

Определение эффективных параметров термостабилизатора в зависимости от его расположения относительно сваи фундамента

Александр Янович Гильманов¹, Андрей Сергеевич Ким²,
Александр Павлович Шевелёв¹✉

¹ Тюменский государственный университет, Тюмень, Россия

² Альянс, Тюмень, Россия

Контакт для переписки: a.p.shevelev@utmn.ru ✉

Аннотация. Поддержание грунта в мерзлом состоянии в условиях криолитозоны является необходимым условием для предотвращения обрушения конструкций. Наиболее эффективным техническим решением для этого является использование двухфазных сезонных термостабилизаторов. Мониторинг состояния вечномёрзлого грунта позволяет принимать своевременные технические решения, предотвращающие протаивание грунта. Определение эффективных параметров таких решений требует математического моделирования тепловых и гидродинамических процессов. Впервые предлагается подход, позволяющий эффективно компенсировать тепловую нагрузку от сваи на грунт, предполагающий расположение термостабилизатора в одной скважине со сваем или на незначительном удалении от нее. Целью работы является расчет эффективных параметров термостабилизатора в зависимости от его расположения относительно сваи. Разработанная математическая модель предполагает выделение пяти задач: 1) обдува надземной части термостабилизатора воздухом; 2) движения жидкого хладагента к нижней части термостабилизатора; 3) охлаждения корпуса термостабилизатора восходящим двухфазным потоком хладагента; 4) теплообмена в системе «хладагент — корпус термостабилизатора — мерзлый грунт»; 5) компенсации теплового потока от сваи в грунт тепловым потоком от грунта в термостабилизатор. Первая задача решается на основе эмпирического критериального уравнения. Вторая и третья задача решаются с использованием законов сохранения массы, импульса и энергии. Четвертая и пятая задача предполагают решение уравнения теплопроводности. В результате расчетов получены эффективные параметры

термостабилизатора, позволяющего компенсировать тепловую нагрузку от сваи на грунт при различном расположении установки. Установлены минимальные латеральные размеры корпуса термостабилизатора, обеспечивающие компенсацию теплового потока от сваи в грунт. Определено время достижения фронтом промерзания сваи от термостабилизатора, расположенного на удалении 0,5 м от одного из ее углов.

Ключевые слова: тепловой поток, математическое моделирование, термостабилизатор, термосифон, критериальное уравнение, мерзлый грунт, закон Фурье, фронт промерзания

Цитирование: Гильманов А. Я., Ким А. С., Шевелёв А. П. 2024. Определение эффективных параметров термостабилизатора в зависимости от его расположения относительно сваи фундамента // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. Том 10. № 2 (38). С. 6–24. <https://doi.org/10.21684/2411-7978-2024-10-2-6-24>

Поступила 13.02.2024; одобрена 26.04.2024; принята 24.05.2024

Calculation of the heat stabilizer effective parameters depending on its location relative to the pile

Alexander Ya. Gilmanov¹, Andrey S. Kim², Alexander P. Shevelev¹✉

¹ University of Tyumen, Tyumen, Russia

² Alyans, Tyumen, Russia

Corresponding author: a.p.shevelev@utmn.ru✉

Abstract. Maintaining the soil in a frozen state in a cryolithozone is necessary for preventing the collapse of structures. The most effective technical solution for this is the use of two-phase passive heat stabilizers. Monitoring the state of permafrost soil allows to accept technical decisions that prevent soil thawing. Calculation of the effective parameters of such decisions requires mathematical modeling of thermal and hydrodynamic processes. An approach is proposed to effectively compensate the heat flux from the pile on the ground, assuming the location of the heat stabilizer in the same well with the pile or at a slight distance from it. The aim of the work is to calculate the effective parameters of the heat stabilizer depending on its location relative to the pile. The developed mathematical model assumes the five tasks: 1) blowing the above-ground part of the heat stabilizer with air; 2) movement of liquid refrigerant to the bottom of the heat stabilizer; 3) cooling of the casing of the heat stabilizer with

an two-phase flow of refrigerant; 4) heat exchange in the system refrigerant — the casing — frozen soil; 5) compensation of heat flow from the pile into the ground with heat flow from the ground into the heat stabilizer. The first problem is solved on the basis of an empirical criterion equation. The second and third tasks are solved using the laws of conservation of mass, momentum and energy. The fourth and fifth tasks involve solving the equation of thermal conductivity. As a result of calculations, the effective parameters of the heat stabilizer were obtained. The minimum lateral dimensions of the heat stabilizer casing have been established to compensate the heat flow from the pile into the ground. The time of freezing front reaching the pile from the heat stabilizer located at a distance of 0.5 m from one of its corners has been determined.

Keywords: heat flow, mathematical modeling, heat stabilizer, thermosyphon, criterion equation, frozen soil, Fourier's law, freezing front

Citation: Gilmanov, A. Ya., Kim, A. S., & Shevelev, A. P. (2024). Calculation of the heat stabilizer effective parameters depending on its location relative to the pile. *Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy*, 10(2), 6–24. <https://doi.org/10.21684/2411-7978-2024-10-2-6-24>

Received Feb. 13, 2024; Reviewed Apr. 26, 2024; Accepted May 24, 2024

Введение

Наличие вечномёрзлого грунта в северных областях Российской Федерации ставит перед строителями ряд задач, связанных с прочностью фундаментов возводимых конструкций [Gao и др., 2018; Агеев, 2019; Gao и др., 2021]. Отмеченная проблема также актуальна при строительстве и эксплуатации протяженных трубопроводов. Поддержание грунта в мерзлом состоянии позволяет предотвратить деформационные процессы фундамента и здания в целом. Эффективным решением такой проблемы является использование термостабилизаторов [Pinate и др., 2018; Wang и др., 2018; Аникин, Мочалов, 2020; Аникин, Ишков, 2022]. Существующие технические решения используют заполняющий термостабилизатор хладагент в однофазном и двухфазном состоянии [Сао и др., 2019; Ding и др., 2020, 2021; Fisenko, 2022]. Кроме того, выделяют активные и сезонные устройства [Plotnikov, 2020; Qin и др., 2021; Аникин, Ишков, 2023]. В активных термосифонах используются специальные охлаждающие устройства, позволяющие установке функционировать в летний период времени [Juengjaroennirachon и др., 2017]. Преимуществом сезонных термостабилизаторов является высокая степень автономности, поскольку для их работы не требуются компрессоры охлаждения [Moustaid и др., 2022].

Наибольшую эффективность охлаждения грунта имеют двухфазные термосифоны за счет теплоты, поглощающейся при фазовом переходе первого рода [Fisenko, 2022]. Исходя из названных причин, далее в статье будет рассматриваться двухфазный пассивный термостабилизатор.

Учесть индивидуальные особенности грунта, конструкции здания и термосифона возможно только с использованием математического моделирования тепловых и гидродинамических процессов [Ишков, Аникин, 2021]. Подходы, использующие специальное программное обеспечение [Kukkaralli и др., 2021], не позволяют оперативно учитывать модификации конструкции термосифона при мониторинге состояния мерзлого грунта. Поэтому актуальным является создание моделей, позволяющих осуществлять оперативные прогнозы различных технологических решений для стабилизации грунта [Ишков, Аникин, 2020; Guo и др., 2024].

В статье впервые предлагается подход, позволяющий эффективно компенсировать тепловую нагрузку от сваи на грунт, предполагающий расположение термостабилизатора в одной скважине со сваем или на незначительном удалении от нее. Целью работы является расчет эффективных параметров термостабилизатора в зависимости от его расположения относительно сваи.

Методы

У двухфазного термостабилизатора можно выделить два принципиальных участка: надземную и подземную часть. В надземной части происходит конденсация паров хладагента и охлаждение конденсата, в подземной — испарение конденсата за счет тепла, отбираемого у охлаждаемого грунта, и нагрев образовавшегося пара. Для улучшения теплообмена с грунтом предлагается оребрение внешней поверхности термостабилизатора, выполненное в виде вертикально расположенных пластин, также облегчающее установку термосифона в грунт. Эффективность охлаждения грунта зависит от температуры на стыке надземной и подземной части термостабилизатора и условий окружающей среды. Чем выше скорость ветра, тем интенсивнее охлаждается надземная часть. В силу длительности активного периода работы термостабилизатора конвективный теплообмен его надземной части с окружающей средой считается постоянным, колебаниями скорости ветра пренебрегается, поэтому можно считать, что температура хладагента в этой части термостабилизатора постоянна (T_0).

Определяющим при охлаждении хладагента является конвективный теплообмен в системе «воздух — термостабилизатор», который в несколько раз превосходит кондуктивную передачу тепла вследствие низкого коэффициента теплопроводности воздуха.

Поскольку из-за уплотнения льда необходимо предварительное бурение скважины, возможно несколько вариантов расположения термосифона вблизи сваи, подразумевающих компенсацию нагревающих грунт тепловых потоков от сваи охлаждающими тепловыми потоками от термостабилизатора. На этапе проектирования здания можно расположить термосифон в одной скважине со сваем в зазоре между стенками скважины и сваем (рис. 1). Тогда для эффективного обдува надземной части охлаждающее устройство располагается под небольшим углом (φ) от вертикальной плоскости сваи. Поскольку этот угол мал, а скорость потока хладагента невысока, то гидродинамическим сопротивлением, обусловленным изгибом термостабилизатора в точке его входа в грунт, можно пренебречь. Кроме того, учитывая высокую скорость ветра, можно также пренебречь влиянием угла отклонения термосифона от вертикали на теплопередачу.

Для уже существующих зданий целесообразно располагать термостабилизатор на большом (около 0,5 м) удалении от сваи. Эффективность охлаждения сваи будет выше, если центр устройства расположить на продолжении одной из диагоналей квадратного поперечного сечения сваи (рис. 2), поскольку охлаждающий тепловой поток будет воздействовать сразу на две боковые поверхности сваи. При описанной конструкции для беспрепятственного обдува не требуется изгибать надземную часть термосифона. В обоих случаях (рис. 1 и 2) располагать термостабилизатор необходимо с учетом розы ветров для местности, где ведется строительство.

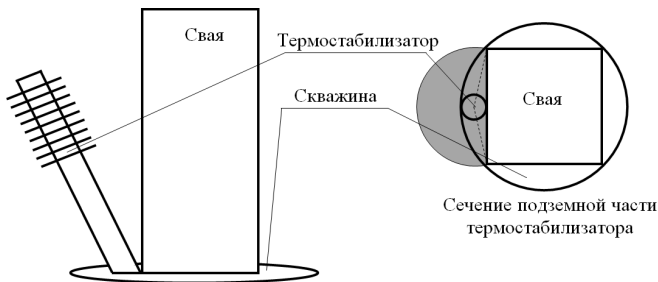


Рис. 1. Расположение термостабилизатора в одной скважине со сваем

Fig. 1. The heat stabilizer location in one well with the pile

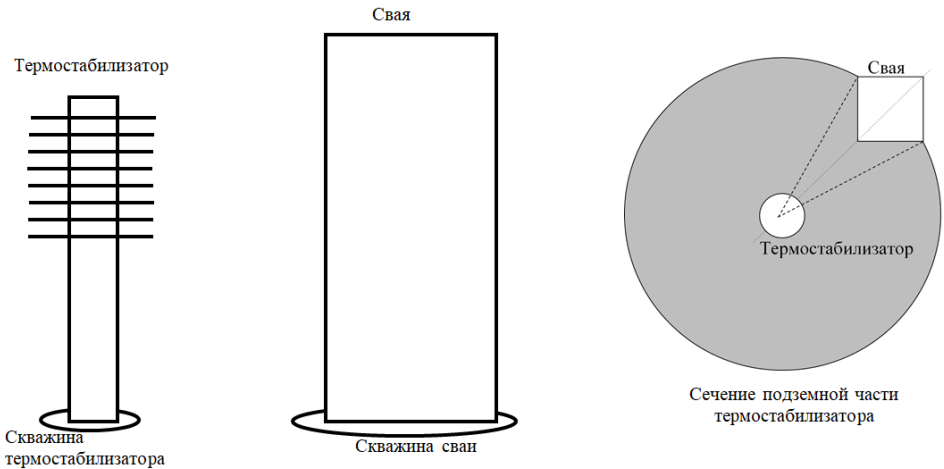


Рис. 2. Расположение термостабилизатора на небольшом удалении от сваи.

Серым цветом показана область, охваченная тепловым воздействием от устройства

Fig. 2. The heat stabilizer location at a small distance from the pile. The area covered by the thermal effect from the device is shown in gray

Подземная часть термостабилизатора состоит из цилиндрического корпуса и расположенного внутри него устройства, разделяющего восходящий и нисходящий поток хладагента. Для более равномерного охлаждения грунта по вертикали предлагается

изготавливать разделитель потоков из одинаковых отдельных сегментов, расположенных на небольшом одинаковом расстоянии друг от друга (рис. 3). Это позволяет подводить жидкий хладагент ко всей внутренней поверхности термостабилизатора. При такой конструкции можно считать, что притоки жидкого хладагента ко внутренней поверхности термостабилизатора из разных зазоров между сегментами равны. Толщины зазоров на два порядка меньше длины сегмента разделителя потоков, поэтому при моделировании восходящего двухфазного потока приток жидкого хладагента происходит в точке, соответствующей окончанию одного сегмента и началу соседнего. Движением вниз жидкого хладагента в этих зазорах можно пренебречь, поскольку он вовлекается газовой фазой в восходящий поток. Процесс охлаждения грунта для простоты описания можно представить в виде пяти связанных задач (рис. 3). Первая задача (1 на рис. 3) описывает обдув надземной части термосифона и позволяет определить температуру хладагента на входе в подземную часть устройства [Pinate и др., 2018]. Вторая задача (2 на рис. 3) рассматривает движение жидкого хладагента внутри устройства, разделяющего восходящий и нисходящий поток, в гидростатическом приближении. Третья задача (3 на рис. 3) описывает движение двухфазного хладагента в зазоре между разделителем потоков и корпусом термостабилизатора в гидравлическом приближении. Четвертая задача (4 на рис. 3) посвящена расчету теплообмена в системе «термостабилизатор — мерзлый грунт». Пятая задача (5 на рис. 3) описывает суперпозицию тепловых полей в грунте от термостабилизатора и сваи.

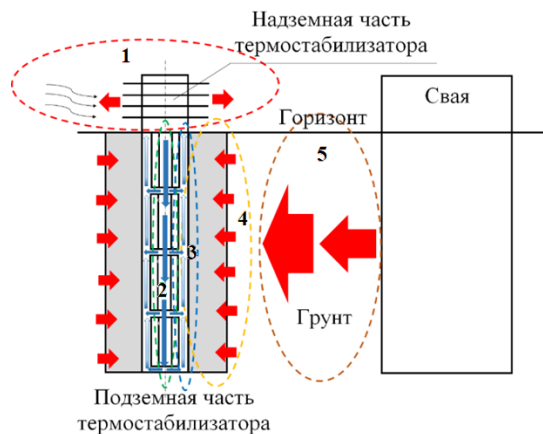


Рис. 3. Выделение характерных процессов в системе «воздух — термостабилизатор — грунт — свая». Красные стрелки — направления тепловых потоков, синие — направления гидродинамических потоков; интенсивность окрашивания соответствует доле жидкостей и пара в потоке (синий цвет соответствует жидкости); серым цветом показано оребрение подземной части термостабилизатора

Fig. 3. Identification of characteristic processes in the air — heat stabilizer — soil — pile system. The red arrows is the directions of heat flows, the blue arrows is the directions of hydrodynamic flows; the intensity of coloring corresponds to the proportion of liquids and steam in the flow (blue color corresponds to liquid); the gray color shows the finning of the underground part of the heat stabilizer

Двухфазные термостабилизаторы имеют два режима работы: активный и пассивный. В рамках второго периода происходит незначительное увеличение температуры грунта из-за отсутствия фазовых переходов и малых конвективных потоков однофазного газообразного хладагента. Далее рассматривается только активный период работы, в течение которого термостабилизатор охлаждает грунт. В общем случае температура окружающего воздуха (T_a) меняется, но в рамках упрощенного интегрального подхода она осредняется за весь активный период работы термосифона и принимается равной 233 К (что справедливо, например, для Якутии), а сами моделируемые процессы рассматриваются в стационарном приближении [Fisenko, 2022]. Гидродинамические и тепловые потоки во второй и третьей задаче описываются в квазиодномерном приближении с вертикальной осью z . При решении первой, четвертой и пятой тепловой задачи используется теория плоских сечений, а сами тепловые потоки считаются осесимметричными. Двухфазный поток хладагента в рамках третьей задачи описывается в односкоростном приближении. В рамках пятой задачи при расчетах тепловых потоков наличие воздуха между скважиной, термостабилизатором и сваяй учитывается в виде слоя воздуха с геометрией, соответствующей геометрии моделируемого объекта (свая и охлаждающее устройство), эффективная ширина которого определяется из условия равенства действительной и модельной площади воздушного зазора.

В рамках первой задачи обдув вертикальной трубы описывается критериальным уравнением [Pinate и др., 2018; Сахин и др., 2019]:

$$Nu = 0,763Re^{0,5}Pr^{0,4}\psi(M), \quad (1)$$

где числа Нуссельта (Nu), Рейнольдса (Re) и Прандтля (Pr):

$$Nu = \frac{\alpha d_{outf}}{\lambda_a}, \quad Re = \frac{\rho_a v_a d_{outf}}{\mu_a}, \quad Pr = \frac{\mu_a c_{pa}}{\lambda_a}; \quad (2)$$

α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · К); d_{outf} — внешний диаметр надземной части термостабилизатора с учетом обрешетки, м; λ_a — коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м · К); ρ_a — плотность воздуха, кг/м³; v_a — скорость обдува, м/с; μ_a — коэффициент динамической вязкости воздуха, Па · с; c_{pa} — удельная теплоемкость воздуха при постоянном атмосферном давлении, Дж/(кг · К); поправочная функция от числа Маха (M) на сжимаемость воздуха в пограничном слое:

$$\psi(M) = \left(\frac{\rho_a(T_w)}{\rho_a(T_a)} \right)^{0,4}; \quad (3)$$

T_w — температура поверхности надземной части термостабилизатора, К; T_a — температура окружающего воздуха, К; соотношение T_w и T_a :

$$\frac{T_w}{T_a} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2; \quad (4)$$

γ — показатель адиабаты воздуха, д. ед.; число Маха:

$$M = \frac{v_a}{v_{sa}}; \quad (5)$$

v_{sa} — скорость звука в воздухе, м/с. В связи с незначительным различием температуры поверхности надземной части термостабилизатора и температуры окружающего воздуха вклад поправочной функции (3) в теплообмен не превышает 1%.

Плотность воздуха связана с его температурой (T , К) в соответствии с уравнением состояния Менделеева — Клапейрона:

$$\rho_a(T) = \frac{P_a M_a}{RT}, \quad (6)$$

где M_a — молярная масса воздуха, кг/моль; R — универсальная газовая постоянная, Дж/(моль · К); P_a — атмосферное давление, Па.

Из этих соотношений можно найти T_w и коэффициент теплоотдачи.

С учетом баланса количества теплоты, идущей от хладагента к поверхности надземной части термостабилизатора, и количества теплоты, необходимой для конденсации пара и охлаждения жидкого хладагента, можно записать соотношение вида

$$\alpha(T_0 - T_w) S_l t_r = \rho_{fin} S_c (h_u + h_g) (l + c_f (T_s - T_0)), \quad (7)$$

где S_l и S_c — площади боковой поверхности надземной части термостабилизатора и поперечного сечения внутренней части разделителя потоков хладагента в установке, м²; t_r — характерное время циркуляции хладагента внутри термостабилизатора, с; l — удельная теплота конденсации хладагента, Дж/кг; c_f — удельная теплоемкость жидкой фазы хладагента, Дж/(кг · К); T_0 — температура хладагента в надземной части термостабилизатора, К; T_s — температура насыщенных паров хладагента, К; h_u и h_g — длины подземной и надземной части термостабилизатора, м; ρ_{fin} — плотность жидкой фазы хладагента в разделяющем потоки хладагента устройстве, кг/м³.

Решение первой задачи (см. (1)–(7)) проводится аналитически и позволяет определить T_0 .

Во второй задаче распределение давления описывается гидростатическим законом:

$$P_{in} = \int_0^{h_u} \rho_{fin} g dz + P_r, \quad (8)$$

где g — ускорение свободного падения, м/с²; P_{in} — давление потока внутри сегментированного разделителя потоков, Па; P_r — давление в надземной части термостабилизатора, Па. Интеграл во второй задаче (см. (8)) берется аналитически.

Третья задача описывается системой уравнений механики многофазных сред [Нигматулин, 1987]:

$$\begin{aligned} \frac{d(\rho_f \alpha_f v)}{dz} &= -\frac{q}{l}, & \frac{d(\rho_g \alpha_g v)}{dz} &= \frac{q}{l}, \\ \frac{1}{\rho_m} \frac{dP}{dz} + \frac{v^2}{2h_u} &= g, & \frac{d(C_m v T)}{dz} &= q, \end{aligned} \quad (9)$$

$$\rho_m = \rho_f \alpha_f + \rho_g \alpha_g, \quad C_m = \rho_f \alpha_f c_f + \rho_g \alpha_g c_g, \quad \alpha_f + \alpha_g = 1, \quad (10)$$

где ρ_f и ρ_g — плотности жидкой и паровой фазы теплоносителя, кг/м³; α_f и α_g — массовые доли жидкой и паровой фазы в восходящем потоке, д. ед.; P — давление, Па; T — температура, К; v — скорость восходящего потока, м/с; l — удельная теплота испарения хладагента, Дж/кг; q — тепловой поток в системе «грунт — термосифон», приходящийся на единицу объема, Вт/м³; c_f и c_g — удельные теплоемкости жидкой и паровой фазы теплоносителя, Дж/(кг · К); ρ_m — плотность теплоносителя, кг/м³; C_m — объемная теплоемкость теплоносителя, Дж/(м³ · К).

Плотности фаз хладагента связаны с давлением по уравнению состояния Редлиха — Квонга, выбор которого обусловлен сравнительно высокой точностью при вычислениях плотности для углекислоты, причем наибольшая плотность присваивается жидкой фазе (номер фазы $j = f$), а наименьшая — паровой (номер фазы $j = g$):

$$P = \frac{\rho_j R T P_c}{M P_c - 0,0866 \rho_j R T_c} - \frac{0,427 \rho_j^2 R^2 T_c^{2,5}}{\sqrt{T} M (M P_c + 0,0866 \rho_j R T_c)}, \quad (11)$$

где R — универсальная газовая постоянная, Дж/(моль · К); M — молярная масса хладагента, кг/моль; P_c — критическое давление теплоносителя, Па; T_c — критическая температура теплоносителя, К.

Граничное условие в нижней точке зазора между трубой термосифона и разделителем потоков соответствует сшивке решений второй и третьей задачи:

$$z = h_u: \quad P = \rho_{fin} g h_u + P_r, \quad T = T_s, \quad \alpha_f = 1, \quad v = \sqrt{2 g h_u}. \quad (12)$$

Для вышележащих сегментов задаются граничные условия, учитывающие баланс массы и тепла, поступающих из нижележащего сегмента и зазора между соседними сегментами и утекающих вверх:

$$z = z_{ei}: \quad P = P(z = z_{s,i+1}), \quad v = \sqrt{2 g z_{ei}}, \\ \alpha_f = \frac{v_b \rho_{fb} \alpha_{fb} S_g + S_{gs} \rho_{fin} v}{v_b \rho_{mb} S_g + S_{gs} \rho_{fin} v}, \quad T = \frac{v_b C_{mb} T_b S_g + S_{gs} \rho_{fin} v c_f T_s}{v_b C_{mb} S_g + S_{gs} \rho_{fin} v c_f}, \quad (13)$$

где z_{si} и z_{ei} — координаты верхней и нижней границы сегмента с номером i , м; S_g — площадь зазора между разделителем потоков и корпусом термостабилизатора, м²; S_{gs} — площадь боковой поверхности зазора, м²; индекс b означает значения параметров на верхней границе нижележащего сегмента относительно моделируемого.

Решение третьей задачи (см. (9)–(13)) осуществляется численно с использованием метода Эйлера, что требует известных тепловых потоков в системе «термосифон — мерзлый грунт» из решения четвертой задачи.

В рамках четвертой задачи описывается теплообмен в системе «двухфазный теплоноситель — корпус термостабилизатора — грунт» с помощью уравнения теплопроводности с кусочно-постоянным распределением теплофизических свойств сред. Используются граничные условия первого рода, при которых задается распределение температуры

теплоносителя по глубине термостабилизатора, полученное из решения третьей задачи, и постоянное значение температуры грунта (T_r) на эффективном расстоянии (r_{ef}). Тогда тепловой поток в осесимметричном случае описывается классическим решением [Кислицын, 2002]:

$$q(z) = \frac{2\pi(T_r - T(z))}{\left(\frac{1}{\lambda_s} \ln \frac{r_{out2} + \delta}{r_{out1}} + \frac{1}{\lambda_r} \ln \frac{r_{ef}}{r_{out2} + \delta} + \frac{1}{\alpha r_{out1}}\right) S_g}, \quad (14)$$

где λ_s и λ_r — коэффициенты теплопроводности стали и грунта, Вт/(м·К); r_{out1} и r_{out2} — внутренний и внешний радиус корпуса термостабилизатора, м; δ — эффективный размер оребрения, м. В рамках развития концепции скин-фактора δ равен половине латерального размера ребра, а коэффициент теплоотдачи (α) с внутренней поверхности трубы вычисляется по формуле

$$\alpha = \frac{C_m v S_g (T(z) - T_e)}{2 \left(T(z) + \frac{q(z) S_g}{2\pi\lambda_s} \ln \frac{r_{out2} + \delta}{r_{out1}} - T(z) \right) \pi r_{out1} h_u}. \quad (15)$$

Для отыскания значения теплового потока в четвертой задаче (см. (14), (15)) используется метод простой итерации с допустимой погрешностью 1%.

В рамках пятой задачи описывается взаимодействие тепловых потоков от сваи в грунт и из грунта в термостабилизатор. Принимается линейное распределение температуры внутри сваи из решения одномерного уравнения теплопроводности с граничными условиями первого рода: температура в начале сваи равна температуре в помещении (T_b), температура на заглубленном конце сваи равна температуре невозмущенного грунта (T_r). Тепловой поток от сваи в грунт (Q_b) описывается по закону Фурье в пренебрежении конвективными потоками в воздушном зазоре. Тепловой поток от грунта в термостабилизатор (Q_{hs}) равен произведению длины сегмента на удельный тепловой поток (14).

$$Q_b = \frac{4(T_b - T_r) a_b h_u}{\frac{r_{ef} - l_{ef}}{\lambda_r} + \frac{l_{ef}}{\lambda_a}}, \quad Q_{hs}(z) = q(z) \frac{h_u}{n_s}, \quad (16)$$

где a_b — длина грани квадратной сваи, м; n_s — количество сегментов разделителя потоков хладагента; l_{ef} — эффективный линейный размер воздушного зазора в системе «скважина — свая — термостабилизатор», м. Определяется l_{ef} из условия равенства площадей реального и модельного воздушного зазора, представляющего собой прямоугольный параллелепипед.

$$l_{ef} = \frac{a_b}{4} \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right). \quad (17)$$

При отсутствии воздушного зазора $l_{ef} = 0$.

Решение пятой задачи (см. (16), (17)) ищется аналитически.

Результаты и обсуждение

Расчеты эффективности предложенного расположения термостабилизатора для компенсации тепловых потоков от сваи проводились при модельных параметрах, представленных в таблице 1. При таких параметрах температура хладагента в надземной части термостабилизатора (T_0) из аналитического решения первой задачи равна 240 К, что на 3 К ниже температуры насыщения углекислоты. Аналитическое решение второй задачи позволяет определить давление в нижней части термостабилизатора (P_{inb}), равное $1,08 \cdot 10^6$ Па.

Таблица 1. Модельные параметры, выбранные для расчетов
Table 1. Model parameters for calculations

Параметр	Обозначение	Значение величины
Температура окружающего воздуха	T_a	233 К
Температура в помещении	T_b	293 К
Температура невозмущенного грунта	T_r	270 К
Температура насыщения хладагента (углекислоты)	T_s	243 К
Критическая температура углекислоты	T_c	304 К
Длина грани квадратной сваи	a_b	30 см
Длина сваи	h_b	23 м
Глубина подземной части термостабилизатора	h_u	20 м
Высота надземной части термостабилизатора	h_g	3 м
Коэффициент теплопроводности бетона сваи	λ_b	0,7 Вт/(м · К)
Коэффициент теплопроводности стали	λ_s	70 Вт/(м · К)
Коэффициент теплопроводности грунта	λ_r	2 Вт/(м · К)
Коэффициент теплопроводности воздуха	λ_a	0,022 Вт/(м · К)
Динамическая вязкость воздуха	μ_a	$1,63 \cdot 10^{-5}$ Па · с
Молярная масса воздуха	M_a	0,029 кг/моль
Молярная масса хладагента	M	0,044 кг/моль
Показатель адиабаты воздуха	γ	1,4
Скорость ветра	v	7 м/с
Скорость звука в воздухе	v_{sa}	340 м/с
Атмосферное давление	P	10^5 Па
Критическое давление углекислоты	P_c	$7,38 \cdot 10^6$ Па
Давление хладагента в надземной части термостабилизатора	P_r	$9 \cdot 10^5$ Па
Плотность жидкой фазы хладагента внутри устройства, разделяющего потоки	ρ_{fin}	933 кг/м ³
Удельная теплоемкость воздуха	c_{pa}	1 005 Дж/(кг · К)
Удельная теплоемкость газовой фазы хладагента	c_g	791 Дж/(кг · К)
Удельная теплоемкость жидкой фазы хладагента	c_f	2 155 Дж/(кг · К)

Окончание таблицы 1

Table 1 (end)

Параметр	Обозначение	Значение величины
Удельная теплота фазового перехода углекислоты	l	$2,15 \cdot 10^5$ Дж/кг
Внешний радиус трубы термостабилизатора	r_{out2}	0,03 м
Толщина корпуса термосифона	δ_w	0,003 м
Толщина зазора между разделителем потоков и трубой термостабилизатора	δ_f	0,007 м
Характерный размер оребрения подземной части термостабилизатора	δ	0,015 м
Внешний диаметр надземной части термосифона с учетом оребрения	d_{outf}	0,05 м
Количество сегментов устройства, разделяющего потоки	n_s	4
Величина зазоров между сегментами	h_c	0,01 м
Характерное время циркуляции хладагента внутри термостабилизатора	t_r	$3 \cdot 10^4$ с
Характерное время конденсации	t_c	100 с
Универсальная газовая постоянная	R	8,31 Дж/(моль · К)
Ускорение свободного падения	g	9,81 м/с ²
Шаг по вертикальной координате при численных расчетах	Δz	0,1 м

Численное решение третьей задачи с учетом тепловых потоков, полученных в ходе аналитического решения четвертой задачи, позволяет определить параметры теплоносителя в зазоре между разделяющим потоки устройством и корпусом термосифона. Рассматривалось два способа расположения термостабилизатора рядом со свайей: 1) в одной скважине со свайей и 2) на удалении 0,5 м от одного из углов сваи. Первый способ позволяет повысить эффективность работы термостабилизатора за счет обсыпания грунтом зазоров между свайей, термостабилизатором и скважиной, поскольку наличие воздушного зазора существенно снижает тепловые потоки от термостабилизатора и сваи вследствие низкого коэффициента теплопроводности воздуха. На рис. 4 приведена зависимость массовой концентрации жидкой фазы (α_{ju}) в восходящем потоке хладагента на стыке подземной и надземной части термостабилизатора от скорости ветра. Как видно из рис. 4, массовая доля конденсата при наличии воздушного зазора составляет 100% (оранжевая кривая) и не меняется при увеличении скорости ветра. Следовательно, в этом случае не происходит испарения хладагента на внутренней поверхности термостабилизатора, поскольку воздушный зазор между грунтом и установкой хорошо экранирует тепловые потоки в этой системе. При отсутствии воздушного зазора в скважине расположение термостабилизатора в непосредственной близости от сваи и на удалении 0,5 м от нее в рамках предложенной модели для третьей и четвертой задачи описываются одинаковым образом. В этом случае с ростом скорости ветра в широком диапазоне значений

наблюдается монотонное снижение массовой доли конденсата, что обусловлено снижением температуры хладагента в надземной части, обеспечивающей интенсификацию тепловых потоков в системе «грунт — термостабилизатор», вызывающих увеличение скорости конденсации хладагента (синяя кривая на рис. 4). Однако можно выделить две асимптоты для этой зависимости. В диапазоне скоростей ветра от 0 до 3 м/с массовая доля жидкой фазы практически не меняется и составляет 49,3%, поскольку в этом случае скорости ветра недостаточно для охлаждения хладагента в надземной части установки, а температура хладагента соответствует температуре насыщения. Вторая асимптота находится в диапазоне скоростей ветра свыше 40 м/с, когда массовая доля конденсата составляет 41,2%. Эта асимптота обусловлена снижением температуры хладагента в надземной части термосифона до температуры окружающего воздуха.

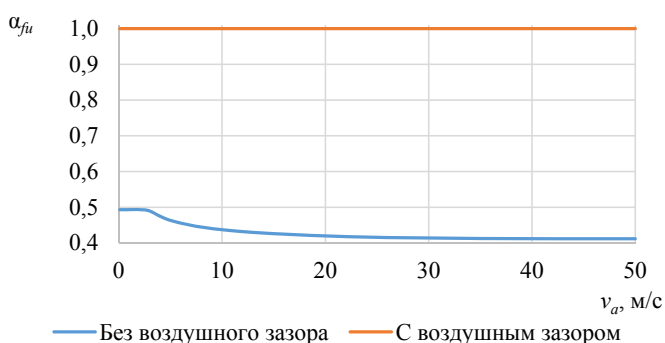


Рис. 4. Зависимость массовой доли жидкой фазы в восходящем потоке хладагента, достигшем надземной части термостабилизатора, от скорости ветра

Fig. 4. Dependence of the mass fraction of the liquid phase in the upward flow of the refrigerant approaching the above-ground part of the heat stabilizer on the wind speed

Решение четвертой и пятой задачи позволяет определить минимальные латеральные размеры термостабилизатора, обеспечивающие компенсацию тепловых потоков от сваи (Q_b) тепловым потоком от термостабилизатора (Q_{hs}). В этом случае термостабилизатор забирает у грунта тепло, превосходящее количество теплоты, поступающей в грунт от сваи. Зависимость отношения указанных тепловых потоков от внешнего радиуса корпуса термостабилизатора приведена на рис. 5 на характерной глубине (5 м) влияния сезонных колебаний температуры в случаях с воздушным зазором в скважине и без него. В первом случае минимальный эффективный размер корпуса термостабилизатора составляет 0,029 м (точка на синей кривой на рис. 5). Этому размеру соответствует равенство тепловых потоков Q_{hs} и Q_b . С увеличением размеров термостабилизатора отношение этих тепловых потоков монотонно возрастает в силу уменьшения воздушного зазора. Обрыв синей кривой соответствует достижению максимально допустимых конструктивных размеров термостабилизатора, когда он примыкает к стенкам скважины и сваи, что и является рекомендуемым размером при наличии воздушного зазора в скважине. При отсутствии воздушного зазора вокруг термостабилизатора зависимость отношения тепловых потоков Q_{hs} и Q_b от латеральных размеров корпуса

установки имеет немонотонный характер (оранжевая кривая на рис. 5). Перегиб кривой при $r_{out2} = 0,039$ м обусловлен конкуренцией двух факторов: 1) увеличением массы хладагента и 2) уменьшением термического сопротивления с увеличением размеров термостабилизатора. Баланс тепловых потоков от сваи в грунт и от грунта в термосифон достигается при радиусе корпуса установки, равном 0,08 м (точка на оранжевой кривой на рис. 5), — этот размер является минимальным для компенсации тепловых потоков от сваи в грунт.

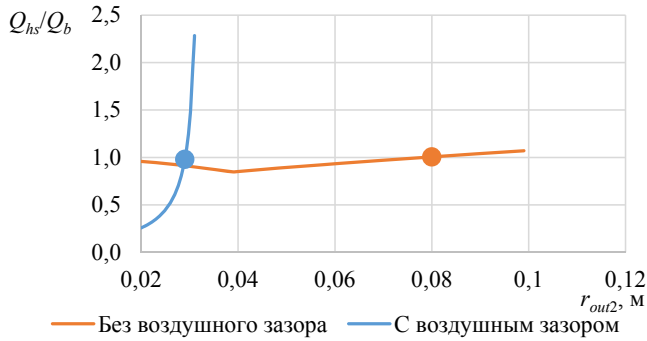


Рис. 5. Зависимость отношения тепловых потоков в системах «термостабилизатор — грунт» и «грунт — свая» от внешнего радиуса трубы охлаждающего устройства

Fig. 5. Dependence of the ratio of heat fluxes in the heat stabilizer — soil and soil — pile systems on the outer radius of the cooling device pipe

При расположении термостабилизатора на удалении 0,5 м от одного из углов сваи важным параметром является время достижения фронтом промерзания сваи. В качестве фронта температуры промерзания принимается средняя температура между температурами поверхности термостабилизатора и сваи. Зависимость координаты этого фронта от времени на глубине 5 м приведена на рис. 6. Анализ полученной зависимости показывает, что фронт промерзания достигает сваи спустя 17 сут.

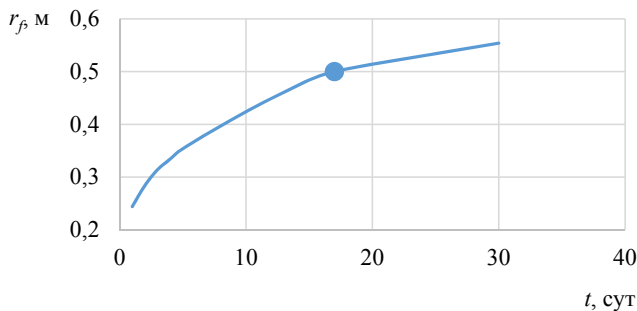


Рис. 6. Зависимость координаты фронта промерзания от времени при расположении термостабилизатора на удалении 0,5 м от сваи

Fig. 6. The dependence of the coordinate of the freezing front on time when the heat stabilizer is located at a distance of 0.5 m from the pile

Заключение

Показано, что использование критериальных уравнений и учет оребрения введением эффективного радиуса надземной части термостабилизатора позволило упрощенно описать процесс обтекания воздухом и охлаждения оребренной поверхности надземной части установки и определить температуру хладагента в этой части. Такие расчеты помогли установить, что при заданных параметрах термостабилизатора и воздуха температура хладагента снижается относительно температуры фазового перехода на 1%.

В результате расчетов задачи о движении жидкого хладагента в разделителе потоков установлено, что давление в нижней его части превышает давление в надземной части термостабилизатора на 20%.

Определен диапазон скоростей ветра, при которых обдув надземной части термостабилизатора влияет на конденсацию пара в восходящем потоке хладагента: от 3 до 40 м/с.

Установлены минимальные латеральные размеры корпуса термостабилизатора, обеспечивающие компенсацию теплового потока от сваи в грунт, которые с учетом воздушного зазора в системе «скважина — термостабилизатор — свая» составляют 0,029 м и без него — 0,08 м.

Определено время достижения фронтом промерзания сваи от термостабилизатора, расположенного на удалении 0,5 м от одного из ее углов: при модельных параметрах это время составило 17 сут.

Список источников

- Агеев С. Е. 2019. Применение двухфазных термосифонов в промышленных системах регенерации и передачи теплоты // *Инновационная наука*. № 5. С. 14–16.
- Аникин Г. В., Мочалов Д. В. 2020. Оценка эффективности системы типа «ГЕТ» с углекислотой и аммиаком в качестве хладагента // *Криосфера Земли*. Том 24. № 2. С. 48–51.
- Аникин Г. В., Ишков А. А. 2022. Использование аналитического решения функционирования системы «ГЕТ» для экспресс-оценки эффективности ее работы // *Криосфера Земли*. Том 26. № 4. С. 59–67. <https://doi.org/10.15372/KZ20220405>
- Аникин Г. В., Ишков А. А. 2023. Аналитическое решение задачи функционирования глубинных сезонных охлаждающих устройств для оценки их эффективности // *Криосфера Земли*. Том 27. № 4. С. 37–44.
- Ишков А. А., Аникин Г. В. 2020. Математическая модель функционирования систем температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем // *Прикладная физика и математика*. № 5. С. 12–16. <https://doi.org/10.25791/pfim.05.2020.1173>
- Ишков А. А., Аникин Г. В. 2021. Математическое моделирование функционирования систем температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем // *Нефтепромысловое дело*. № 2 (626). С. 53–59. [https://doi.org/10.33285/0207-2351-2021-2\(626\)-53-59](https://doi.org/10.33285/0207-2351-2021-2(626)-53-59)
- Кислицын А. А. 2002. Основы теплофизики: лекции и семинары. Тюмень: Изд-во Тюмен. гос. ун-та. 152 с.
- Нигматулин Р. И. 1987. Динамика многофазных сред: в 2 ч. Часть 1. М.: Наука. 464 с.
- Сахин В. В., Герлиман Е. М., Брыков Н. А. 2019. Теплопередача в примерах и задачах. СПб.: Балт. гос. техн. ун-т. 165 с.

- Cao J., Chen C., Su Y., Leung M. K. H., Bottarelli M., Pei G. 2019. Experimental study on the temperature management behaviours of a controllable loop thermosyphon // *Energy Conversion and Management*. Vol. 195. Pp. 436–446. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.05.031>
- Ding T., Cao H. W., He Z. G., Wu J. D., Li Z. 2020. Experimental study on a loop thermosyphon cooling system in data centers using CO₂ as a working fluid, especially thermal environment and energy-saving effect // *Applied Thermal Engineering*. Vol. 175. Article 115359. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115359>
- Ding T., Chen X., Cao H., He Z., Wang J., Li Z. 2021. Principles of loop thermosyphon and its application in data center cooling systems: A review // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 150. Article 111389. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.111389>
- Fisenko S. P. 2022. Film flow of the heat-transfer agent in a closed thermosyphon // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. Vol. 95. No. 6. Pp. 1421–1425. <https://doi.org/10.1007/s10891-022-02610-y>
- Gao J., Lai Y., Zhang M., Chang D. 2018. The thermal effect of heating two-phase closed thermosyphons on the high-speed railway embankment in seasonally frozen regions // *Applied Thermal Engineering*. Vol. 141. Pp. 948–957. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.06.061>
- Gao J., Ma Q., Ren J. 2021. Evaluating the heating performance of a novel heating two-phase closed thermosyphon (HTPCT) in high-speed railway embankments of seasonally frozen regions // *Arabian Journal of Geosciences*. Vol. 14. No. 22. Article 2256. <https://doi.org/10.1007/s12517-021-08641-8>
- Guo L., Yu Q., Yin N., You Y., Wang J., Sun Y., Chen K. 2024. Two-phase closed thermosyphon-induced frost jacking of piles and foundation instability in a thawed permafrost area // *Natural Hazards*. Vol. 120. Pp. 619–637. <https://doi.org/10.1007/s11069-023-06169-6>
- Juengjaroennirachon S., Pratinthong N., Namprakai P., Suparos T. 2017. Performance enhancement of air conditioning using thermosyphon system's energy storage unit for cooling refrigerant before entering the condenser // *Journal of Mechanical Science and Technology*. Vol. 31. No. 1. Pp. 393–400. <https://doi.org/10.1007/s12206-016-1241-z>
- Kukkapalli V. K., Kim J.-H., Kim S. 2021. Optimum design of thermosyphon evaporators for roadway embankment stabilization in the arctic regions // *Journal of Mechanical Science and Technology*. Vol. 35. No. 10. Pp. 4757–4764. <https://doi.org/10.1007/s12206-021-0941-1>
- Moustaid M., Platel V., Guillet M., Reynes H., Buttay C. 2022. Modeling and test of a thermosyphon loop for the cooling of a megawatt-range power electronics converter // *International Journal of Thermofluids*. Vol. 13. Article 100129. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2021.100129>
- Pinate W., Rittidech S., Meena P. 2018. Critical heat flux of a two-phase closed thermosyphon with fins // *Journal of Mechanical Science and Technology*. Vol. 32. No. 5. Pp. 2357–2364. <https://doi.org/10.1007/s12206-018-0447-7>
- Plotnikov A. A. 2020. Stabilizing the temperature regime of a frozen foundation bed using thermal insulation and cooling mechanisms // *Soil Mechanics and Foundation Engineering*. Vol. 57. No. 4. Pp. 329–335. <https://doi.org/10.1007/s11204-020-09674-z>
- Qin D., Yao T., Ding Y., Ren J. 2021. *Introduction to Cryospheric Science*. Singapore: Science Press. XIII, 422 pp. <https://doi.org/10.1007/978-981-16-6425-0>

Wang F, Li G., Ma W., Mu Y., Mao Y., Wang B. 2018. Influence of warm oil pipeline on underlying permafrost and cooling effect of thermosyphon based on field observations // Proceedings of China-Europe Conference on Geotechnical Engineering. Springer Series in Geomechanics and Geoengineering / W. Wu, H. S. Yu (eds.). Cham: Springer. Pp. 1424–1428. https://doi.org/10.1007/978-3-319-97115-5_115

References

- Ageev, S. E. (2019). Application of two-phase thermosyphons in industrial heat recovery and transfer systems. *Innovation Science*, (5), 14–16. [In Russian]
- Anikin, G. V., & Mochalov, D. V. (2020). Estimating the efficiency of HET systems using carbon dioxide and ammonia as refrigerants. *Earth's Cryosphere*, 24(2), 48–51. [In Russian]
- Anikin, G. V., & Ishkov, A. A. (2022). Use of analytical solution of functioning of the “HET” system for express estimation of the efficiency of its work. *Earth's Cryosphere*, 26(4), 59–67. <https://doi.org/10.15372/KZ20220405> [In Russian]
- Anikin, G. V., & Ishkov, A. A. (2023). Analytical solution of the problem of operation of deep seasonal cooling devices to assess their efficiency. *Earth's Cryosphere*, 27(4), 37–44. [In Russian]
- Ishkov, A. A., & Anikin, G. V. (2020). Mathematical model of functioning of systems of temperature stabilization of soils with a horizontal evaporator. *Applied Physics and Mathematics*, (5), 12–16. <https://doi.org/10.25791/pfim.05.2020.1173> [In Russian]
- Ishkov, A. A., & Anikin, G. V. (2021). Mathematical modeling of the functioning of soil temperature stabilization systems with a horizontal evaporator. *Oilfield Engineering*, (2), 53–59. [https://doi.org/10.33285/0207-2351-2021-2\(626\)-53-59](https://doi.org/10.33285/0207-2351-2021-2(626)-53-59) [In Russian]
- Kislitsin, A. A. (2002). *Fundamentals of thermophysics*. University of Tyumen. [In Russian]
- Nigmatulin, R. I. (1987). *Dynamics of multiphase media: in 2 parts. Part 1*. Nauka. [In Russian]
- Sahin, V. V., Gerliman, E. M., & Brykov, N. A. (2019). *Heat transfer in examples and tasks*. Baltic State Technical University. [In Russian]
- Cao, J., Chen, C., Su, Y., Leung, M. K. H., Bottarelli, M., & Pei, G. (2019). Experimental study on the temperature management behaviours of a controllable loop thermosyphon. *Energy Conversion and Management*, 195, 436–446. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.05.031>
- Ding, T., Cao, H. W., He, Z. G., Wu, J. D., & Li, Z. (2020). Experimental study on a loop thermosyphon cooling system in data centers using CO₂ as a working fluid, especially thermal environment and energy-saving effect. *Applied Thermal Engineering*, 175, Article 115359. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115359>
- Ding, T., Chen, X., Cao, H., He, Z., Wang, J., & Li, Z. (2021). Principles of loop thermosyphon and its application in data center cooling systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 150, Article 111389. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.111389>
- Fisenko, S. P. (2022). Film flow of the heat-transfer agent in a closed thermosyphon. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 95(6), 1421–1425. <https://doi.org/10.1007/s10891-022-02610-y>
- Gao, J., Lai, Y., Zhang, M., & Chang, D. (2018). The thermal effect of heating two-phase closed thermosyphons on the high-speed railway embankment in seasonally frozen regions. *Applied Thermal Engineering*, 141, 948–957. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.06.061>

- Gao, J., Ma, Q., & Ren, J. (2021). Evaluating the heating performance of a novel heating two-phase closed thermosyphon (HTPCT) in high-speed railway embankments of seasonally frozen regions. *Arabian Journal of Geosciences*, 14(22), Article 2256. <https://doi.org/10.1007/s12517-021-08641-8>
- Guo, L., Yu, Q., Yin, N., You, Y., Wang, J., Sun, Y., & Chen, K. (2024). Two-phase closed thermosyphon-induced frost jacking of piles and foundation instability in a thawed permafrost area. *Natural Hazards*, 120, 619–637. <https://doi.org/10.1007/s11069-023-06169-6>
- Juengjaroennirachon, S., Pratinthong, N., Namprakai, P., & Suparos, T. (2017). Performance enhancement of air conditioning using thermosyphon system's energy storage unit for cooling refrigerant before entering the condenser. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 31(1), 393–400. <https://doi.org/10.1007/s12206-016-1241-z>
- Kukkapalli, V. K., Kim, J.-H., & Kim, S. (2021). Optimum design of thermosyphon evaporators for roadway embankment stabilization in the arctic regions. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 35(10), 4757–4764. <https://doi.org/10.1007/s12206-021-0941-1>
- Moustaid, M., Platel, V., Guillet, M., Reynes, H., & Buttay, C. (2022). Modeling and test of a thermosyphon loop for the cooling of a megawatt-range power electronics converter. *International Journal of Thermofluids*, 13, Article 100129. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2021.100129>
- Pinate, W., Rittidech, S., & meena, P. (2018). Critical heat flux of a two-phase closed thermosyphon with fins. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 32(5), 2357–2364. <https://doi.org/10.1007/s12206-018-0447-7>
- Plotnikov, A. A. (2020). Stabilizing the temperature regime of a frozen foundation bed using thermal insulation and cooling mechanisms. *Soil Mechanics and Foundation Engineering*, 57(4), 329–335. <https://doi.org/10.1007/s11204-020-09674-z>
- Qin, D., Yao, T., Ding, Y., & Ren, J. (2021). *Introduction to cryospheric science*. Science Press. <https://doi.org/10.1007/978-981-16-6425-0>
- Wang, F., Li, G., Ma, W., Mu, Y., Mao, Y., & Wang, B. (2018). Influence of warm oil pipeline on underlying permafrost and cooling effect of thermosyphon based on field observations. In W. Wu, & H. S. Yu (Eds.), *Proceedings of China-Europe Conference on Geotechnical Engineering. Springer Series in Geomechanics and Geoengineering* (pp. 1424–1428). Springer. https://doi.org/10.1007/978-3-319-97115-5_115

Информация об авторах

Александр Янович Гильманов, кандидат физико-математических наук, старший преподаватель кафедры моделирования физических процессов и систем, Школа естественных наук, Тюменский государственный университет, Тюмень, Россия
a.y.gilmanov@utmn.ru, <https://orcid.org/0000-0002-7115-1629>

Андрей Сергеевич Ким, заместитель директора, Альянс, Тюмень, Россия
3659696@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0008-3224-5463>

Александр Павлович Шевелёв, кандидат физико-математических наук, доцент, профессор кафедры моделирования физических процессов и систем, Школа естественных наук, Тюменский государственный университет, Тюмень, Россия
a.p.shevelev@utmn.ru, <https://orcid.org/0000-0003-0017-4871>

Information about the authors

Alexander Ya. Gilmanov, Cand. Sci. (Phys.-Math.), Senior Lecturer, Department of Modeling of Physical Processes and Systems, School of Natural Science, University of Tyumen, Tyumen, Russia

a.y.gilmanov@utmn.ru, <https://orcid.org/0000-0002-7115-1629>

Andrey S. Kim, Deputy Director, Alyans, Tyumen, Russia

3659696@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0008-3224-5463>

Alexander P. Shevelev, Cand. Sci. (Phys.-Math.), Associate Professor, Professor, Department of Modeling of Physical Processes and Systems, School of Natural Science, University of Tyumen, Tyumen, Russia

a.p.shevelev@utmn.ru, <https://orcid.org/0000-0003-0017-4871>