regime is developed. The effect of the heat pump efficiency heat exchangers design values, refrigerant superheating in evaporator, temperatures of heat sources and consumer was analyzed by the developed method.

**Введение.** Одной из проблем современного общества является истощение ископаемых энергетических ресурсов и необходимость поиска новых способов производства энергии. Одним из решений данной проблемы является использование возобновляемых источников энергии. Этот вопрос актуален и для Республики Беларусь.

Национальная программа развития местных и возобновляемых энергоисточников на 2011–2015 гг. [1] предполагает до 2015 г. введение в эксплуатацию тепловых насосов (ТН) суммарной тепловой мощностью порядка 8,9 МВт, часть из которых составят компрессионные тепловые насосы для утилизации низкопотенциальной теплоты грунта.

Экономическая целесообразность использования таких установок в системах теплоснабжения определяется их энергетической эффективностью. Показателем энергетической эффективности ТН принято считать коэффициент трансформации  $\phi$ . Для достижения высоких коэффициентов трансформации ТН необходимо на этапе их проектирования учитывать ряд факторов, например конструктивные особенности теплообменной аппаратуры, перегрев хладагента в испарителе, температуру окружающей среды, режим работы потребителя теплоты.

В настоящем исследовании ставится задача разработки метода расчета совместной работы контура циркуляции грунтовых теплообменников и ТН как части системы теплоснабжения, который позволит учесть размеры труб испарителя, перегрев хладагента в испарителе, а также температуры источника и приемника теплоты. Исследование проводится численным моделированием.

**Описание объекта исследования.** Исследуется система, состоящая из контура ТН и нескольких вертикальных грунтовых теплообменников (ВГТО) (рис. 1).

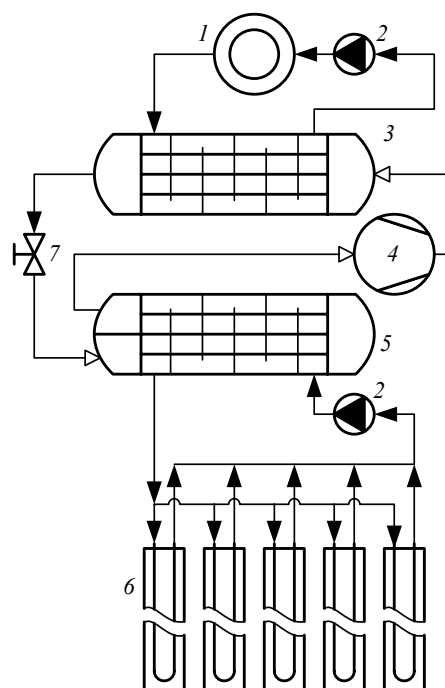


Рис. 1. Принципиальная схема системы теплоснабжения на основе утилизации низкопотенциальной теплоты грунта:  
1 – потребитель тепловой энергии; 2 – насос;  
3 – конденсатор; 4 – компрессор; 5 – испаритель;  
6 – ВГТО; 7 – терморегулирующий вентиль

Система работает следующим образом. В первом контуре теплота, отведенная в ВГТО от грунта, передается промежуточным теплоносителем в испарителе к кипящему хладагенту. Во втором контуре хладагент после испарителя в перегретом состоянии поступает в компрессор, где сжимается до давления, соответствующего необходимой температуре насыщения в конденсаторе. Пары хладагента поступают в конденсатор, где происходит их охлаждение и конденсация. После конденсатора жидкий хладагент поступает в терморегули-

рующийся вентиль, в котором происходит расширение хладагента до давления в испарителе. На выходе испарителя поддерживается постоянный перегрев хладагента.

**Математическое описание совместной работы ВГТО и испарителя ТН.** Для определения параметров совместной работы испарителя ТН и нескольких ВГТО используется метод, предложенный в работах [2] и [3], согласно которому общее решение задачи теплообмена в ВГТО для условия переменной температуры поверхности скважины [4] приводится к частному решению для постоянной температуры. В этом случае температура теплоносителя на выходе из ВГТО определяется по формуле

$$t_1'' = At_1' + Bt_b, \quad (1)$$

где  $A, B$  – коэффициенты;  $t_1'$  – температура теплоносителя на входе ВГТО, °С;  $t_b$  – температура стенки скважины (температура прилегающего грунта), °С.

Коэффициенты  $A$  и  $B$ , входящие в уравнение (1), зависят от теплофизических свойств теплоносителя грунтового контура и материалов ВГТО, его геометрических размеров, режима течения теплоносителя.

Уравнение (1) дополняется уравнениями для испарителя:

$$Q = G_1 c_1 (t_1'' - t_1'), \quad (2)$$

$$Q = G_2 (h_2'' - h_2'), \quad (3)$$

$$Q = F \alpha_1 (t_{1cp} - t_{w1}), \quad (4)$$

$$G_2 r dx = \frac{(t_{w1} - t_s) dF_k}{\frac{d_{нар}}{\alpha_2 d_{вн}} + \frac{d_{нар}}{2\lambda_w} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}}}, \quad (5)$$

$$G_2 c_2 dt_2 = \frac{(t_{w1} - t_2) dF_n}{\frac{d_{нар}}{\alpha_2 d_{вн}} + \frac{d_{нар}}{2\lambda_w} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}}}, \quad (6)$$

где  $Q$  – тепловой поток, Вт;  $G_1$  – массовый расход промежуточного теплоносителя в испарителе, кг/с;  $c_1$  – теплоемкость промежуточного теплоносителя, Дж/(кг·К);  $G_2$  – массовый расход хладагента, кг/с;  $h_2'', h_2'$  – энтальпия хладагента на выходе и входе испарителя соответственно, Дж/кг;  $F = F_k + F_n$  – площадь наружной поверхности труб испарителя, м<sup>2</sup>,  $F_k$  – площадь поверхности труб участка кипения, м<sup>2</sup>,  $F_n$  – площадь поверхности труб участка перегрева, м<sup>2</sup>;  $\alpha_1$  – средний коэффициент теплоотдачи теплоносителя в межтрубном пространстве, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $t_{1cp}$  – средняя температура теплоносителя, °С;  $t_{w1}$  – средняя температура наружной поверхно-

сти труб испарителя, °С;  $r$  – теплота парообразования хладагента, Дж/кг;  $x$  – массовое расхождение паросодержание;  $t_s$  – температура кипения хладагента, °С;  $d_{нар}$  – наружный диаметр труб испарителя, м;  $\alpha_2$  – локальный коэффициент теплоотдачи со стороны хладагента, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $d_{вн}$  – внутренний диаметр труб испарителя, м;  $\lambda_w$  – теплопроводность материала труб испарителя, Вт/(м·К);  $c_2$  – теплоемкость хладагента, Дж/(кг·К);  $t_2$  – температура хладагента, °С.

Средний коэффициент теплоотдачи теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубного испарителя с сегментными перегородками рассчитывается по методике работы [5] с учетом схемы течения рабочих сред и перетечек теплоносителя. Уравнение (5) справедливо для участка кипения хладагента, а уравнение (6) – для участка перегрева.

Локальный коэффициент теплоотдачи хладагента внутри труб испарителя для области кипения определяется по принципу суперпозиции макро- и микроконвективного коэффициента теплоотдачи по методике, представленной в [5]. В этом случае коэффициент теплоотдачи равен

$$\alpha_2 = \sqrt[3]{\alpha_k^3 + \alpha_B^3}, \quad (7)$$

где  $\alpha_k$  – коэффициент теплоотдачи макроконвекцией, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\alpha_B$  – коэффициент теплоотдачи микроконвекцией, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Режимы течения парожидкостной смеси хладагента в трубах и составляющие уравнения (7) определяются по методике работы [5]. Локальный коэффициент теплоотдачи со стороны хладагента для области перегрева пара рассчитывается по уравнениям подобия для вынужденной конвекции в каналах [5].

**Математическое описание контура теплового насоса.** Принимается, что в конденсаторе ТН хладагент конденсируется полностью. Исходя из изохорного процесса дросселирования, определяется паросодержание хладагента на выходе из терморегулирующего вентиля, а соответственно, и на входе в испаритель ТН

$$x_2' = \frac{h_3'' - h_2^{liq}}{r_2}, \quad (8)$$

где  $h_3''$  – энтальпия хладагента на выходе конденсатора, Дж/кг;  $h_2^{liq}$  – энтальпия насыщенной жидкости хладагента при давлении в испарителе, Дж/кг;  $r_2$  – теплота парообразования хладагента при давлении в испарителе, Дж/кг.

Массовый расход хладагента

$$G_2 = \lambda V_h \rho_2'', \quad (9)$$

где  $\lambda$  – коэффициент подачи компрессора;  $V_h$  – объем, описываемый поршнями компрессора в единицу времени, м<sup>3</sup>/с;  $\rho''_2$  – плотность паров хладагента на выходе испарителя (на входе в компрессор), кг/м<sup>3</sup>.

Коэффициент подачи компрессора

$$\lambda = a \frac{p_c}{p_e} + b, \quad (10)$$

где  $a$ ,  $b$  – коэффициенты, характерные для конкретной модели компрессора;  $p_c$  – давление в конденсаторе, Па;  $p_e$  – давление в испарителе, Па.

**Метод совместного решения.** Исходными данными для расчета являются теплофизические свойства материалов и сред, температура поверхности скважин, размеры поверхностей теплообмена, величина перегрева в испарителе, температура конденсации.

Система уравнений (1)–(10) решается численно по итеративному методу Ньютона. При этом уравнения (5) и (6) решались методом конечных разностей.

Далее для определения потребляемой мощности компрессора и теплопроизводительности ТН производится расчет параметров хладагента на входе и выходе конденсатора.

Энтальпия хладагента на выходе компрессора

$$h'_3 = h''_2 + \frac{h''_2 - h'_{3i}}{\eta_i}, \quad (11)$$

где  $h'_{3i}$  – энтальпия хладагента в конце адиабатного сжатия в компрессоре, Дж/кг;  $\eta_i$  – внутренний индикаторный КПД компрессора.

Потребляемая электрическая мощность компрессора

$$N = G_2 \frac{h'_3 - h''_2}{\eta_{em}}, \quad (12)$$

где  $\eta_{em}$  – электромеханический КПД компрессора (принимается равным 0,85).

Теплопроизводительность ТН

$$Q_c = G_2 (h'_3 - h''_3). \quad (13)$$

Коэффициент трансформации ТН

$$\varepsilon = \frac{Q_c}{N}. \quad (14)$$

**Результаты численного моделирования.**

На основе разработанного метода проведено численное исследование пароконденсационного ТН системы теплоснабжения на основе утилизации низкопотенциальной теплоты грунта.

Количество ВГТО составляло 5, их длина – 50 м, диаметр скважин – 160 мм, тип ВГТО – с двумя U-образными трубами 32×3 мм из поли-

этилена, диагональное расстояние между трубами – 80 мм. Теплопроводность труб принималась равной 0,38 Вт/(м·К); теплопроводность заполнителя скважины – 2,3 Вт/(м·К). Общий расход теплоносителя контура грунтовых теплообменников равен 0,8 кг/с. Теплоноситель контура циркуляции ВГТО – водный раствор этиленгликоля. Теплофизические свойства теплоносителя грунтового контура берутся из работы [6].

Испаритель представляет собой кожухотрубный теплообменник с сегментными перегородками с кипением в U-образных трубах, разбивкой труб по вершинам правильных треугольников. Количество труб составляет 40. Кожух теплоизолирован.

В качестве хладагента используется R134a, теплофизические свойства которого в состоянии насыщения берутся по справочным данным работы [5]. Удельный объем, энтальпия и энтропия в области перегретого пара рассчитываются с использованием уравнения состояния R134a, предложенного в работе [7].

В тепловом насосе используется компрессор 1П10 с объемом, описываемым поршнями в единицу времени, 0,00911 м<sup>3</sup>/с.

**Влияние конструктивных параметров испарителя.** Исследовано влияние длины и диаметра труб испарителя на теплопроизводительность и коэффициент трансформации ТН. Для трех типоразмеров стальных труб 10×1, 12×1 и 16×1,5 мм варьировалась активная длина труб испарителя  $l$  от 0,5 до 2 м. Количество сегментных перегородок принималось таким, чтобы расстояние между ними изменялось в незначительном диапазоне (83–95 мм). При этом коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве изменялся в диапазоне 3000–3500 Вт/(м<sup>2</sup>·К). Средняя температура стенки скважин принималась равной 5°C, температура конденсации – 50°C. Перегрев хладагента в испарителе поддерживался равным 5°C. На рис. 2 показано изменение  $\varphi$  в зависимости от длины труб испарителя.

Из рис. 2 видно, что при увеличении длины труб от 0,5 до 2 м  $\varphi$  увеличивается на 45%. Максимальный коэффициент трансформации соответствует трубам 10×1 мм. При этом  $Q_c$  изменяется от 7,1 до 11,2 кВт (увеличение 58%), а характер ее изменения аналогичен характеру изменения  $\varphi$ . Уменьшение  $\varphi$  и  $Q_c$  для труб большего диаметра объясняется тем, что с ростом диаметра труб испарителя снижается скорость движения хладагента, что приводит к смене режима течения парожидкостной смеси. Так, в рассматриваемых условиях для труб 10×1 мм имеет место волновой режим течения, переходящий в кольцевой. В трубах 16×1,5 мм имеет место расщепленный режим течения, характеризующийся

меньшими значения коэффициента теплоотдачи со стороны хладагента и неполным смачиванием внутренней поверхности труб. Снижение коэффициента теплоотдачи в трубах испарителя сопровождается увеличением температурного напора, необходимого для поддержания хладагента на выходе в перегретом состоянии с заданной величиной перегрева.

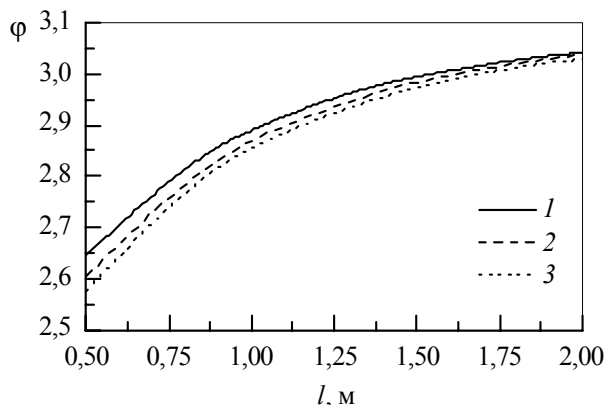


Рис. 2. Изменение коэффициента трансформации  $\phi$  в зависимости от длины труб испарителя с размерами: 1 –  $10 \times 1$  мм; 2 –  $12 \times 1$  мм; 3 –  $16 \times 1,5$  мм

**Влияние перегрева хладагента.** Для надежной работы поршневого компрессора хладагент на входе должен поддерживаться в перегретом состоянии. Для оценки влияния величины перегрева хладагента в испарителе ТН на  $\phi$  и  $Q_c$  был проведен численный эксперимент. Средняя температура поверхности скважин и температура конденсации принимались, как в предыдущем исследовании. Длина труб испарителя принималась равной 1,5 м, количество сегментных перегородок – 15, трубы в испарителе –  $10 \times 1$  мм. Величина перегрева изменялась от 2 до  $15^\circ\text{C}$ . На рис. 3 представлено изменение  $Q_c$  в зависимости от величины перегрева хладагента на выходе из испарителя.

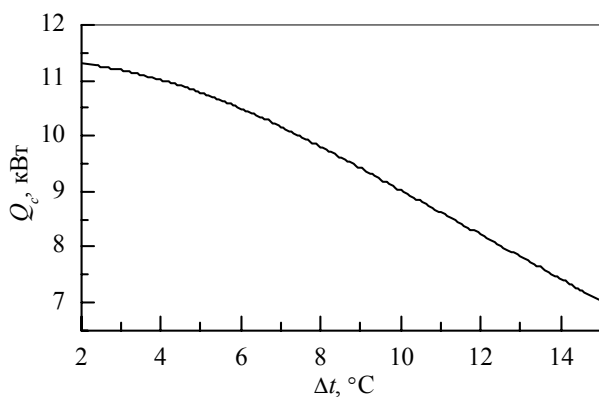


Рис. 3. Изменение теплопроизводительности  $Q_c$  в зависимости от перегрева хладагента  $\Delta t$  на выходе испарителя

На рис. 3 наблюдается уменьшение  $Q_c$  на 39% (с 11,5 до 7 кВт) при увеличении перегрева от 2 до  $15^\circ\text{C}$ . Такому падению  $Q_c$  соответствует уменьшение  $\phi$  на 13% (с 3 до 2,6). Характер изменения  $\phi$  аналогичен характеру изменения  $Q_c$ .

Уменьшение  $\phi$  и  $Q_c$  связано с тем, что с увеличением перегрева хладагента уменьшается площадь участка кипения и средняя теплоотдача со стороны хладагента. Это компенсируется увеличением температурного напора в испарителе за счет уменьшения давления  $p_e$ , что приводит к увеличению степени сжатия и соответствующему падению  $\phi$  и  $Q_c$ .

**Влияние температур приемника и источника теплоты.** Одним из факторов, который существенно влияет на эффективность работы ТН, является температурный уровень источников и приемников теплоты. Уменьшение разности температур потребителя (система теплоснабжения) и источника теплоты (грунтовой массив) сопровождается увеличением  $\phi$  и  $Q_c$ . Разработанная численная модель позволяет количественно оценить зависимость  $\phi$  и  $Q_c$  от этого фактора. В рассматриваемой задаче температура потребителя теплоты определяет температуру конденсации хладагента в конденсаторе, которая задается. Температура источника теплоты соответствует средней температуре поверхности скважин ВГТО.

Проведен следующий численный эксперимент. Исходные данные: длина труб – 2 м; количество сегментных перегородок – 20; трубы испарителя –  $10 \times 1$  мм; перегрев в испарителе –  $5^\circ\text{C}$ . Температура поверхности скважины ВГТО (грунта) изменялась от  $-5$  до  $11^\circ\text{C}$ . Такой диапазон температур грунта характерен для рассматриваемых систем и обусловлен постепенным снижением температуры вследствие охлаждения [8, 9]. Температура конденсации изменялась от 30 до  $50^\circ\text{C}$ . Результаты расчета приведены на рис. 4 и 5.

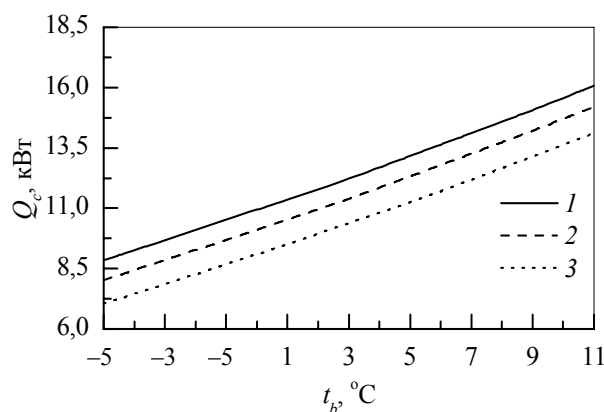


Рис. 4. Изменение  $Q_c$  в зависимости от температуры поверхности скважин ВГТО при температуре конденсации: 1 –  $30^\circ\text{C}$ ; 2 –  $40^\circ\text{C}$ ; 3 –  $50^\circ\text{C}$

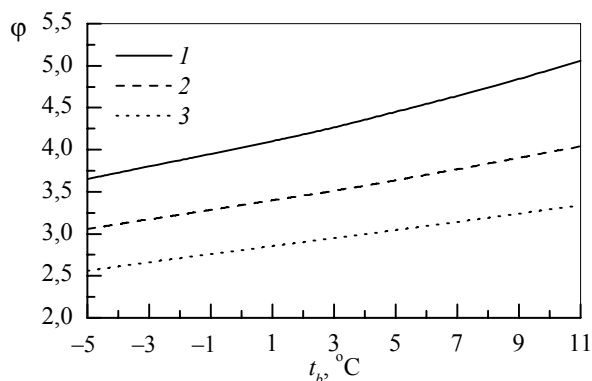


Рис. 5. Изменение  $\phi$  в зависимости от температуры поверхности скважин ВГТО при температуре конденсации: 1 – 30°C; 2 – 40°C; 3 – 50°C

Из рис. 3 и 4 видна существенная зависимость параметров работы ТН от температуры стенки скважины (грунта). С уменьшением температуры грунта с 11 до  $-5^{\circ}\text{C}$  происходит уменьшение  $Q_c$  на 45–50%, а  $\phi$  – на 21–27% в зависимости от температуры конденсации. С уменьшением температуры конденсации от 50 до 30°C  $Q_c$  увеличивается на 14–26%, а  $\phi$  – на 42–55%.

**Заключение.** Разработан метод расчета совместной работы контуров ВГТО и компрессионного ТН, позволяющий проводить численные исследования с оценкой влияния конструктивных и режимных параметров на коэффициент трансформации и теплопроизводительность.

В рассматриваемых условиях при изменении длины труб испарителя с 0,5 до 2 м происходит увеличение коэффициента трансформации и теплопроизводительности на 45 и 58% соответственно. Увеличение диаметра труб с 10 до 16 мм приводит к незначительному уменьшению энергетических показателей ТН. С ростом перегрева хладагента с 2 до 15°C наблюдается падение коэффициента трансформации и теплопроизводительности на 13 и 39% соответственно. Уменьшение температуры грунта с 11 до  $-5^{\circ}\text{C}$  приводит к снижению теплопроизводительности на 45–50% и коэффициента трансформации на 21–27%. При снижении температуры конденсации с 50 до 30°C происходит увеличение теплопроизводительности на 14–26% и коэффициента трансформации на 42–55%. Полученные данные следует учитывать при проектировании и оценке энергетической эффективности систем теплоснабжения с грунтовыми тепловыми насосами.

## Литература

1. Об утверждении Национальной программы развития местных и возобновляемых энергоисточников на 2011–2015 годы и признании утратившим силу постановления Совета Министров Республики Беларусь от 7 декабря 2009 г. № 1593: постановление Совета Министров Респ. Беларусь, 10 мая 2011 г., № 586 // Нац. реестр правовых актов Респ. Беларусь. – 2011. – № 56.
2. Филатов, С. О. Численное моделирование совместной работы утилизатора теплоты грунта с теплоприемником / С. О. Филатов, В. И. Володин // Труды БГТУ. – 2012. – № 3: Химия и технология неорг. в-в. – С. 179–183.
3. Филатов, С. О. Численное моделирование контура испарителя и грунтового теплообменника / С. О. Филатов, В. И. Володин // XIV Минский междунар. форум по тепло- и массообмену: тез. докладов и сообщений, Минск, 10–13 сент. 2012 г.: в 2 т. / Институт тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова. – Минск, 2012. – Т. 2. – С. 177–181.
4. Eskilson, P. Thermal analysis of heat extraction boreholes: Ph. D. thesis / P. Eskilson. – Lund: Lund Institute of Technology, 1987. – 267 p.
5. VDI-Wärmeatlas / V. Gnielinski [et al.]. – Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. – 1445 p.
6. Бажан, П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 367 с.
7. Tillner-Roth, R. An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for Temperatures From 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa / R. Tillner-Roth, H.-D. Baehr // J. Phys. Chem. Ref. Data. – 1994. – Vol. 23, No. 5. – P. 657–729.
8. Тарасова, В. А. Моделирование тепловых режимов совместной работы грунтового теплообменника и теплонасосной установки / В. А. Тарасова, Д. Х. Харлампиди, А. В. Шерстюк // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2011. – Т. 53, № 5/8. – С. 34–40.
9. Филатов, С. О. Влияние теплоприемника теплонасосной системы теплоснабжения на температурный режим грунта / 62-я науч.-техн. конф. студентов и магистрантов: сб. науч. работ: в 3 ч. / Белорус. гос. технол. ун-т. – Минск, 2011. – Ч. 1. – С. 263–266.

Поступила 22.02.2013