

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В КРИОСФЕРЕ

УДК 624.139

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА
В СИСТЕМАХ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ГРУНТОВ

Г.В. Аникин, С.Н. Плотников, К.А. Спасенникова

Институт криосферы Земли СО РАН,
625000, Тюмень, а/я 1230, Россия, anikin@ikz.ru, plotnikov59@yandex.ru

Проведен анализ и компьютерный расчет работы систем горизонтального охлаждения грунтов. Получены зависимости температуры хладагента от координат на участках фазового перехода, скорости жидкого и газообразного хладагента от координаты. Рассмотрены случаи турбулентного и ламинарного течений жидкого и газообразного хладагента.

Термостабилизатор, испаритель, фундамент, моделирование, криолитозона

COMPUTER SIMULATION OF HEAT-MASS EXCHANGE
IN THE SYSTEMS OF HORIZONTAL GROUND COOLING

G.V. Anikin, S.N. Plotnikov, K.A. Spasennikova

Earth Cryosphere Institute, SB RAS,
625000, Tyumen, P/O box 1230, Russia, anikin@ikz.ru, plotnikov59@yandex.ru

Analysis and computer calculation of work of systems of horizontal ground cooling have been fulfilled. The dependence of coolant temperature on the coordinates of the region of phase transition and the dependence of rate of liquified and gaseous coolant on the coordinates have been derived. The cases of turbulent and laminar flow of liquified and gaseous coolant have been considered.

Heat stabilizer, evaporator, foundation, simulation, cryolithozone

В настоящее время основная добыча и транспортировка энергоносителей (нефть, газ) в России происходит в криолитозоне, где и находится большинство эксплуатируемых месторождений. Поэтому особое значение приобретает вопрос надежности и устойчивости оснований и фундаментов, строящихся в условиях вечной мерзлоты [Дубина, 2004; Kolunin, Kolunin, 2006]. Одним из инженерных решений этой проблемы является использование парожидкостных термосифонов [Макаров, 1985], а также систем горизонтального и вертикального охлаждения грунтов [Долгих и др., 2008] для стабилизации оснований.

В данной статье проведен компьютерный расчет работы системы горизонтального охлаждения грунтов типа "ГЕТ" (горизонтальная естественно действующая трубчатая система) Г.М. Долгих с соавт. [2008].

Блок-схема установки приведена на рис. 1.

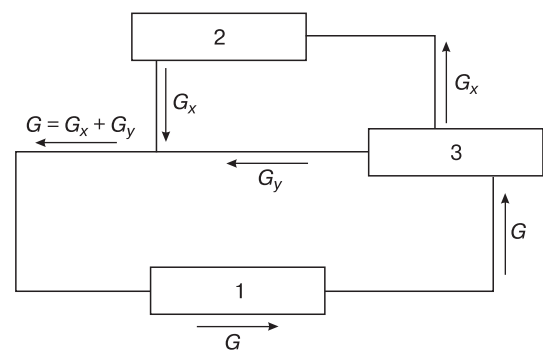


Рис. 1. Блок-схема установки:

- 1 – испаритель;
- 2 – конденсатор;
- 3 – сепаратор.

ОПИСАНИЕ БЛОКОВ УСТАНОВКИ

Испаритель представляет собой расположенную в основании сооружения протяженную стальную трубу, уложенную горизонтально в виде прямолинейных участков, чередующихся с поворотами на 90–180°. В испарительной части протекает хладагент (аммиак), который воспринимает тепловой поток, подводимый через стенку трубы от окружающего грунта.

Конденсатор системы состоит из набора оребренных теплоотводящих труб, вмонтированных в замкнутый трубчатый коллектор. Конденсаторный блок отвечает за отвод тепла, принятого испарителем, в атмосферу.

Сепаратор служит для отделения жидкой части теплоносителя от его паров и представляет собой стальную трубу большего, чем испаритель, диаметра. Вследствие этого в сепараторе замедляется движение парожидкостного потока и происходит осаждение капель хладагента, что приводит к разделению жидкой и паровой частей теплоносителя.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПОДВОДЯЩИХ ТРУБ

Введем следующие обозначения: G_x – массовый поток жидкости, вытекающий из конденсатора; G_y – массовый поток жидкости, вытекающий из сепаратора; $G = G_x + G_y$ – полный массовый поток жидкости.

Температура в конденсаторе может быть определена из соотношения

$$U = (S_{\text{оп}} \eta \alpha_{\text{оп}} + S_{\text{н}} \alpha_{\text{н}}) (t_{\text{к}} - t_{\text{а}}) \rightarrow \\ \rightarrow t_{\text{к}} = t_{\text{а}} + \frac{U}{S_{\text{оп}} \eta \alpha_{\text{оп}} + S_{\text{н}} \alpha_{\text{н}}},$$

где U – полная мощность, подаваемая на испаритель; $t_{\text{к}}$ – температура конденсатора; $t_{\text{а}}$ – температура атмосферы; $S_{\text{оп}}$ – площадь оребрения; $S_{\text{н}}$ – площадь неоребранных труб конденсатора и сепаратора; η – коэффициент эффективности оребрения; $\alpha_{\text{оп}}$ – коэффициент теплоотдачи оребрения; $\alpha_{\text{н}}$ – коэффициент теплоотдачи неоребранных труб конденсатора и сепаратора.

Давление в конденсаторе (поскольку на нем идет фазовый переход) дается выражением

$$P_{\text{к}} = P_{\text{нас}}(t_{\text{к}}),$$

где $P_{\text{к}}$ – давление в конденсаторе; $P_{\text{нас}}(t)$ – давление насыщенных паров хладагента при температуре t .

Поскольку $t_{\text{к}}$ и, следовательно, $P_{\text{к}}$ зависят от η , $\alpha_{\text{оп}}$, $\alpha_{\text{н}}$, которые, в свою очередь, зависят от $t_{\text{к}}$ и скорости ветра, данные величины есть функции трех параметров:

$$t_{\text{к}} \equiv t_{\text{к}}(U, t_{\text{а}}, V), \quad P_{\text{к}} \equiv P_{\text{к}}(U, t_{\text{а}}, V),$$

где V – скорость ветра.

Уравнения теплообмена труб, исходящих из конденсатора, сепаратора и узла соединения, могут быть записаны в виде

$$G_x c_{pl} \frac{dt}{dz} = -K_x (t - t_{\text{а}}) \quad (1)$$

для трубы, исходящей из конденсатора;

$$G_y c_{pl} \frac{dt}{dz} = -K_y (t - t_{\text{а}}) \quad (2)$$

для трубы, исходящей из сепаратора;

$$G c_{pl} \frac{dt}{dz} = -K(t - t_{\text{а}}) \quad (3)$$

для трубы, исходящей из узла соединения первых двух труб и входящей в испаритель.

Здесь K_x , K_y , K – коэффициенты теплопередачи от хладагента к атмосфере для соответствующих труб; z – расстояние от начала трубы до рассматриваемой точки; c_{pl} – теплоемкость жидкости.

Решение уравнений (1), (2) дает

$$t_x = t_{\text{а}} + (t_{\text{к}} - t_{\text{а}}) \exp\left(-\frac{K_x L_x}{G_x c_{pl}}\right), \\ t_y = t_{\text{а}} + (t_{\text{к}} - t_{\text{а}}) \exp\left(-\frac{K_y L_y}{G_y c_{pl}}\right),$$

где t_x – температура жидкости, втекающей в соединение из конденсатора; t_y – температура жидкости, втекающей в соединение из сепаратора; L_x – длина трубы от конденсатора до узла соединения; L_y – длина трубы от сепаратора до узла соединения.

Энтальпия жидкости $i(t, P)$ может быть записана в виде

$$i(t, P) = i(t_0, P_0) + \left(\frac{\partial i}{\partial t}\right)_P (t - t_0) + \left(\frac{\partial i}{\partial P}\right)_t (P - P_0) = \\ = i(t_0, P_0) + c_{pl} (t - t_0) + \left(\frac{\partial i}{\partial P}\right)_t (P - P_0),$$

где P , t – текущие значения давления и температуры хладагента; P_0 , t_0 – фиксированные значения давления и температуры хладагента, в окрестности которых производится разложение в ряд.

Используя данное соотношение, получаем

$$i_{\text{уз}} G = i_x G_x + i_y G_y \rightarrow t_{\text{уз}} = \frac{t_x + t_y f}{1 + f},$$

где $f = G_y / G_x$; $i_{\text{уз}}$ – энтальпия жидкости, вытекающей из узла; i_x – энтальпия жидкости, втекающей в узел из конденсатора; i_y – энтальпия жидкости, втекающей в узел из сепаратора; $t_{\text{уз}}$ – температура жидкости, вытекающей из узла.

Решение дифференциального уравнения (3) позволяет вычислить температуру жидкости на входе в испаритель

$$t_{\text{вх}} = t_{\text{а}} + (t_{\text{уз}} - t_{\text{а}}) \exp\left(-\frac{KL_{\text{под}}}{Gc_{pl}}\right),$$

где $t_{\text{вх}}$ – температура жидкого хладагента на входе в испаритель; $L_{\text{под}}$ – длина трубы от узла соединения до входа в испаритель.

Поскольку K_x, K_y, K зависят от скорости ветра, то

$$t_{\text{вх}} \equiv t_{\text{вх}}(t_a, V, G_x, f).$$

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ИСПАРИТЕЛЯ

В испарителе, работающем в стационарном режиме, имеются два участка: участок нагрева жидкого хладагента до температуры кипения и участок, на котором идет фазовый переход. Теплообмен на этих участках описывается следующими уравнениями:

$$Gc_{pl} \frac{dt}{dz} = q(z) \text{ на участке нагрева } (z \leq z_n),$$

$$h \frac{dG_G}{dz} = q(z) \text{ на участке, где идет фазовый переход } (z \geq z_n).$$

Здесь z – расстояние от входа в испаритель до фиксированной точки; z_n – расстояние от входа в испаритель до точки кипения жидкого хладагента; h – среднее значение теплоты фазового перехода в испарителе; G_G – массовый поток пара; $q(z)$ – тепловой поток на единицу длины, подающийся извне.

На участке нагрева

$$t(z) = t_{\text{вх}} + \frac{U}{Gc_{pl}} y(z), \quad y(z) = \frac{W(z)}{U},$$

где $W(z)$ – общая мощность, подаваемая на испаритель на участке длиной z ; $y(z)$ – отношение мощности, подаваемой на участок длиной z , к мощности, подаваемой на весь испаритель. В случае, если $q(z)$ – величина, не зависящая от z ,

$$y(z) = \frac{z}{L_n},$$

где L_n – длина испарителя. Для величины $y(z)$ в произвольном случае справедливы соотношения

$$y(L_n) = \frac{W(L_n)}{U} = \frac{U}{U} = 1, \quad y(z_n) = \frac{W(z_n)}{U} = y_n,$$

где y_n – отношение мощности, подаваемой на участок нагрева, к полной мощности, подаваемой на испаритель.

В дальнейшем удобно выражать все величины через y , а не через z . Тогда на участке нагрева

$$t(y) = t_{\text{вх}} + \frac{U}{Gc_{pl}} y, \quad t_{\text{max}} = t_{\text{вх}} + \frac{U}{Gc_{pl}} y_n. \quad (4)$$

На участке, где идет фазовый переход,

$$G_G(y) = \frac{U}{h}(y - y_n), \quad G_x = G_G(1) = \frac{U}{h}(1 - y_n), \quad (5)$$

$$G_y = G_x f = \frac{Uf}{h}(1 - y_n),$$

$$G = G_x + G_y = \frac{U(1+f)(1-y_n)}{h}, \quad (6)$$

$$G_l(y) = G - G_G(y) = \frac{U}{h}((1+f)(1-y_n) - (y - y_n)), \quad (7)$$

$$t_{\text{вх}} \equiv t_{\text{вх}}(t_a, V, G_x, f) \rightarrow t_{\text{вх}} \equiv t_{\text{вх}}(t_a, V, U, f), \quad (8)$$

$$t_{\text{max}} = t_{\text{вх}} + \frac{h}{c_{pl}(1+f)(1-y_n)}. \quad (9)$$

В точке $y = y_n$ идет фазовый переход, следовательно,

$$P_n - P_k = \rho_l g H = \left. \frac{dP_{\text{нас}}(t)}{dt} \right|_{t=t_k} (t_{\text{max}} - t_k), \quad (10)$$

$$t_{\text{max}} = t_k + \rho_l g H \left(\left. \frac{dP_{\text{нас}}(t)}{dt} \right|_{t=t_k} \right)^{-1}, \quad (11)$$

где ρ_l – плотность жидкого хладагента; ρ_G – плотность пара; g – ускорение свободного падения; P_n – давление в точке $y = y_n$; H – превышение уровня жидкого хладагента в конденсаторе над уровнем в испарителе.

Из сравнения выражений (9) и (11) для t_{max} находится y_n :

$$y_n = \frac{\Psi}{1 + \Psi},$$

$$\Psi = \frac{(1+f)c_{pl}}{h} \left(t_k - t_{\text{вх}} + \rho_l g H \left(\left. \frac{dP_{\text{нас}}(t)}{dt} \right|_{t=t_k} \right)^{-1} \right). \quad (12)$$

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ

Для однофазного потока в трубе, согласно [Clayton, 2006], выполняется уравнение

$$\frac{dP}{dz} = - \left(\frac{dP}{dz} \right)_F + \rho g \sin \theta + \frac{G^2}{S_{\text{тр}}^2} \frac{d(1/\rho)}{dz}, \quad (13)$$

где ρ – плотность однофазного потока; θ – угол между осью трубы и горизонталью; $S_{\text{тр}}$ – площадь сечения трубы; $-\left(\frac{dP}{dz}\right)_F$ – потери давления на трение.

Потери давления на трение могут быть вычислены с помощью выражения

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right)_F = \frac{\lambda \rho \omega^2}{D} \frac{1}{2} = \frac{\lambda}{D} \frac{G^2}{2 S_{\text{тр}}^2 \rho}, \quad (14)$$

где D – диаметр трубы; λ – коэффициент сопротивления трения относительной единицы длины; ω – средняя скорость однофазного потока.

Согласно [Идельчик, 1992],

$$\lambda(\text{Re}, \Delta) = \lambda_1(\text{Re})(1 - p_1(\text{Re})) + \lambda_2(\text{Re})p_1(\text{Re})(1 - p_2(\text{Re}, \Delta)) + \lambda_3(\Delta)p_1(\text{Re})p_2(\text{Re}, \Delta),$$

$$\text{где } \lambda_1(\text{Re}) = \frac{64}{\text{Re}}; \quad \lambda_2(\text{Re}) = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}; \quad \lambda_3(\Delta) = \left(1,8 \log \left(\frac{8,3}{\Delta} \right) \right)^{-2}; \quad p_1(\text{Re}) = 0,5 \left(1 + \text{erf} \left(\frac{\text{Re} - 2850}{600\sqrt{2}} \right) \right);$$

$$p_2(\text{Re}, \Delta) = \text{erf}\left(\frac{\text{Re}\Delta}{275\sqrt{2}}\right); \quad \text{Re} = \frac{wD}{\nu} = \frac{GD}{S_{\text{тр}}\mu}$$

нольдса однофазного потока; ν – кинематическая вязкость однофазного потока; μ – динамическая вязкость однофазного потока; $\Delta = \delta h/D$ – относительная шероховатость трубы; δh – абсолютная шероховатость трубы.

Суммарный перепад давления, необходимый для преодоления трения на участке, полностью заполненном жидкостью, равен

$$\Delta P_{FL} = \frac{\lambda(\text{Re}_x, \Delta)L_x}{D} \frac{G_x^2}{2S_{\text{тр}}^2\rho_l} + \frac{\lambda(\text{Re}_G, \Delta)(L_{\text{под}} + z_n)}{D} \frac{G^2}{2S_{\text{тр}}^2\rho_l}$$

где $\text{Re}_x = \frac{G_x D}{S_{\text{тр}}\mu_l}$; $\text{Re}_G = \frac{GD}{S_{\text{тр}}\mu_G}$; $G_x = \frac{U}{h}(1 - y_n)$;

$G = \frac{U(1+f)(1-y_n)}{h}$; μ_l – динамическая вязкость жидкого хладагента; μ_G – динамическая вязкость пара.

Для двухфазного потока уравнение изменения импульса записывается в виде [Clayton, 2006]

$$-\frac{dP}{dz} = -\left(\frac{dP}{dz}\right)_F + (\alpha_G \rho_G + \alpha_l \rho_l) g \sin\theta + \frac{d(\rho_G u_{SG}^2 / \alpha_G + \rho_l u_{sl}^2 / \alpha_l)}{dz}$$

где $\alpha_G + \alpha_l = 1$; $\alpha_G = S_G/S_{\text{тр}}$ – истинное газосодержание (отношение площади сечения, занятой газом, к общей площади сечения трубы); $\alpha_l = S_l/S_{\text{тр}}$ – отношение площади сечения, занятой жидкостью, к общей площади сечения трубы; S_G – площадь сечения, занятая газом; S_l – площадь сечения, занятая жидкостью; $u_{SG} = \frac{Q_G}{S_{\text{тр}}}$ – расходная скорость газа; Q_G – объемный расход газа; $u_{sl} = \frac{Q_l}{S_{\text{тр}}}$ – расходная скорость жидкости; Q_l – объемный расход жидкости; $\left(\frac{dP}{dz}\right)_F$ – перепад давления, необходимый

для преодоления сил трения, который, как следует из работы [Clayton, 2006], задается соотношением

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right)_F = \Phi_l^2 \left(-\frac{dP}{dz}\right)_{sl} = \Phi_G^2 \left(-\frac{dP}{dz}\right)_{SG}$$

Значения параметра C для различных режимов течения жидкого и газообразного хладагента в системе

Жидкость	Газ	C
Турбулентная	Турбулентный	20
Ламинарная	Турбулентный	12
Турбулентная	Ламинарный	10
Ламинарная	Ламинарный	5

Здесь

$$\left(-\frac{dP}{dz}\right)_{sl} = \frac{\lambda(\text{Re}_{sl}, \Delta)\rho_l u_{sl}^2}{D} = \frac{\lambda(\text{Re}_{sl}, \Delta)}{D} \frac{G_l^2}{2S_{\text{тр}}^2\rho_l};$$

$$\left(-\frac{dP}{dz}\right)_{SG} = \frac{\lambda(\text{Re}_{SG}, \Delta)\rho_G u_{SG}^2}{D} = \frac{\lambda(\text{Re}_{SG}, \Delta)}{D} \frac{G_G^2}{2S_{\text{тр}}^2\rho_G};$$

$$\text{Re}_{sl} = \frac{u_{sl} D}{\nu_l} = \frac{G_l D}{S_{\text{тр}}\mu_l}, \quad \text{Re}_{SG} = \frac{u_{SG} D}{\nu_G} = \frac{G_G D}{S_{\text{тр}}\mu_G}; \quad (15)$$

ν_l – кинематическая вязкость жидкости; ν_G – кинематическая вязкость пара; $\Phi_G^2 = 1 + Cx + x^2$;

$\Phi_l^2 = 1 + \frac{C}{x} + \frac{1}{x^2}$; $x = \sqrt{\frac{(dP/dz)_{sl}}{(dP/dz)_{SG}}}$ – параметр Локкарта–Мартинели.

Значения параметра C для различных режимов течения жидкого и газообразного хладагента в системе приведены в таблице.

Используя выражения (5), (7) и (15), получаем

$$\text{Re}_{sl} = \frac{DU((1+f)(1-y_n) - (y-y_n))}{hS_{\text{тр}}\mu_l},$$

$$\text{Re}_{SG} = \frac{DU(y-y_n)}{hS_{\text{тр}}\mu_G},$$

$$x = \sqrt{\frac{\lambda(\text{Re}_{sl}, \Delta)\rho_G((1+f)(1-y_n) - (y-y_n))}{\lambda(\text{Re}_{SG}, \Delta)\rho_l(y-y_n)}}$$

Истинное газосодержание находится по формуле $\alpha_G = 1 - \alpha_l$. Согласно [Clayton, 2006],

$$\alpha_l = \left(\frac{1}{\Phi_l^2}\right)^{1/3}.$$

Полное падение давления за счет трения на участке, на котором происходит фазовый переход:

$$\Delta P_{FGL} = \int_{z_n}^{L_n} \Phi_l^2 \frac{\lambda(\text{Re}_{sl}, \Delta)}{D} \frac{G_l^2}{2S_{\text{тр}}^2\rho_l} dz.$$

Поскольку $qdz = Udy$, то

$$\begin{aligned} \Delta P_{FGL} &= \int_{y_n}^1 \Phi_l^2 \frac{\lambda(\text{Re}_{sl}, \Delta)}{D} \frac{G_l^2}{2S_{\text{тр}}^2\rho_l} \frac{U}{q(y)} dy \equiv \\ &\equiv \Delta P_{FGL}(t_a, V, U, f, H, \Delta). \end{aligned}$$

На конце испарителя

$$(\Phi_l^0)^2 \equiv \Phi_l^2(t_a, V, U, f, H, \Delta, 1),$$

$$\alpha_l^0 = \left(\frac{1}{(\Phi_l^0)^2}\right)^{1/3} \equiv \alpha_l(t_a, V, U, f, H, \Delta),$$

$$\alpha_G^0 = 1 - \alpha_l^0 \equiv \alpha_G^0(t_a, V, U, f, H, \Delta),$$

$$G_l(t_a, V, U, f, H, \Delta) = \frac{Uf(1 - y_n)}{h} = G_y,$$

$$\text{Re}_{sl}^0 = \text{Re}_{sl}(t_a, V, U, f, H, \Delta).$$

Тогда перепад давления на преодоление трения в отводных трубах будет равен

$$\Delta P_F^0 = (\Phi_l^0)^2 \frac{\lambda(\text{Re}_{sl}^0, \Delta)}{D} \frac{G_y^2}{2S_{\text{тр}}^2 \rho_l} L_{\text{от}} \equiv \Delta P_F^0(t_a, V, U, f, H, \Delta),$$

где $L_{\text{от}}$ – длина трубы от узла соединения до выхода из испарителя.

Интегрирование уравнения импульса по замкнутой траектории, которая начинается и заканчивается в трубе, выходящей из конденсатора, приводит к уравнению (уравнение “ГЕТ”)

$$\begin{aligned} \Delta P_{FL}(t_a, V, U, f, H, \Delta) + \Delta P_{FGL}(t_a, V, U, f, H, \Delta) + \\ + \Delta P_F^0(t_a, V, U, f, H, \Delta) = \\ = gH(\rho_l - \rho_G \alpha_l^0(t_a, V, U, f, H, \Delta) - \\ - \rho_G \alpha_G^0(t_a, V, U, f, H, \Delta)). \end{aligned} \quad (16)$$

Решение данного уравнения дает зависимость величины f от внешних параметров задачи:

$$f \equiv f(t_a, V, U, H, \Delta).$$

Таким образом, все глобальные величины зависят от этих же параметров, а локальные зависят также от координаты z .

Как видно из рис. 2, при некотором значении g $f = 0$, т. е. на конце трубы отсутствует жидкость. Следовательно, наступает кризис кипения, при котором отсутствует фазовый переход, и система перестает работать [Баттерворс, Хьюитт, 1980].

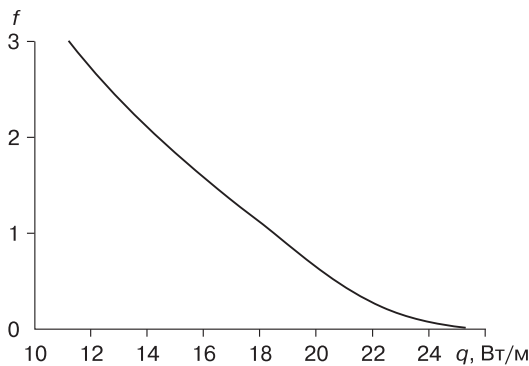


Рис. 2. Зависимость отношения массового потока жидкости, вытекающей из сепаратора, к массовому потоку жидкости, вытекающей из конденсатора, (f) от теплового потока на единицу длины (q).

Зависимость получена при $t_a = -25$ °С, $H = 3$ м, $V = 5$ м/с, $\delta h = 0,1$ мм.

При этом критический тепловой поток, проходящий на один погонный метр, в данном случае равен $q_{\text{кр}} = 25,3$ Вт/м.

РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕННЫХ ПАРАМЕТРОВ ИСПАРИТЕЛЯ

Если известно распределение теплового потока $q(z)$ по длине испарителя, то y может быть выражен через z :

$$y(z) = \int_0^z \frac{q(z')}{U} dz'.$$

Длина нагрева z_n находится путем решения неявного уравнения

$$y_n = \int_0^{z_n} \frac{q(z')}{U} dz'.$$

Давление на входе в испаритель P_0 дается выражением

$$\begin{aligned} P_0 = P_k + \rho_l gH - \frac{\lambda(\text{Re}_x, \Delta) L_x}{D} \frac{G_x^2}{2S_{\text{тр}}^2 \rho_l} - \\ - \frac{\lambda(\text{Re}_G, \Delta) L_{\text{под}}}{D} \frac{G^2}{2S_{\text{тр}}^2 \rho_l}. \end{aligned}$$

На участке нагрева ($z \leq z_n$)

$$t(z) = t_{\text{вх}} + \frac{U}{Gc_{pl}} y(z), \quad t_{\text{max}} = t_{\text{вх}} + \frac{U}{Gc_{pl}} y(z_n),$$

$$P(z) = P_0 - \frac{\lambda(\text{Re}_G, \Delta)}{D} \frac{G^2}{2S_{\text{тр}}^2 \rho_l} z,$$

$$P_n = P_0 - \frac{\lambda(\text{Re}_G, \Delta)}{D} \frac{G^2}{2S_{\text{тр}}^2 \rho_l} z_n.$$

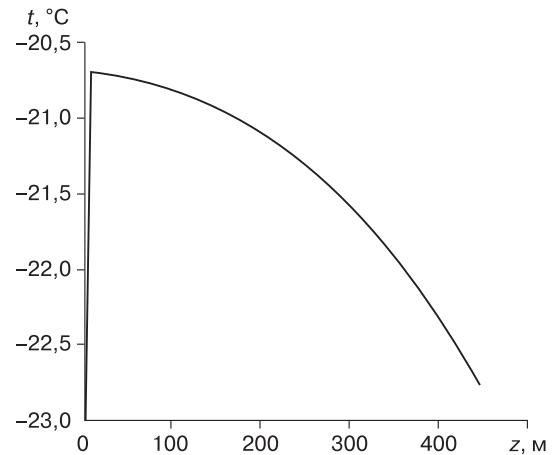


Рис. 3. Зависимость температуры хладагента (t) от координаты (z) на участке фазового перехода.

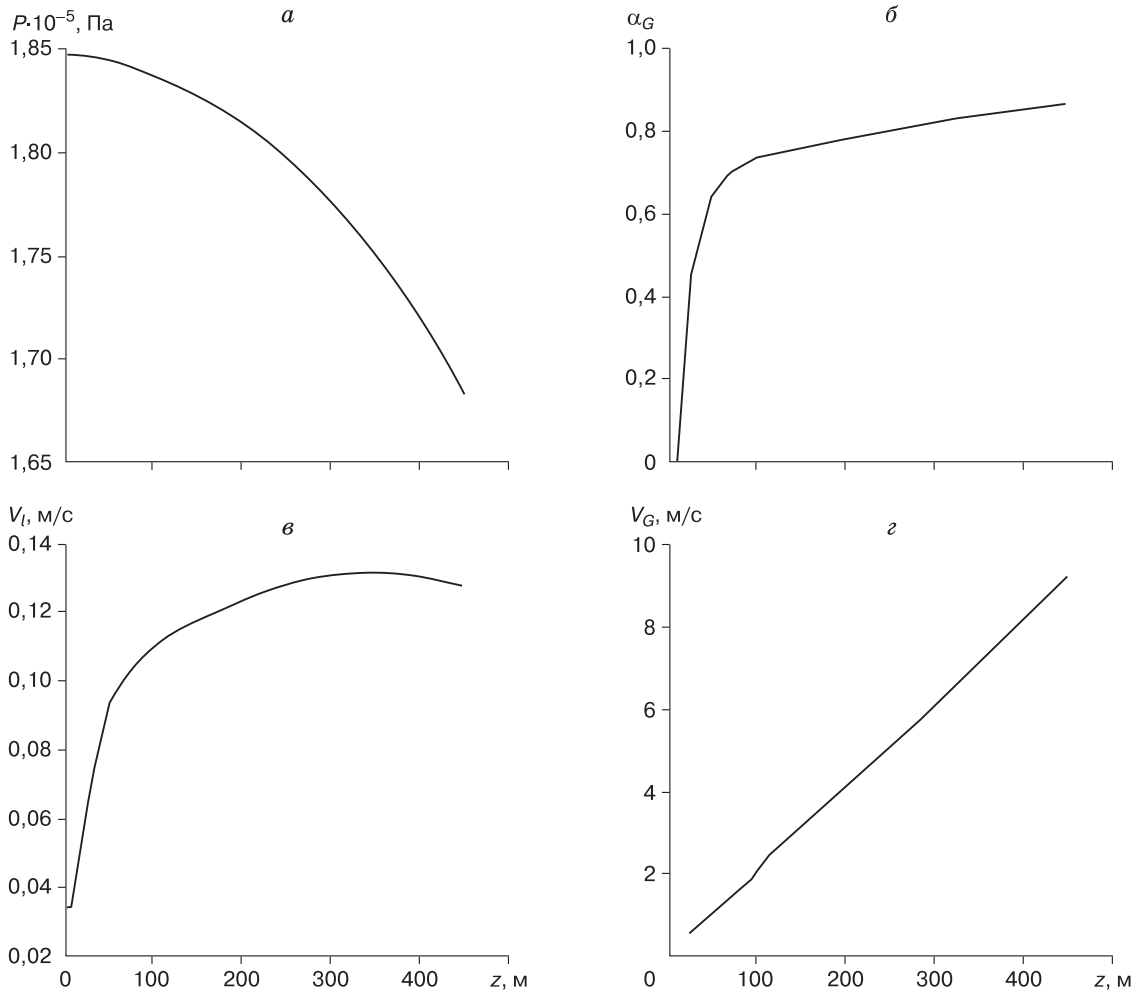


Рис. 4. Зависимости давления хладагента P (а), истинного газосодержания α_G (б), скорости жидкого хладагента V_l (в), скорости газа V_G (г) от координаты z .

На участке, на котором идет фазовый переход ($z_n \leq z \leq L_n$), из уравнений (13), (14) получаем

$$P(z) = P_n - \int_{z_n}^z \Phi_l^2(z') \frac{\lambda(\text{Re}_{sl}(z'), \Delta)}{2DS_{\text{тр}}^2 \rho_l} G_l^2(z') dz' - \left(\frac{G_G^2(z)}{\alpha_G(z) S_{\text{тр}}^2 \rho_G} + \frac{G_l^2(z)}{\alpha_l(z) S_{\text{тр}}^2 \rho_l} - \frac{G^2}{S_{\text{тр}}^2 \rho_l} \right)$$

Температура при $z_n \leq z \leq L_n$ находится путем решения неявного уравнения

$$P_{\text{нас}}(t(z)) - P(z) = 0.$$

Зная зависимость $y(z)$, можно рассчитать любую из рассмотренных ранее величин.

На рис. 3, 4 приведены результаты расчетов по уравнению “ГЕТ” при следующих параметрах: $q = \text{const} \rightarrow y = z/L_n$, $t_a = -25^\circ\text{C}$, $V =$

$= 5 \text{ м/с}$, $L_n = 450 \text{ м}$, $\delta h = 0,1 \text{ мм}$, $U = 8300 \text{ Вт}$, $q = U/L_n = 18,444 \text{ Вт/м} \rightarrow f = 1$, $K_x = K_y = K = 0$, $L_x = 2 \text{ м}$, $L_y = 5 \text{ м}$, $L_{\text{от}} = L_{\text{под}} = 10 \text{ м}$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Необходимо отметить, что специфической особенностью системы “ГЕТ” является течение хладагента в горизонтальных каналах с образованием двухфазного потока при кипении или испарении хладагента. При этом имеется однонаправленное движение жидкой и паровой фаз по испарителю в сторону конденсатора (в обычных слабонаклонных термосифонах [Долгих и др., 2008] наблюдается встречное движение паровой и жидкой фаз). Система “ГЕТ” устойчива к изменениям наклона горизонтальных труб испарителя из-за деформации грунтов, в то время как обычный слабонаклонный термосифон может прекра-

титель свое функционирование из-за изменения угла наклона испарителя (так как в нем движущей силой движения жидкого хладагента является сила тяжести). Система “ГЕТ”, производимая в НПО “Фундаментстройаркос”, являясь более надежной и эффективной, чем обычные слабонаклонные термосифоны, широко используется при охлаждении оснований и фундаментов в условиях вечной мерзлоты.

Заметим, что полученное авторами уравнение (16) (уравнение “ГЕТ”) позволяет рассчитать все характеристики теплопереноса в системе “ГЕТ” и может быть использовано для проектирования подобных систем, а также для интерпретации экспериментальных данных, полученных при исследованиях на модельных установках.

Литература

Баттерворс Д., Хьюитт Г. Теплопередача в двухфазном потоке. М., Энергия, 1980, 328 с.

Долгих Г.М., Окунев С.Н., Поденко Л.С., Феклистов В.Н. Надежность, эффективность и управляемость систем температурной стабилизации вечномерзлых грунтов оснований зданий и сооружений // Криогенные ресурсы полярных и горных регионов. Состояние и перспективы инженерного мерзлотоведения. Тюмень, Фундаментстройаркос, 2008, с. 34–39.

Дубина М.М. Прогноз и управление термомеханическим состоянием системы “сооружение–среда” в криолитозоне // Материалы Междунар. конф. “Криосфера нефтегазоносных провинций” (Тюмень, Ин-т проблем освоения Севера СО РАН). М., Тиссо, 2004, с. 56–57.

Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М., Машиностроение, 1992, 672 с.

Макаров В.И. Термосифоны в северном строительстве. Новосибирск, Наука, 1985, 169 с.

Clayton T. Crowe Multiphase flow handbook. L., N.Y., Boca Raton, Taylor and Francis, 2006, p. 1–79.

Kolunin V.S., Kolunin A.V. Heat and mass transfer in saturated porous media with ice inclusions // Intern. J. Heat Mass Transfer, 2006, vol. 49, p. 2514–2522.

*Поступила в редакцию
28 декабря 2009 г.*