

ПРИЧИНЫ НЕУСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ ДВУХФАЗНОГО ЕСТЕСТВЕННО-КОНВЕКТИВНОГО ОХЛАЖДАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ ИСПАРИТЕЛЕМ

Я.Б. Горелик

Институт криосферы Земли СО РАН, 625000, Тюмень, а/я 1230, Россия; gorelik@ikz.ru

Проведен анализ экспериментальных данных по испытанию натуральных образцов естественно-конвективных охлаждающих устройств с горизонтальным испарителем. Полученные результаты демонстрируют неустойчивый характер их работы и подтверждаются данными лабораторных испытаний модели такого устройства. В лабораторных наблюдениях установлено, что причиной неустойчивости работы устройства является обязательное наличие противоточного участка на линии циркуляции хладагента, что вызывает кризис “захлебывания”, хорошо известный для противоточных систем охлаждения. Обсуждаются возможные пути повышения устойчивости работы таких систем.

Охлаждающее устройство, конденсатор, испаритель, двухфазные течения, гидравлические сопротивления, температура насыщения, теплообмен, охлаждение

THE REASONS OF THE UNSTABLE WORK OF THE NATURAL CONVECTIONAL BIPHASE COOLING DEVICE WITH HORIZONTAL EVAPORATIVE PART

J.B. Gorelik

Earth Cryosphere Institute, SB RAS, 625000, Tyumen, P/O box 1230, Russia; gorelik@ikz.ru

Analysis of the experimental data for testing of the natural cooling devices has been fulfilled. The results of the analysis have demonstrated the unstable character of the work of these devices and have been confirmed by the examinations of the laboratory model of this device. It has been established by the laboratory experiments that the reason of this instability is the existence of the contraflow section in the refrigerant circulation along the evaporator. The contraflow results in the well-known “splutter” crisis. The possible ways of improving the stability of working of these devices has been discussed.

Cooling device, condenser, evaporator, biphasic streams, hydraulic resistance, saturation temperature, heat exchange, cooling

ВВЕДЕНИЕ

Применение двухфазных естественно-конвективных охлаждающих систем с горизонтальным испарителем (системы “ГЕТ”) впервые внедрено в практику строительства на многолетне-мерзлых грунтах фирмой “Фундаментстройаркос” [Долгих и др., 2004; Долгих, Окунев, 2006; Вельчев, Сизиков, 2008]. Перспективность применения таких систем определяется возможностью замены свайных фундаментов на фундаменты на подсыпках для определенных типов сооружений (с существенной экономией трудовых затрат).

До внедрения в практику строительства аналогичные системы применялись в атомной и металлургической промышленности для охлаждения атомных реакторов и доменных печей [Кутепов, 1986; Пиоро, 1991], где тепловые нагрузки на элементы охлаждающего устройства на порядок превосходят характерные нагрузки для процессов теплообмена в грунтах оснований сооружений. Вместе с тем в литературе практически отсутствует описание каких-либо подробных результатов экспериментальных исследований таких систем

для тепловых нагрузок, типичных для условий размещения в мерзлых грунтах. В более ранних исследованиях режимов работы двухфазных устройств с горизонтальной и наклонной испарительной частью (применявшихся главным образом для ускорения отверждения бетонов) отмечается неустойчивость в их работе [Лях и др., 1978]. Результаты исследований, приведенные в [Горелик, Горелик, 2011], подтверждают этот вывод. На конференции в Салехарде [Gorelik, 2012] был продемонстрирован видеофильм, показывающий развитие процессов, приводящих к прекращению циркуляции хладагента в испарителе лабораторной установки и ее “запиранию” (прекращению работы).

Для устройств, применяемых в строительстве, с длиной испарительной части 500 м и выше (при отношении длины к диаметру примерно 10 000) и габаритным конденсаторным блоком провести полномасштабные исследования на натуральных образцах весьма сложно. Определенным обоснованием их применения могли бы стать ре-

зультаты мониторинговых наблюдений на конкретных объектах с подробным описанием методики измерений (качественное изложение результатов мониторинга должно включать: детальное описание свойств грунтов оснований; конструкцию основания и фундаментов; климатические факторы; характеристику элементов наблюдательной сети и применяемых измерительных устройств; время пуска сооружения в эксплуатацию и время начала наблюдений; периодичность измерений; описание методологии, позволяющей отделить эффект охлаждения, производимый охлаждающим устройством, от посторонних факторов, например, от зимнего охлаждения через поверхность грунтового массива). Однако такие описания отсутствуют в публикациях.

В то же время существующие расчетные методы оценки охлаждающего эффекта таких устройств не учитывают важных особенностей гидродинамики двухфазного потока в испарителе при относительно малых тепловых нагрузках и не могут предсказать момент наступления неустойчивости в их работе и “запирания” системы (отчетливо проявляющиеся в лабораторных условиях).

АНАЛИЗ ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

Довольно подробные описания испытаний работы системы “ГЕТ” (в натуральную величину) принадлежат разработчикам этой конструкции и их коллегам [Разработка..., 1989; Феклистов и др., 2008; Паздерин, Гилев, 2011].

Конструкция устройства с горизонтальным испарителем (охлаждающим элементом) для термостабилизации мерзлых грунтов оснований описана в [Долгих и др., 2011]. Работа устройства обеспечивается замкнутым циклом естественно-конвективного движения хладагента в двух фазах: жидкая фаза испаряется (с отбором тепла от грунта) в трубе испарителя и движется вдоль нее в сторону конденсатора в виде двухфазного потока переменного состава (с непрерывным увеличением доли пара). Попадая в конденсатор, пар конденсируется, отдавая тепло в атмосферу, и стекает обратно в испаритель. Попадающая в конденсатор некоторая доля жидкой фазы также возвращается в испаритель. Система “ГЕТ” проектируется как прямоточная, т. е. сток конденсата из конденсатора и обратное поступление пара в него осуществляются по отдельным магистралям (в противоточных системах, наоборот, сток конденсата и обратный поток пара происходят по общей магистрали, что приводит к взаимодействию встречных потоков вдоль поверхности их контакта и повышению гидравлического сопротивления системы).

Согласно отчету о НИР [Разработка..., 1989], испытываемая конструкция заполнена аммиаком, длина испарителя лежит в пределах 120–800 м

при диаметре 32 мм. Конденсатор устройства (представляющий собой трубчатый коллектор) охлаждался искусственно с помощью холодильных машин, а тепловая нагрузка на испаритель обеспечивалась электрическим нагревателем, смонтированным вдоль всей его длины. Тепловой поток на единицу длины испарителя изменялся от 10 до 40 Вт/м (при известном диаметре трубы это примерно соответствует плотности теплового потока 100–400 Вт/м²). Эти значения на несколько порядков ниже тех, что действуют при охлаждении мощных промышленных установок, но в несколько раз выше действующих со стороны грунтового основания. В отчете [Разработка..., 1989] приведена серия графиков распределения температуры вдоль трубы испарителя для различных высотных положений конденсаторного коллектора относительно испарителя и разных условий охлаждения конденсатора (данные на графиках были сняты примерно через 2 ч после запуска системы). В качестве примера на рис. 1 приведена краткая информация для конкретного эксперимента из [Разработка..., 1989].

Для нормальной работы устройства, обеспечивающей свободный сток конденсата из конденсатора в испаритель, необходимо, чтобы сумма давлений от насыщающих паров в конденсаторе (P_c) и гидростатического давления (P_g) от столба конденсата за счет превышения его уровня над уровнем расположения испарителя была выше, чем давление в точке начала вскипания хладагента в испарителе (P_b). То есть должно выполняться соотношение

$$\Delta P = P_c + P_g - P_b > 0, \quad (1)$$

где

$$P_g = \rho g H_c \quad (2)$$

Здесь ρ – плотность хладагента (аммиак); g – ускорение свободного падения; H_c – превышение уровня конденсата в конденсаторе над уровнем расположения испарителя (величина 2 м на рис. 1, б складывается из значений 1.8 м и 0.21 м в графах 4 и 5 таблицы на рис. 1, а). Давления P_c и P_b вычисляются по результатам измерения температуры в соответствующих точках конденсатора и испарителя (см. рис. 1, б, в) и кривой насыщения для используемого хладагента. При этом, как показывают лабораторные исследования модели устройства, значения температуры в разных точках поверхности конденсатора (даже в местах сосредоточения только паровой фазы) могут существенно различаться (вследствие неоднородности условий теплообмена с внешней средой и неравномерности процесса внутренней конденсации хладагента). Поэтому для более точного определения давления P_c следует использовать прямые манометрические методы. Температура t_c , соответствующая по кривой насыщения давлению P_c , приведена в графе 7 таб-

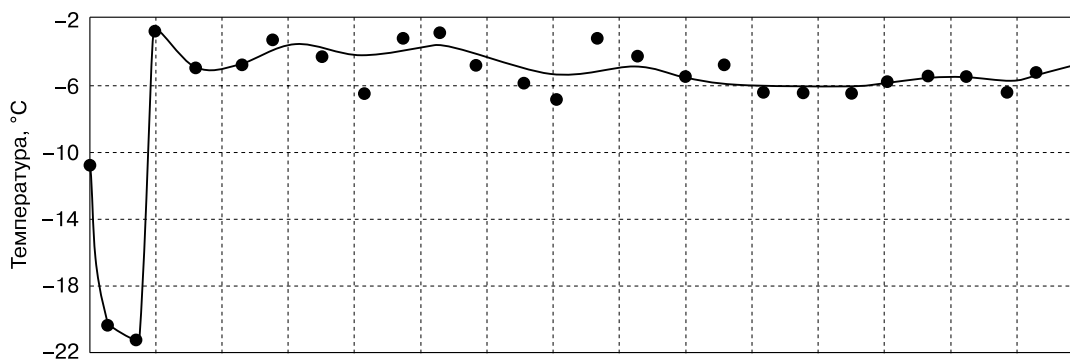
a

Дата	Хладагент	Длина трубы, м	Положение коллектора, м	Уровень хладагента в кол-ре, мм	Температура воздуха, °С	Температура хладагента в кол-ре, °С	Средняя температура стенки, °С	Удельный тепловой поток, Вт/м	Среднее объемное паросодержание
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
04.10.90	Аммиак	600	1.8	210	8.41	-10.5	-6.08	86.55	653.17

б



в



Размещение датчиков, t_i

Рис. 1. Параметры опытного образца и условия проведения экспериментов Г.М. Долгих, С.Н. Окунева [Разработка..., 1989]:

a – параметры конкретного эксперимента; б – расположение конденсатора относительно испарителя (сплошной кружок – конденсатор с выходным участком испарителя, штриховой – конденсатор с входным участком испарителя, оба кружка обозначают один объект) и схема расположения температурных датчиков (t_3-t_{26}) на испарителе; в – распределение температуры вдоль испарителя (размещение датчиков идентично рис. 1, б).

лицы на рис. 1, a, а температура t_b соответствует точке вскипания хладагента на входе в испаритель в области резкого подъема температуры в точке расположения датчика t_3 (см. рис. 1, в).

Обработка результатов серии экспериментов, выполненная указанным способом, сведена в табл. 1. Из нее следует, что требование (1) не выполняется для подавляющего числа экспериментов. Единственный случай выполнения этого условия (эксперимент № 12, см. табл. 1), по-видимому, связан с погрешностями в измерениях температуры. Таким образом, необходимая для достижения эффекта охлаждения схема циркуляции хладагента (понимаемая как однонаправленное движение потока хладагента переменного состава), скорее всего, не достигается в этих экспериментах.

Сводка результатов аналогичных экспериментов, проведенных на опытном полигоне фирмы “Фундаментстройаркос” для конструкции устройства с длиной испарителя от 200 до 1000 м и изложенных в работе [Феклистов и др., 2008], дана в табл. 2. Эксперименты проведены в зимнее время года с охлаждением конденсатора атмосферным воздухом в естественных условиях. Однако в этой работе отсутствуют данные по превышению уровня конденсата над дном конденсаторного коллектора, что несколько снижает ценность сравнения. Эта величина принята (с запасом) одинаковой для всех экспериментов и равной 0.21 м, что соответствует максимальному значению, зафиксированному в двух экспериментах из 13 в [Разработка..., 1989]. С учетом превышения поло-

Таблица 1. Давления и разности давлений на участке течения жидкой фазы (конденсата) в опытном образце системы “ГЕТ”

Номер exper.	$t_c, ^\circ\text{C}$	$P_c, \text{ ат.}$	$H_c, \text{ м}$	$P_g, \text{ ат.}$	$t_b, ^\circ\text{C}$	$P_b, \text{ ат.}$	ΔP
1	-3.75	3.85	2.00	0.13	-1.0	4.18	-0.20
2	-10.50	3.04	2.01	0.13	-2.2	4.04	-0.87
3	-4.25	3.79	3.185	0.20	-2.2	4.04	-0.05
4	-11.25	2.95	3.20	0.205	-6.0	3.58	-0.42
5	-2.25	4.03	3.185	0.20	0.1	4.31	-0.08
6	-3.75	3.85	3.21	0.206	-1.0	4.18	-0.12
7	-15.0	2.50	1.935	0.12	-11.0	2.98	-0.36
8	-5.0	3.70	3.150	0.202	-1.9	4.07	-0.15
9	-16.0	2.38	3.135	0.201	-10.0	3.10	-0.52
10	15.2	7.56	1.95	0.125	17.0	7.955	-0.27
11	-12.5	2.80	1.955	0.125	-8.0	3.34	-0.415
12	9.0	6.235	3.14	0.202	9.8	6.41	0.03
13	-10.5	3.04	3.15	0.202	-8.8	3.34	-0.10

Примечание. По результатам экспериментов Г.М. Долгих, С.Н. Окунева [Разработка..., 1989].

жения дна конденсаторного коллектора над испарителем в 2.5 м общее превышение уровня конденсата принято 2.71 м. Отрицательное значение разности давлений по всем экспериментам (за исключением эксперимента № 3, см. табл. 2) также говорит об отсутствии предполагаемой (однонаправленной) схемы циркуляции хладагента в экспериментах этой работы.

Повторение экспериментов по такой же схеме при длине испарителя 200, 260 и 460 м выполнено в [Паздерин, Гилев, 2011]. Система наблюдений в этой работе включала датчики уровня хладагента в конденсаторе, датчики давления в нем и датчики

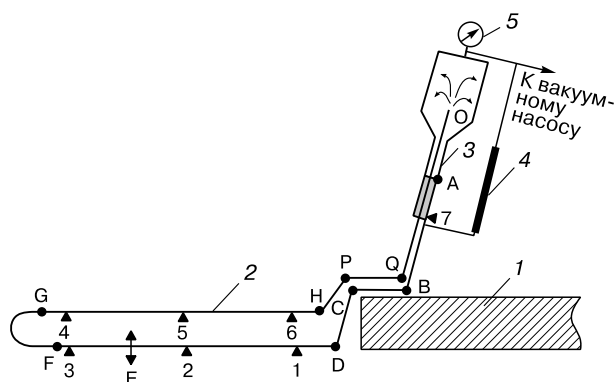


Рис. 2. Схема лабораторной модели охлаждающего устройства с горизонтальной испарительной частью.

1 – пол холодильной камеры; 2 – трубка испарителя; 3 – конденсатор; 4 – трубка для измерения уровня конденсата; 5 – вакуумметр. Темные треугольники с цифрами – расположение и номера температурных датчиков. ABCDE – линия стока конденсата; EFGHPQO – линия восходящего двухфазного потока; E – точка вскипания хладагента.

Таблица 2. Давления и разности давлений на участке течения жидкой фазы (конденсата) в опытном образце системы “ГЕТ”

Номер exper.	$t_c, ^\circ\text{C}$	$P_c, \text{ ат.}$	$H_c, \text{ м}$	$P_g, \text{ ат.}$	$t_b, ^\circ\text{C}$	$P_b, \text{ ат.}$	ΔP
1	-8.4	3.29	2.71	0.17	-6.9	3.47	-0.01
2	-2.0	4.06	2.71	0.17	-0.2	4.27	-0.04
3	-1.6	4.12	2.71	0.17	-0.9	4.23	0.06
4	0.3	4.36	2.71	0.17	2.2	4.77	-0.24
5	-1.3	4.14	2.71	0.17	0.2	4.34	-0.03
6	-0.3	4.26	2.71	0.17	1.0	4.51	-0.08
7	-2.2	4.03	2.71	0.17	-1.0	4.22	-0.02
8	-1.6	4.12	2.71	0.17	-0.3	4.33	-0.04
9	-4.2	3.73	2.71	0.17	-2.9	3.92	-0.02
10	-6.8	3.48	2.71	0.17	-4.7	3.74	-0.09
11	-2.0	4.06	2.71	0.17	-0.2	4.28	-0.05
12	-3.5	3.83	2.71	0.17	-2.3	4.02	-0.02
13	-0.6	4.23	2.71	0.17	2.6	4.86	-0.46

Примечание. По результатам экспериментов В.Н. Феклистова и др. [2008].

расхода хладагента на входе в конденсатор. По представленным результатам восьми экспериментов можно утверждать следующее: в трех из них температура конденсатора оказалась выше температуры испарителя, что означает неработоспособность устройства в этих опытах. Из остальных пяти опытов величина ΔP оказалась отрицательной в трех, и только в двух опытах ΔP имело положительное значение. Необходимо отметить, что при заведомо неработающем устройстве (когда температура конденсатора выше температуры испарителя) расходомеры показывали наличие циркуляции в системе. Это обстоятельство подтверждает, что при исследовании подобных систем (обнаруживающих сложное поведение) необходимо в отдельных частях устройства осуществлять врезку прозрачных вставок для контроля за характером циркуляции хладагента в системе (что обычно делается при изучении внутренних процессов [Пиоро, 1991]). В противном случае за нормальную циркуляцию могут быть приняты сигналы от локальных петлевых движений хладагента. К недостаткам изложения результатов указанных работ следует также отнести отсутствие информации о длительности проведения экспериментов с точки зрения достижения стационарности процесса.

Таким образом, результаты испытаний охлаждающего устройства в перечисленных работах не дают достаточных оснований для надежной оценки эффективности работы таких систем и прогноза их охлаждающего эффекта.

Вместе с тем справедливость соотношения (1) для работающего устройства (и противоположного ему для неработающего) достаточно легко проверяется для модели лабораторного устройства (см. ниже).

Следует также обратить внимание на публикации, обосновывающие работоспособность рассматриваемой системы для широкого спектра хладагентов теоретическими методами [Аникин, Спасенникова, 2014]. Это обоснование базируется на выражении для потока жидкого конденсата на стоковом участке ABCD (рис. 2), которое с учетом соотношений (1), (2) может быть записано в следующем виде:

$$KJ = P(t_c) + \rho g H_c - P(t_b), \quad (3)$$

где J – поток жидкости; K – гидравлическое сопротивление потоку на стоковом участке. В зависимости от знака правой части (3) этот поток может быть положительным (при нормальной работе устройства), равным нулю или отрицательным (при прекращении нормальной работы). Если давление в точке вскипания конденсата представить линейным разложением в точке t_c как

$$P(t_b) = P(t_c) + \left(\frac{dP}{dt} \right)_{t_c} (t_b - t_c), \quad (4)$$

а левую часть уравнения (3) вслед за Г.В. Аникиным и К.А. Спасенниковой обозначить через Δp (перепад давления, необходимый для преодоления трения на участке), то основное уравнение их работы запишется следующим образом:

$$\Delta p = \rho g H_c - \left(\frac{dP}{dt} \right)_{t_c} (t_b - t_c). \quad (5)$$

Отметим, что переход от точного уравнения (3) к (5) уже содержит приближение в форме (4), которое в силу нелинейности функции $P(t)$ и возможной значительности разности $t_b - t_c$ может существенно отличаться от истинного значения. Кроме того, в этой работе величина H_c ошибочно определяется как превышение конденсатора (какой его детали?) над уровнем расположения испарителя, что не может влиять на гидродинамику процесса, так как в уравнения гидродинамики входит только положение уровня. Точка разложения функции $P(t_b)$ в (4) также не указана и произвольно принята равной -20 °С, хотя для представленных в работе оценок ее лучше было бы принять равной значению t_a , которое не более чем на несколько градусов отличается от t_c .

Далее, установив малость величины Δp по сравнению с первым членом в правой части равенства (5), авторы приравнивают ее к нулю. С учетом естественных ограничений на температуру $t_a < t_c$ и $t_b < t_m$ и справедливости соответствующих неравенств по давлениям (в силу монотонного роста функции $P(t)$):

$$P(t_a) < P(t_c), \quad P(t_b) < P(t_m), \quad (6)$$

авторы получают критерий работы устройства, который приведем здесь в следующем виде (правая часть неравенства положительна):

$$H_c \leq - \frac{t_a}{\rho g} \left(\frac{dP}{dt} \right)_{t_c}. \quad (7)$$

В соотношениях (6), (7) t_a – температура наружного воздуха (в зимний период $t_a < 0$ °С); t_m – температура среды, вмещающей трубу испарителя (в частном случае можно принять, как делают авторы, $t_m = 0$ °С).

Предлагаемый критерий в форме (7) противоречит фактическим условиям работы устройства, поскольку выполняется тем легче, чем ниже высота уровня конденсата в конденсаторе. При этом условие (7) никак не связано с количеством заправляемого в устройство хладагента. Достаточно осуществить заправку минимальным количеством любого хладагента (например, несколько капель) и предлагаемое условие будет выполнено. Но совершенно очевидно, что работоспособность устройства в этом случае будет равна нулю. Ошибка авторов при выводе соотношения (7) заключается в отбрасывании величины Δp в соотношении (5) на основании сравнения только с первым членом в правой части этого уравнения. Вместе с тем такое сравнение надо проводить с суммой всех членов его правой части (которые имеют разный знак). Кроме того, следует отметить, что величина H_c при последовательном решении задачи (так же как и температура t_c, t_b) является функцией всех внешних параметров (температуры t_a, t_m , конструктивных параметров, коэффициентов теплопередачи и гидросопротивлений) и не может рассматриваться как независимая величина.

Условие, аналогичное (7), должно выводиться из точного соотношения (3). Из него с учетом соотношений (6) без труда получается следующее неравенство:

$$KJ \geq P(t_a) + \rho g H_c - P(t_m). \quad (8)$$

К этому неравенству может быть присоединено одно из двух условий: $J > 0$ – условие нормальной работы устройства, или $J \leq 0$ – условие прекращения его работы. Нетрудно убедиться, что с соотношением (8) согласуется только второе условие, с учетом которого получаем критерий прекращения работы устройства:

$$H_c \leq \frac{P(t_m) - P(t_a)}{\rho g}. \quad (9)$$

Если положить здесь $t_m = 0$ °С и выразить давление в правой части через приращение температур по (4), то получим то же соотношение (7) с разницей в его смысле: это соотношение должно рассматриваться как некоторое условие прекра-

щения работы устройства (более точно для этой цели следует использовать неравенство (9)). Однако следует предостеречь от возможности безусловного применения (9), поскольку величина H_c , как отмечалось выше, не является независимым параметром. В противоположность этому, в условие (1) входят эмпирические параметры (наблюдаемые экспериментально), поэтому оно (как и соответствующее неравенство противоположного знака в случае прекращения работы устройства) имеет безусловный характер. По этим причинам результаты указанных публикаций должны быть пересмотрены с учетом сделанных замечаний.

КОНСТРУКЦИЯ ЛАБОРАТОРНОГО УСТРОЙСТВА

Для уточнения возможности применения таких систем и оценки эффективности их работы были продолжены лабораторные исследования на моделях, начатые в [Горелик, Горелик, 2011]. Ранее было отмечено, что описываемая система отличается затрудненным запуском и неустойчивостью в работе: при некоторых (не вполне понятных) условиях под влиянием высокого давления в испарителе системы (где температура и, соответственно, давление насыщающих паров выше, чем в конденсаторе) весь конденсат собирается в конденсаторе и “зависает” в нем без возможности стока в испаритель (система “запирается”). Приведем некоторые новые результаты этих исследований.

Схема лабораторной установки описана в работе [Горелик, Горелик, 2011] и приведена на рис. 2. Единственным отличием в конструкции установки, которая была использована в серии описываемых здесь экспериментов, является применение полностью прозрачных (стеклянных) трубок по всей длине испарителя взамен медных (с ограниченным числом прозрачных вставок). Это сделано с целью более детального наблюдения за гидродинамикой потока хладагента в испарителе. Испаритель имеет длину 13.7 м и выполнен последовательным соединением отрезков стеклянной трубки (длиной примерно 1.15 м каждый) с внутренним диаметром 10 мм и толщиной стенки 1 мм. Длина испарителя ограничена размерами лабораторного помещения, поэтому для достижения максимально близкого к натурным образцам отношения длины к диаметру необходимо использовать трубки малого диаметра. При этом надо иметь в виду возможное влияние поверхностного натяжения хладагента (и зависимость этого параметра от температуры) на действующий перепад давлений внутри испарителя. В лабораторных условиях перепад температур между испарителем и конденсатором примерно равен 30 °С, на кривой насыщения соответствующий перепад давлений (для ацетона) имеет порядок 10^4 Па и примерно на 3–4 порядка превышает перепад давлений, вызываемый

мым действием капиллярных сил (в зависимости от температуры) для выбранного диаметра трубок. Это утверждение справедливо также в случае использования трубок меньшего диаметра (вплоть до миллиметровых размеров, как в одной серии опытов в [Горелик, Горелик, 2011]), но это затрудняет визуализацию процесса. Достижимое в экспериментах отношение длины к диаметру приближается к 1500 (при диаметре 10 мм) и почти в 10 раз ниже, чем в применяемых на практике системах. Увеличение этого отношения до 2500 существенно затрудняет запуск и работу модели [Там же].

В предшествующих исследованиях было установлено, что наиболее опасным с точки зрения “запираания” системы является участок испарителя, непосредственно примыкающий ко входу в конденсатор (участок НРQ, см. рис. 2), на нем происходит неконтролируемое накопление конденсата. Чтобы уменьшить или исключить совсем влияние этого процесса, указанный участок выполнен из стеклянной трубки диаметром 20 мм (максимально возможный размер по конструктивным особенностям лабораторного устройства). Этот диаметр всего в 1.6 раза меньше диаметра трубы испарителя натуральных образцов системы “ГЕТ”.

Трубки испарителя укладывались на бетонном полу лабораторного помещения на деревянных подложках, размещенных с интервалом через 1 м. При укладке испарителя исходили из того, что надежный запуск и устойчивая работа устройства не должны зависеть от незначительных перепадов (в пределах 1–2 см) в вертикальном положении отдельных частей испарителя и от положения этих частей в горизонтальной плоскости (при отсутствии сильных перегибов соединительных шлангов). Такое требование основано на том, что испарители реальных устройств (выполненные из достаточно гибких полиэтиленовых шлангов длиной в несколько сотен метров) укладываются на подготовленную обычным способом (в процессе вертикальной планировки) насыпь и затем перекрываются верхним слоем насыпного грунта (образующего основание сооружения) с уплотнением его работающей техникой и весом сооружения. При этом невозможно избежать неравномерных вертикальных и горизонтальных деформаций трубки испарителя (хотя информация о них отсутствует в литературе). Такие деформации испарителя можно назвать естественными, и они не могут отменить требование надежности запуска охлаждающего устройства и устойчивости его работы. Многочисленные эксперименты показывают, что указанные выше разбросы в вертикальном и горизонтальном расположении отдельных частей испарителя лабораторного устройства практически не сказываются на общей картине поведе-

ния изучаемой системы. Основные процессы, приводящие к неустойчивой работе устройства, локализованы на том же участке НРQ (см. рис. 2).

Методика экспериментов аналогична изложенной в работе [Горелик, Горелик, 2011]. В качестве хладагента используется ацетон, давление насыщающих паров которого (в отличие от большинства применяемых в промышленности хладагентов) ниже атмосферного в достаточно широком диапазоне положительных температур. Это обеспечивает минимальные затраты, простоту и безопасность работы с моделью в лабораторных условиях. При этом все принципиальные особенности гидродинамики потоков и работы устройства в целом не зависят от типа хладагента и касаются только количественных показателей этих процессов [Пиоро, 1991].

ОЦЕНКА ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК

Проведем сравнение тепловых потоков на испарителе лабораторной установки и при условии его размещения в грунтах оснований сооружений. При заданной постоянной температуре на стенке испарителя t_s и начальной температуре грунта t_0 плотность теплового потока (на единицу длины испарителя) $q(\tau)$ может быть оценена по формуле для трубы в безграничном пространстве [Карслоу, 1964]:

$$q(\tau) = \frac{8\lambda_f(t_0 - t_s)}{\pi} \int_0^{\infty} \exp(-\phi(\tau)z^2) \frac{dz}{z(J_0^2(z) + Y_0^2(z))}; \quad (10)$$

$$\phi(\tau) = \frac{\kappa_f n \tau}{a^2}. \quad (11)$$

Здесь λ_f , κ_f – коэффициент теплопроводности и температуропроводность мерзлого грунта; a – радиус трубы испарителя; n , τ – количество секунд в году и время (от начала запуска системы охлаждения) в годах; J_0 , Y_0 – функции Бесселя.

Вообще говоря, температура на стенке испарителя t_s – сложная функция климатических факторов и конструктивных параметров охлаждающего устройства. В настоящее время учесть эту зависимость в полной мере для выполнения инженерных расчетов не представляется возможным. Обычно используют среднезимние характеристики климатических факторов и некоторые модельные представления о конструкции устройства и гидродинамике движения хладагента внутри нее. В предположении, что охлаждение массива осуществляется при постоянной среднезимней температуре воздуха t_a , температура на стенке испарителя не может быть ниже температуры t_a , а тепловые нагрузки на испарителе в этом случае не могут превысить значения, определяемого соотношениями (10), (11) при $t_s = t_a$. Пример вычисле-

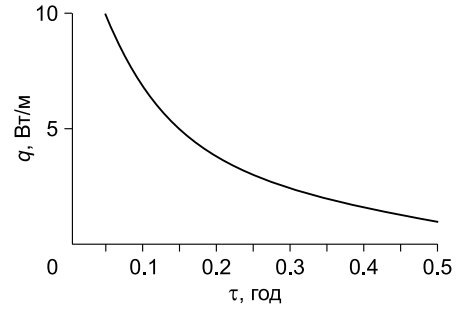


Рис. 3. Изменение теплового потока на стенке испарителя q со временем τ .

ния такого максимума (теоретически – предельно возможного значения потока тепла для заданных климатических условий) приведен на рис. 3. Приняты следующие значения параметров: $t_a = -13$ °C (характерное значение для осваиваемых в настоящее время территорий Тюменского Севера); $t_0 = -0.1$ °C, $a = 0.016$ м, для мерзлого грунта $\lambda_f = 1.8$ Вт/(м·°C); $\kappa_f = 8 \cdot 10^{-7}$ м²/с. За исключением первого месяца зимы, величина теплового потока не превышает 7 Вт/м, что меньше нижнего предела тепловых нагрузок, создаваемых нагревателями в экспериментах работы [Разработка..., 1989]. На самом деле температура t_s существенно превышает значение t_a за счет влияния внутренних гидравлических и тепловых потерь в устройстве. В работе [Горелик, 1980] приближенным методом, основанным на введении радиуса теплового влияния [Баренблатт, 1954], показано, что при самом благоприятном выборе исходных параметров температура t_s не опустится ниже -10 °C (для рассматриваемого случая), т. е. значение тепловой нагрузки не превысит 5 Вт/м.

В лабораторной установке испаритель представляет собой стеклянную трубку с внешним диаметром 10 мм и толщиной стенки 1 мм. Теплообмен между испарителем и воздухом в лаборатории осуществляется в условиях естественной конвекции воздуха. Тепловой поток на единицу длины испарителя может быть оценен по справочным формулам и методикам [Уонг, 1979]. При наблюдаемом в экспериментах перепаде температур между стенкой испарителя и воздухом примерно 15–20 °C (при нормальной работе устройства) величина теплового потока составляет 3–5 Вт/м и приблизительно соответствует тепловым нагрузкам, действующим на испаритель устройства в грунте.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЛАБОРАТОРНЫХ НАБЛЮДЕНИЙ

Как отмечено выше, система “ГЕТ” проектируется в предположении, что обе фазы хладагента движутся вдоль испарителя в одном направле-

нии – от стокового выхода в конденсаторе к его входному окну – при непрерывном изменении структуры потока (режимов течения) в соответствии с количеством испарившегося вещества. Однако в работе [Горелик, Горелик, 2011] указано, что на восходящем участке НРQ (см. рис. 2) отмечается непрерывный обратный сток конденсата навстречу восходящему двухфазному потоку. Визуальные наблюдения за потоком хладагента на модифицированной установке позволяют охарактеризовать структуру потока по всей длине испарителя с момента запуска устройства (точнее, с момента включения холодильной камеры). До включения камеры конденсат сосредоточен в испарителе главным образом на горизонтальном участке, прилегающем к стоку из конденсатора. После включения камеры по мере охлаждения воздуха в ней давление насыщающих паров в конденсаторе начинает падать, что вызывает приток хладагента (в основном в паровой фазе) в конденсатор как по нисходящей, так и по восходящей линиям. Пар конденсируется на стенках конденсатора и стекает в его узкую (нижнюю) часть, которая играет роль конденсатосборника. Возрастающий столб жидкости в сборнике препятствует ходу пара по стоковой линии, и через некоторое время его движение идет только по восходящей линии FGHPQO.

При достижении температурой в камере достаточно низкого уровня (порядка $-4...-5$ °C при температуре в лабораторном помещении примерно $20-25$ °C) давление как в конденсаторе, так и в испарителе значительно падает. При повышенной температуре в испарителе хладагент начинает закипать в нем, при этом наиболее благоприятной точкой для начала этого процесса (минимальное противодействие внешнему давлению) является точка E, локализованная вблизи внешнего концевого участка жидкой фазы хладагента, прилегающего к стоку конденсатора. С этого момента и на всех последующих этапах охлаждения конденсатора (до технически возможного минимума в -13.5 °C) отчетливо наблюдается движение жидкой фазы. По всей длине испарителя (от точки E и ниже по потоку) картина этого движения довольно однообразная, со временем меняется только темп движения. Это движение отдельной конденсатной пробки (оторвавшейся от основной массы конденсата в точке E) со слабоменяющейся скоростью (она составляет от 1 до 3 м/с в зависимости от степени охлаждения конденсатора при нормально работающем устройстве). Иногда наблюдается одновременное движение двух конденсатных пробок, отстоящих на значительное расстояние друг от друга. Характерная длина пробки примерно 5–10 см, причем эта величина несколько уменьшается на участке от точки E приблизительно до точки расположения датчика № 5 (за

счет испарения жидкой фазы). На участке от датчика № 5 вплоть до перегородки в холодильную камеру длина пробки либо не изменяется, либо несколько увеличивается (за счет вовлечения в собственное движение обратного стока конденсата на участке QRH и ниже по течению).

Обязательное (неустраняемое) наличие обратного стока конденсата на указанном участке принципиально отличает реальную схему течения хладагента в рассматриваемом устройстве от умозрительных представлений об идеальном протокте. Существование обратного стока означает, что в устройстве есть участок конечной длины, где происходит движение фаз в противоположных направлениях (противоток). Этот сток существует постоянно (с момента начала циркуляции жидкой фазы) и фиксируется в испарителе с внешней стороны холодильной камеры как при нормально работающем устройстве (рис. 4, а), так и в состояниях, когда оно оказывается “запертым” (рис. 4, б). Это обстоятельство является принципиальным, поскольку для противоточных систем известен кризис “захлебывания”, приводящий к запираанию устройства и прекращению его работы [Уоллис, 1972; Безродный, 1978; Харитонов, Ширихин, 1991]. Исследованию этого явления и разработке методов прогноза, призванных предсказать его возникновение в зависимости от конструкции устройства и условий работы, посвящено значительное количество статей (см., например, [Васильев и др., 1978; Пиоро, 1982; Васильева, Космачева, 1987; Taitel, Dukler, 1976]). Однако в настоящее время отсутствуют общепризнанные методы прогноза, обладающие необходимой общностью.

При нормально работающем устройстве на участке PQ (внутри камеры) формируется либо расслоенный режим течения (с противотоком пара, движущегося вверх, и обратного стока жидкости, см. рис. 4, в), либо турбулентный парожидкостный поток, который формируется над стоком в нижней части трубки (см. рис. 4, г). Когда устройство “заперто”, на этом же участке PQ образуется неподвижная конденсатная пробка, перекрывающая все сечение трубки (см. рис. 4, д).

По нашим наблюдениям, “запирание” системы происходит довольно часто на ранних стадиях ее запуска. Это выглядит следующим образом. Спустя 10–15 мин после начала циркуляции жидкой фазы формируется обратный сток на участке PQO, который продолжается и в нижней части потока (на участке HP и ниже). Интенсивность этого стока постоянно нарастает (пропорционально степени охлаждения конденсатора), в то время как встречный парожидкостный поток остается примерно постоянным. В некоторый момент времени интенсивность обратного потока увеличивается настолько, что он начинает перекрывать все внутреннее сечение трубки на участке PQ с образова-

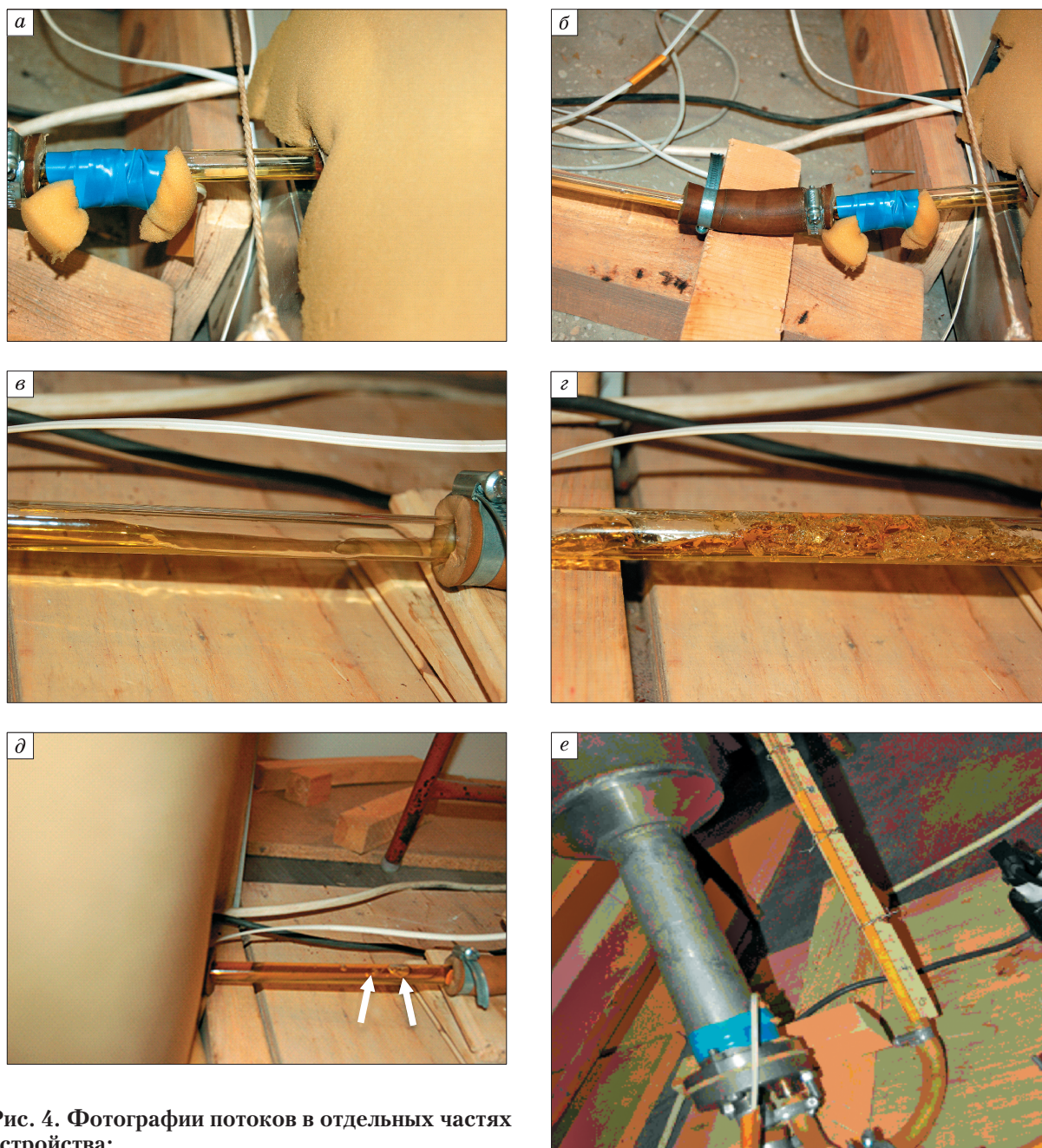


Рис. 4. Фотографии потоков в отдельных частях устройства:

a – стока конденсата на участке НР (до входа в холодильную камеру) при работающем устройстве; *б* – стока конденсата на участке НР при “запертом” устройстве; *в* – ламинарный режим течения на участке PQ (внутри холодильной камеры) при работающем устройстве; *г* – турбулентный режим течения на участке PQ при работающем устройстве; *д* – конденсатная пробка на участке PQ в “запертом” состоянии устройства (стрелками показаны пузыри пара); *е* – уровень конденсата в конденсаторе при неработающем устройстве (справа – мерная трубка со шкалой).

нием сплошной пробки. Движущийся навстречу восходящий поток (по нашему предположению, в силу недостатка накопленной энергии при малых тепловых нагрузках на испарителе) не может преодолеть сопротивление этой пробки и система “запирается”. Внутри пробки прослеживается лишь

редкое и довольно медленное движение отдельных пузырей пара в сторону конденсатора (см. рис. 4, *д*). Ее состояние оказывается очень устойчивым и не может быть изменено, например, сильным встряхиванием элементов устройства. При этом состояние пробки имеет динамический ха-

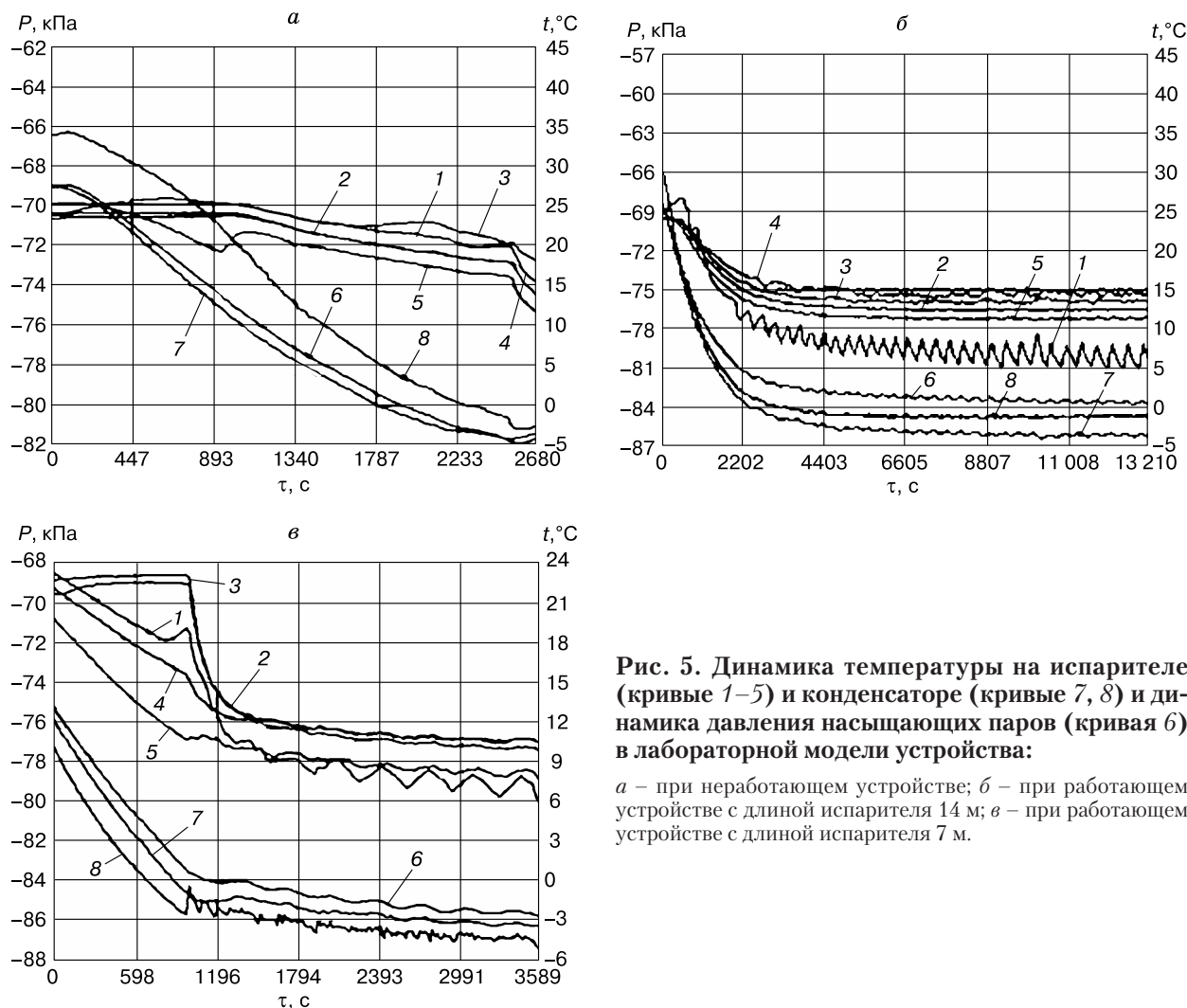


Рис. 5. Динамика температуры на испарителе (кривые 1–5) и конденсаторе (кривые 7, 8) и динамика давления насыщающих паров (кривая 6) в лабораторной модели устройства:

a – при неработающем устройстве; *б* – при работающем устройстве с длиной испарителя 14 м; *в* – при работающем устройстве с длиной испарителя 7 м.

рактически: даже при неработающем устройстве происходит некоторый сток в испаритель (см. рис. 4, б), но длина пробки остается постоянной. Это говорит о существовании локальных петель циркуляции хладагента вблизи концевых участков испарителя при “запирании” системы (конденсат стекает в испаритель, где испаряется и движется обратно, конденсируясь на холодном участке обратного стока уже внутри камеры). При “запирании” устройства температура испарителя довольно быстро достигает температуры помещения, давление в испарителе значительно возрастает и становится достаточным для перемещения всей жидкой фазы внутрь конденсатора по стоковой линии. При этом весь конденсат собирается в конденсатосборнике и “зависает” в нем (по-видимому, также с образованием локальной петли циркуляции), в испарителе прослеживаются лишь следы жидкой фазы. Фотография уровня конденсата (около 30 см) в конденсаторе при неработаю-

щем устройстве приведена на рис. 4, в (при нормально работающем устройстве этот уровень не превышает нескольких сантиметров).

Отметим также, что в лабораторных условиях достаточно легко устанавливается справедливость соотношения (1). Так, по показаниям датчиков температуры и вакуумметра (рис. 5, а), а также при максимальном превышении уровня конденсата (с учетом превышения пола холодильной камеры) $H_c = 0.40$ м (см. рис. 4, в) для неработающего устройства имеем $\Delta P < 0$. Для работающего устройства по графикам рис. 5, б, в и записям показаний уровня конденсата в журнале наблюдений получим $\Delta P > 0$. Причем при считывании показаний вакуумметра необходимо помнить, что этот прибор измеряет избыточное давление, которое для насыщающих паров ацетона является отрицательным. Для получения абсолютного значения, которое входит в соотношение (1), к показаниям прибора надо прибавить 1 атм.

ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ РАБОТЫ УСТРОЙСТВА

При нормальной работе модели испаритель довольно быстро охлаждается до стационарного значения, которое зависит от его длины (см. рис. 5, а, б). Такая работа характеризуется устойчивостью в циркуляции хладагента в течение нескольких часов без каких-либо признаков возможной остановки или “запираания”. При достаточно низкой температуре конденсатора запуск системы может быть осуществлен искусственно (с обеспечением процесса устойчивой циркуляции хладагента) с помощью специальных мероприятий, разработанных в процессе исследования модели устройства в лабораторных условиях. Это может оказаться одним из путей повышения эффективности и устойчивости работы устройства. Для этой цели в конструкцию устройства была включена система автоматического управления запуском. Система управления включает: совокупность электромагнитных датчиков для измерения внутренних параметров устройства и параметров окружающей его внешней среды; анализатор сигналов датчиков и двухпозиционный (закрыто–открыто) электромагнитный клапан, срабатывающий от внешнего (управляющего) электрического сигнала, который вырабатывается анализатором на основе заложенного в его память критерия. Клапан врезает в трубку испарителя несколько ниже того отрезка, на котором происходит образование “запирающей” пробки (ниже точки Н на рис. 2). В качестве датчиков, характеризующих состояние внешней среды, достаточно иметь датчики температуры, размещаемые с внешней стороны конденсатора и испарителя устройства. Датчики внутреннего состояния могут измерять температуру и давление внутри отдельных частей устройства, а также уровень конденсата в конденсаторе.

Рассмотрим критерий срабатывания клапана на примере датчика уровня конденсата. При нормальной работе устройства уровень конденсата в конденсаторе близок к минимальному значению h_{\min} , которое превышает положение испарителя, принимаемое за точку отсчета уровня, и определяется расчетом или опытным путем. При образовании пробки и “запирании” системы весь конденсат скапливается в конденсаторе и его уровень достигает максимального значения h_{\max} , которое легко вычисляется на основе известных параметров конструкции конденсатора и количества направляемого хладагента. До момента начала понижения температуры атмосферного воздуха (когда его температура выше температуры грунта, подлежащего охлаждению) устройство находится в предпусковом состоянии. Оно характеризуется тем, что весь конденсат занимает низшее положение из возможных, т. е. находится в трубке испарителя. В предпусковом состоянии датчик уровня фик-

сирует положение уровня конденсата ниже значения h_{\min} . Условие $h < h_{\min}$ закладывается в память анализатора в качестве критерия для выработки управляющего сигнала на закрытие клапана.

При наступлении зимнего периода температура наружного воздуха начинает понижаться, что вызывает уменьшение температуры внутри конденсатора. Это, в свою очередь, влечет понижение давления насыщающих паров хладагента внутри него. При постоянной температуре на испарителе (и соответствующем давлении насыщающих паров в нем) и при достижении достаточно низкой температуры атмосферного воздуха образуется перепад давлений между испарителем и конденсатором, который вызывает движение жидкой фазы хладагента из испарителя в конденсатор по стоковой линии FDCBA (при закрытом положении клапана). Через определенное время практически весь конденсат собирается в конденсаторе. Конструкция конденсатора не допускает попадания конденсата в зону, располагающуюся выше клапана (выше точки Н на рис. 2), т. е. в этом процессе образование “запирающей” пробки исключено.

Опыт показывает, что устойчивая циркуляция и эффективная работа устройства может быть обеспечена при срабатывании клапана на открытие, если $h > 0.8h_{\max}$. Надежность и устойчивость такого запуска обусловлена тем, что гидравлическое сопротивление восходящей линии испарителя GHPQO в момент открытия клапана является минимальным, а кинетическая энергия восходящего потока – максимальной, что не позволяет запустить процесс формирования пробки (характерный для низких энергий двухфазного потока). Условие $h > 0.8h_{\max}$ принимается в качестве критерия для выработки управляющего сигнала на открытие клапана. При временных повышениях температуры воздуха в течение зимы до значений, превышающих температуру текущего состояния грунта, весь конденсат скатывается в испаритель, что вызывает закрытие клапана по первому критерию. При последующем похолодании срабатывает второй критерий и так далее. Таким образом обеспечивается устойчивость работы устройства с применением системы автоматического запуска по показаниям датчика уровня.

Аналогичным образом может быть осуществлен запуск устройства по показаниям датчиков температуры конденсатора или испарителя. Для этого необходимо учесть, что при нормальной работе устройства температура конденсатора имеет максимальное значение, которое устанавливается расчетом или опытным путем (для заданной температуры наружного воздуха). При “запирании” системы эта температура принимает минимальное значение, близкое к температуре окружающего воздуха. Температура испарителя при нормальной работе устройства минимальная (и должна быть

установлена расчетом или эмпирически для заданной температуры наружного воздуха), а при “запирании” системы она принимает максимальное значение, близкое к температуре окружающего грунта. На основе фактических данных выбираются критерии для выработки управляющего сигнала на закрытие или открытие клапана. Поскольку давления в конденсаторе и испарителе однозначно связаны с соответствующими температурами на кривой насыщения, аналогичная процедура может быть организована по показаниям датчиков давления в конденсаторе или испарителе. Для повышения надежности запуска управляющий сигнал на закрытие/открытие клапана может быть сформирован на основе дублирования показаний датчиков разных типов, анализа их синхронных сигналов и формулировки соответствующих критериев. На такой способ повышения надежности работы устройства получен патент на изобретение [*Прямоточное ... устройство...*, 2015], однако вряд ли он окажется вполне удовлетворительным.

ВЫВОДЫ

На модели двухфазного охлаждающего устройства с горизонтальным испарителем, которое относится к классу прямоточных, при тепловой нагрузке на испарителе, характерной для размещения в грунтовых основаниях (до 5–7 Вт/м), было установлено, что вдоль контура циркуляции хладагента всегда существует участок противотока двухфазного потока и жидкой фазы, которая скатывается в испаритель (навстречу основному потоку). Наличие противоточного участка противоречит (по крайней мере для малых тепловых нагрузок) имеющимся представлениям об одноплавленности движения хладагента вдоль всего контура циркуляции.

При малых тепловых нагрузках на испарителе устройства на участке противотока развивается известный кризис “захлебывания” с образованием устойчивой пробки конденсата, препятствующей движению потока в конденсатор и приводящей к “запиранию” системы.

Повышение эффективности работы устройства может быть достигнуто применением двухпозиционного клапана (с функциями “открыто–закрыто”), который врезается в испаритель ниже участка противотока и автоматически срабатывает при достаточном охлаждении конденсатора и достижении системой определенного, установленного в результате экспериментов состояния. Например, при достижении определенной высоты уровня конденсата в конденсаторе.

Предложенный путь повышения эффективности работы устройства, хотя и показал достаточно высокую надежность в лабораторных условиях, вряд ли может быть вполне пригодным для про-

мышленных образцов по той причине, что применение электроники в полевых условиях может привести к обратному эффекту – понижению надежности системы в целом на силу уязвимости электронных деталей на открытом воздухе. Поэтому для удовлетворительного решения проблемы необходимо продолжить исследования.

Работа выполнена при поддержке гранта Президента РФ для ведущих научных школ (НШ-3929.2014.5) и Программы фундаментальных исследований ОНЗ РАН № 12.

Литература

Аникин Г.В., Спасеникова К.А. О выборе хладагента для сезонных охлаждающих устройств типа “ГЕТ” // Криосфера Земли, 2014, т. XVIII, № 2, с. 31–33.

Баренблатт Г.И. О некоторых приближенных методах в теории одномерной неустановившейся фильтрации жидкости при упругом режиме // Изв. АН СССР. Отд. ние техн. наук, 1954, № 9, с. 35–49.

Безродный М.К. О верхней границе максимальной теплопередающей способности испарительных термосифонов // Теплоэнергетика, 1978, № 8, с. 63–66.

Васильев Л.Л., Гракович Л.П., Хрусталева Д.К. Предельные характеристики наклонных термосифонов и тепловых труб с избытком теплоносителя // Инж.-физ. журн., 1978, т. 16, № 5, с. 709–716.

Васильева Г.В., Космачева Э.М. Кризис кипения в термосифоне // Научные и прикладные проблемы энергетики: науч.-техн. сб. М., 1987, № 14, с. 58–62.

Вельчев С.П., Сизиков Л.В. Охлаждаемые грунтовые основания фундаментов под резервуары на вечной мерзлоте с использованием систем температурной стабилизации // Материалы Междунар. конф. “Криогенные ресурсы полярных и горных регионов. Состояние и перспективы инженерного мерзлотоведения”. Тюмень, 2008, т. 2, с. 67–69.

Горелик Я.Б. Расчет температурного поля грунта вокруг парожидкостной термосваи // Пробл. нефти и газа Тюмени, 1980, вып. 47, с. 58–61.

Горелик Я.Б., Горелик Р.Я. Лабораторное исследование работы двухфазного естественно-конвективного охлаждающего устройства с горизонтальной испарительной частью // Криосфера Земли, 2011, т. XV, № 2, с. 34–43.

Долгих Г.М., Долгих Д.Г., Окунев С.Н. Технические решения по замораживанию грунтов оснований, применяемые НПО “Фундаментстройаркос” // Материалы Междунар. конф. “Криосфера нефтегазоносных провинций”. Тюмень, 2004, с. 56.

Долгих Г.М., Окунев С.Н. Перспективные технические решения НПО “Фундаментстройаркос” по строительству и обеспечению надежности охлаждаемых оснований сооружений в период эксплуатации на многолетнемерзлых грунтах // Материалы Междунар. конф. “Теория и практика оценки состояния криосферы Земли и прогноз ее изменений”. Тюмень, 2006, т. 2, с. 228–232.

Долгих Г.М., Окунев С.Н., Стрижков С.Н., Паздерин Д.С., Гилев Н.Г. Исследования систем температурной стабилизации грунтов на опытно-промышленном полигоне // Материалы Междунар. науч.-практ. конф. по инженерному мерзлотоведению (Тюмень, 7–10 нояб. 2011 г.). Тюмень, 2011, с. 36–42.

Карслоу Г. Теплопроводность твердых тел / Г. Карслоу, Д. Егер. М., Наука, 1964, 487 с.

- Кутепов А.М.** Гидродинамика и теплообмен при парообразовании / А.М. Кутепов, А.С. Стерман, А.Г. Стюшин. М., Высш. шк., 1986, 448 с.
- Лях А.А., Мальцев В.В., Осадчий Г.С., Ширихин Ю.Н.** Полигонные испытания охлаждения бетонных массивов с помощью термосифонов // Материалы Всесоюз. конф. "Повышение эффективности тепловой обработки сборного железобетона". Киев, 1978, с. 15–16.
- Паздерин Д.С., Гилев Н.Г.** Экспериментальные исследования системы ГЕТ-460 на опытно-промышленном полигоне // Докл. Всерос. науч.-практ. конф. "Стратегия инновационного развития, строительства и освоения районов Крайнего Севера". Тюмень, 2011, с. 255–263.
- Пиоро И.Л.** Предельные теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов // Пром. теплотехника, 1982, т. 4, № 4, с. 25–30.
- Пиоро И.Л.** Эффективные теплообменники с двухфазными термосифонами / И.Л. Пиоро, В.А. Антоненко, Л.С. Пиоро. Киев, Наук. думка, 1991, 246 с.
- Прямоточное** естественно-конвективное охлаждающее устройство для термостабилизации мерзлого грунта: пат. 2554955 Рос. Федерация: МПК E02D 3/115(2006.01) / Мельников В.П., Горелик Я.Б., Накладнов В.В.; приоритет 31.03.14; опубл. 10.07.15, Бюл. № 19.
- Разработка** природоохранных мероприятий, экологически безвредных технологий и оборудования для освоения газовых газоконденсатных месторождений полуострова Ямал: (Отчет о НИР) / Гипротюменьнефтегаз; Г.М. Долгих, С.Н. Окунев. Тюмень, 1989, 152 с.
- Уоллис Г.** Одномерные двухфазные течения / Г. Уоллис. М., Мир, 1972, 440 с.
- Уонг Х.** Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров / Х. Уонг. М., Атомиздат, 1979, 192 с.
- Феклистов В.Н., Долгих Г.М., Окунев С.Н., Паздерин Д.С.** Исследование охлаждающей системы типа ГЕТ для термостабилизации грунтовых оснований // Материалы Междунар. конф. "Криогенные ресурсы полярных и горных регионов. Состояние и перспективы инженерного мерзлотоведения". Тюмень, 2008, т. 2, с. 165–168.
- Харитонов А.Н., Ширихин Ю.Н.** Кризис теплопереноса в слабонаклонном испарителе двухфазного термосифона // Пром. теплотехника, 1991, т. 13, № 1, с. 77–83.
- Gorelik J.B.** Laboratory study of the devices for thermostabilization of frozen ground // 10th Intern. Conf. on Permafrost. Salechard, Pechatnik, 2012 (Oral presentation, Program, p. 10).
- Taitel Y., Dukler A.E.** A model for predicting flow regime transition in horizontal gas-liquid flow // AIChE J., 1976, vol. 22, p. 47–55.

*Поступила в редакцию
3 марта 2015 г.*