

ЛАБОРАТОРНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ДВУХФАЗНОГО ЕСТЕСТВЕННО-КОНВЕКТИВНОГО ОХЛАЖДАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА С ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ИСПАРИТЕЛЬНОЙ ЧАСТЬЮ

Я.Б. Горелик, Р.Я. Горелик

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

Проведено лабораторное исследование работы охлаждающего устройства с U-образным горизонтальным испарителем из медных трубок диаметром 20 и 14 мм и длиной 7,5 м, а также диаметром 4 мм и длиной 5 и 10 м. Приведены описание экспериментальной установки, режимы течения хладагента и достигаемая степень охлаждения испарителя. Наблюдения показывают, что устойчивая циркуляция хладагента и эффективное охлаждение достигаются, когда конструктивным путем обеспечивается расслоенный режим течения фаз во всей области существования двухфазного потока в испарителе. Сформулированы исходные посыпки и предложен оценочный метод расчета распределения температуры вдоль трубы испарителя. Выполнено сравнение расчетных величин с данными экспериментов.

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

LABORATORY RESEARCH OF WORK OF THE NATURAL CONVECTIONAL BIPHASE COOLING DEVICE WITH HORIZONTAL EVAPORATIVE PART

J.B. Gorelik, R.J. Gorelik

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

The laboratory research of work of the cooling device with U-type horizontal evaporator made from copper tubes with 20 and 14 mm diameter and 7.5 m length as well as with 4 mm diameter and 5 and 10 meters length has been fulfilled. The description of experimental installation, the observable modes of the coolant stream and the obtained degree of cooling of the evaporator has been reported. The observations have demonstrated that the steady circulation of coolant and the effective cooling are reached, when stratified mode of phase current exists in the whole area of biphasic stream in evaporator. The initial assumptions have been formulated and the estimated calculation method of temperature distribution along an evaporator pipe has been suggested. The comparison of estimated values with experimental data has been made.

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

КРАТКАЯ ИСТОРИЯ И СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Естественно-конвективные охлаждающие устройства сезонного действия начали внедряться в практику строительства на многолетнемерзлых грунтах в середине прошлого века. Их основное назначение – замораживание талых и дополнительное охлаждение (либо термостабилизация) мерзлых грунтов в зимнее время года за счет атмосферного холода. В связи с возможными сценариями потепления климата эти устройства могут оказаться единственным надежным техническим средством, способным обеспечить безаварийную работу уже построенных и строящихся инженерных сооружений в районах распространения многолетнемерзлых пород.

Такие устройства (часто вмонтированные в корпуса несущих свай) широко применялись при строительстве трубопроводов на Аляске (в 1960–1970-е гг.), Северным отделением НИИОСП в

районе Воркуты, отраслевыми организациями в других северных регионах России.

Наряду с вертикальными охлаждающими устройствами нашли применение и двухфазные устройства с горизонтальной и наклонной испарительными частями (главным образом для ускорения отвердения бетонов [Лях и др., 1978]).

Наиболее интенсивно исследования работы естественно-конвективных охлаждающих устройств и совершенствование их конструкций у нас в стране проводились отраслевыми организациями в 60–80-х гг. прошлого века. Ввиду отсутствия в те годы специализированного издания по мерзлотным исследованиям их результаты рассеяны по различным периодическим изданиям (многие – в журнале “Холодильная техника”), материалам конференций (см., например, [Геокриологический прогноз..., 1985]), сборникам статей [Инже-

нерное мерзлотоведение, 1979; Регулирование..., 1983], авторским свидетельствам и (вероятно, в наибольших объемах) отчетам отраслевых научно-исследовательских организаций. Этой тематике посвящено также несколько монографий [Ганеев, 1969; Макаров, 1985; Васильев, Вааз, 1986; Коновалов, 1989].

Усилия исследователей были направлены в основном на увеличение холодопроизводительности отдельного устройства. Однако их испытания в натуральных условиях, а также выполненные расчеты показывали, что температура охлажденного в зимний период грунта практически полностью восстанавливается до исходного значения в конце летнего сезона. Согласно действующим в то время строительным нормам, несущая способность мерзлого грунта определялась по его максимальной температуре (в течение года), и, таким образом, накопленный в зимнее время холод мог идти лишь в запас прочности сооружения. Эта проблема была в основном снята для оснований сооружений, протяженных в плане. В этом случае эффект остаточного охлаждения оказывается достаточно высоким [Горелик, Мельцер, 1980; Горелик, Измайлов, 1984; Александров, 1985]. Кроме того, для таких объектов необязательным является достижение максимальной производительности отдельным устройством, необходимо обеспечить лишь его достаточную производительность, что существенно упрощает конструкцию и позволяет разместить охлаждающее устройство целиком в полости трубчатого корпуса сваи (включая конденсаторную часть) [А.с. 1558062..., 1989; Горелик, 2005].

С начала 1990-х гг. утрачивают силу многие нормативные ограничения, сдерживающие использование охлаждающих устройств при строительстве на мерзлых грунтах. Вертикальные устройства находят широкое применение на территории Западной Сибири при освоении газовых месторождений. Лидером внедрения новаций является Научно-технический центр Надымгазпрома. В это же время резко сокращается количество научно-исследовательских и производственных организаций, выполняющих научные разработки перспективных конструкций и их изготовление. Впервые возникает специализированная организация – НПО “Фундаментстройаркос”, которая спустя достаточно короткий промежуток времени превращается в мощную структуру, осуществляющую комплекс работ по исследованию, проектированию и изготовлению охлаждающих устройств различных конструкций и назначения (разработки ведут также ФГУП “Фундаментпроект” и ООО “ВНИИГАЗ”). Важной заслугой этой фирмы (прежде всего ее руководителя – Г.М. Долгих) является создание горизонтальных и вертикальных **систем охлаждения**, объединенных общим

коллектором для циркуляции хладагента и общим конденсаторным блоком (как альтернативы множеству отдельных более мелких устройств). В ряде случаев применение таких систем стало наиболее экономичным и эффективным решением при возведении оснований и фундаментов на мерзлых грунтах [Долгих и др., 2004; Долгих, Окунев, 2006; Вельчев, Сизиков, 2008].

Вместе с тем относительно охлаждающих систем с горизонтальной испарительной частью можно утверждать, что вопросы устойчивости циркуляции хладагента в этих системах, эффективность охлаждения оснований, достижимая с их применением в зависимости от конструктивных параметров и внешних условий теплообмена, являются малоисследованными. Экспериментальное изучение работы таких устройств с достаточно небольшими габаритами испарителя (длиной до 10 м) показывает весьма сложный характер течения хладагента, смену его режимов в зависимости от действия различных факторов. Описать непростые связи между холодопроизводительностью устройства (или температурой испарителя) и действующими факторами с помощью строгих теоретических моделей в настоящее время не представляется возможным [Пиоро и др., 1991]. Для устройств с небольшими габаритами проблема их эффективного применения решается детальными экспериментальными исследованиями связей между интересующими параметрами на устройствах в их натуральную величину (или близких к этому размерам). Для устройств, применяемых в строительстве, с длиной испарительной части порядка 500 м и более и весьма габаритным конденсаторным блоком провести всесторонние исследования на натуральных образцах (без значительных затрат) практически невозможно. В литературе отсутствуют описания результатов таких испытаний. Определенным обоснованием использования столь масштабных устройств в строительстве могут стать результаты мониторинговых наблюдений на конкретных объектах с подробным описанием методики измерений. Однако такие описания отсутствуют в литературе. Заметим, что не найдено также каких-либо данных о недостаточной эффективности работы таких устройств или о возникновении аварийных ситуаций при их применении. Нельзя исключать, что фирма, производящая столь масштабные устройства, обладает определенными ноу-хау, которые дают возможность их обоснованного и эффективного применения. Отсутствие публикаций на эту тему лишь создает данной фирме конкурентные преимущества. Однако вряд ли научное и инженерное сообщество может признать такую ситуацию нормальной. Для создания полноценной конкуренции основные принципы работы охлаждающих систем с горизонтальной испарительной частью должны быть

щаяся связь между потоками на двух- и однофазном участках движения хладагента: чем больше поток поступающего в конденсатор хладагента, тем выше устанавливается его уровень в трубе накопителя и тем больше движущая сила однофазного потока (и наоборот).

В качестве испарителя использовались медные трубы в трех вариантах значений диаметра (D) и длины (L): а) $D = 20$ мм, $L = 7,5$ м; б) $D = 14$ мм, $L = 7,5$ м; в) $D = 4$ мм, $L = 5$ и 10 м. В нижней точке конденсатора и вдоль испарителя размещены термодатчики, точки закрепления которых показаны на рис. 1 треугольниками с цифрами (номера датчиков). Термодатчики снабжены автоматической системой опроса с выводом данных на компьютер.

Соединительные патрубки и трубка испарителя оборудованы прозрачными вставками из стекла для наблюдения за структурой и интенсивностью потоков хладагента на заданных участках конструкции. Места расположения прозрачных вставок отмечены на схеме прямоугольниками с цифрами в кружке (номера вставок). Штриховой прямоугольник ⑤ обозначает положение прозрачной вставки, установленной только на трубке диаметром 14 мм; аналогичный прямоугольник ⑥ относится только к трубке диаметром 4 мм и длиной 5 м. Для трубки диаметром 4 мм и длиной 10 м такие вставки располагались через каждые 2,5 м. Вставки ① и ④ всегда находились внутри холодильной камеры.

Тепловая нагрузка на испаритель оценивается из условия естественно-конвективного теплообмена окружающего воздуха с испарителем [Уонг, 1979] при перепаде температур между ними примерно $+20$ °С. Оценки показывают, что тепловой поток к испарителю равен 8 и 2,5 Вт/м для трубок диаметром 20 и 4 мм соответственно. Величина этих нагрузок ниже реально действующих значений в основной фазе охлаждения грунтов.

Выходящие из холодильной камеры металлические патрубки не позволяли закрыть ее собственной дверью. Для изоляции внутреннего пространства холодильной камеры к дверному проему с внутренней стороны камеры была прикреплена деревянная решетка, к которой с внешней стороны проема плотно прижимался подогнанный по его размерам лист поролона толщиной 100 мм, что обеспечивало надежную изоляцию охлаждаемой зоны от окружающего пространства.

После вакуумирования устройства и проверки его герметичности дверной проем камеры закрывался поролоном и включалась холодильная камера. Все эксперименты проведены при периодически изменяющейся температуре в ней в диапазоне от -11 до -13 °С.

Предварительная серия экспериментов выявила некоторые важные особенности работы уст-

ройства, которые учитывались в дальнейших экспериментах. Во-первых, при размещении обоих колен испарителя в одном уровне оказывается весьма сложно обеспечить устойчивость циркуляции хладагента. Пузыри пара протяженностью в несколько диаметров трубки часто движутся в направлении от центральной ее части к точке D и далее поднимаются по линии DCBA, блокируя нормальный сток конденсата. Создание гидрозатвора на участке CB (т. е. врезка направленной вверх достаточно протяженной дугообразной вставки взамен горизонтального патрубка CB) не спасает положения, поскольку пузыри легко всплывают по восходящим линиям и часто останавливаются в наивысшей точке гидрозатвора с теми же последствиями. В результате происходит периодическое накопление конденсата в нижнем цилиндре конденсатора (точка A значительно повышается), и по достижении определенного уровня идет его быстрое опорожнение. Далее процесс повторяется, однако при такой циркуляции хладагента эффективность охлаждения остается низкой. Существенно более устойчивой оказывается циркуляция, реализующаяся при размещении колена GH несколько выше положения, занимаемого коленом DF (в рассматриваемом устройстве – выше на 100 мм, высота плиты пола камеры 140 мм). В этом случае прорывы паровых пузырей по линии стока являются редкими, циркуляция становится устойчивой, а охлаждение – эффективным (при соблюдении других требований, которые приведены ниже). При нормальной циркуляции верхний уровень конденсата занимает минимальное положение, а отклонения от него незначительны (порядка 5 мм).

Другое важное обстоятельство, которое учитывалось при проведении основной серии экспериментов, состоит в том, что наклон продольной оси конденсатора (вместе с наиболее крутым участком подъема хладагента QO) существенно влияет на работу устройства. Если ось конденсатора расположена вертикально или с небольшим отклонением от вертикали, то практически с момента начала цикла охлаждения на участке восходящей линии PQO скапливается сплошная пробка конденсата (перекрывающая все сечение патрубков), через которую поднимаются редкие пузырьки паровой фазы (эта картина хорошо видна в прозрачной вставке ④). Такая пробка приводит к очень высокому сопротивлению движению пароконденсатной смеси на восходящей (ГНО) линии, в результате резко возрастает давление насыщения на всем протяжении испарителя, соответственно и распределение температуры вдоль него лежит в области высоких значений. Исключением являются концевые участки испарителя, примыкающие к точкам D и H, где сохраняется низкое значение температуры, обусловленное, вероятно, наличием

локальных замкнутых петель циркуляции на этих участках. Давление внутри испарителя оказывается столь значительным, что паровые пузыри начинают двигаться по стоковой (ЕСО) линии в направлении конденсатора, периодически “стреляя” в конденсатор, что отражается в резком и значительном изменении уровня в измерительной трубке.

Отклонение оси конденсатора от вертикали на угол 20–30° обеспечивает расслоение потоков конденсата и пара на всем протяжении двухфазного потока. Правее точки Е поток является однофазным и состоит только из конденсата, полностью заполняющего поперечное сечение трубки. Расслоенный режим течения на двухфазном участке обеспечивает минимальное гидравлическое сопротивление потоку, при этом устанавливаются минимальные значения давления насыщения и температуры на этом участке. Важно, что такого режима течения можно достичь конструктивными мерами.

Кроме того, было проверено влияние высоты вертикального положения конденсатора на эффективность работы устройства. Меняя вертикальное положение конденсатора (как целого), можно изменить наклон подводящего (PQ) и отводящего (СВ) патрубков. Это влияет на гидросопротивление подводящего участка (в то время как изменение сопротивления отводящего патрубка незначительно). Перемещение, например, конденсатора как целого вверх должно приводить к увеличению гидросопротивления на подводящем участке, снижению поступающего в конденсатор потока и ухудшению работы устройства. Таким образом, в принятой конструкции целесообразно максимально низкое размещение конденсатора. Это предположение подтвердилось в предварительной серии экспериментов.

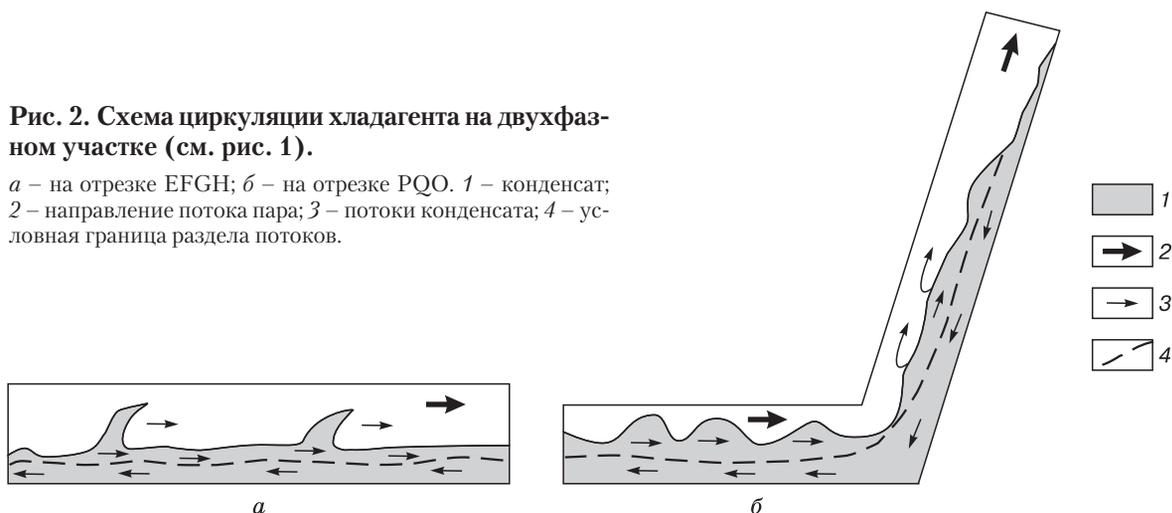
Наблюдения также показали, что устойчивость циркуляции хладагента выполняется, если протяженность однофазного участка составляет не менее 0,1 длины испарителя (прозрачные встав-

ки ① и ② полностью содержат конденсат; вставка ⑤ вся заполнена при достаточно высоком начальном заполнении испарителя хладагентом, наблюдается монотонное повышение температуры на участке между термодатчиками 1 и 2).

Основная серия экспериментов была выполнена с применением описанных выше мероприятий. Для всех диаметров трубок расслоенный режим течения на двухфазном участке сохранялся в подавляющем большинстве случаев. Структура потока на этом участке представлена на рис. 2, а, б (по наблюдениям на прозрачных вставках ③, ④, ⑤, ⑥). Рисунок 2, а характеризует структуру потока на участке от точки Е до Н. Движение конденсата вызвано тремя факторами. Во-первых, довольно редкое вскипание жидкости на участках, расположенных выше (по течению) точки наблюдения, приводит к быстрому продвижению одиночной волны по направлению к конденсатору. Период прохождения такой волны (совпадающий с периодом локального вскипания) составляет от первых секунд до десятка секунд. Вскипание жидкости сопровождается резким звуком, похожим на щелчок. Проходящая в результате вскипания волна имеет довольно резкий профиль и часто перекрывает все сечение трубки. Во-вторых, движущийся в верхней части поперечного сечения трубки пар увлекает поверхностные слои конденсата, что в промежутках между вскипаниями наблюдается по волнообразному движению поверхности конденсата в сторону конденсатора. В-третьих, наличие восходящих элементов (FG, HP, QO) вызывает гравитационный сток конденсата в направлении от конденсатора, т. е. противоположном движению пара. Это обратное движение хорошо прослеживается во вставках ③, ⑤, ⑥ и преобладает в промежутках между прохождением волн, обусловленных вскипанием. Такое движение в значительной степени маскируется быстро движущейся в направлении точки О сильно возмущенной потоком пара

Рис. 2. Схема циркуляции хладагента на двухфазном участке (см. рис. 1).

а – на отрезке EFGH; б – на отрезке PQO. 1 – конденсат; 2 – направление потока пара; 3 – потоки конденсата; 4 – условная граница раздела потоков.



волнообразной поверхностью конденсата во вставке ④ (см. рис. 2, б). Однако постоянно наблюдающийся во вставке ③ обратный поток говорит в пользу изображенной на рис. 2, б картины движения на участке QO.

В целом картина движения хладагента на двухфазном участке от точки E до O выглядит следующим образом. Паровая фаза движется в верхней части сечения трубы, непрерывно возмущая и увлекая поверхностные слои жидкого потока. При этом, вероятно, происходит срыв капель жидкости с поверхности (особенно в моменты вскипания) и увлечение их потоком пара. Хотя визуально капельки жидкости в потоке пара не видны, однако их массовая доля в этом потоке может быть значительной.

Жидкость занимает нижнюю часть сечения трубы, причем направления движения жидкости в верхних слоях (оно обусловлено влиянием кипения и увлечения потоком пара) и пара совпадают, а направление движения в нижних слоях (обусловленное влиянием гравитации) противоположно направлению движения пара. Таким образом, основная масса конденсата на двухфазном участке циркулирует по замкнутому кругу и не выносится в конденсатор (вынос в конденсатор значительных объемов конденсата приводит к резким колебаниям уровня в трубке 4, что не наблюдается при устойчивой циркуляции хладагента). Эту долю всего конденсата, содержащегося на двухфазном участке, можно назвать балластной. Долго конденсата, которая выносится в конденсатор вместе с паром, будем называть транзитной.

Если конструктивная схема устройства соответствует требованиям обеспечения устойчивости циркуляции хладагента, то эта устойчивость отмечается с момента запуска холодильной камеры и продолжается вплоть до установления стационарного режима. Она проявляется как в наблюдаемой картине течения хладагента, так и в плавном характере изменения температуры по всем термодатчикам (рис. 3). Колебания их температуры следуют за колебаниями температуры в холодильной камере.

При неустойчивой циркуляции хладагента возможны как значительные (до 5–7 °C) скачки температуры на отдельных датчиках, так и ее монотонный рост вплоть до комнатной температуры.

Стационарный режим достигается спустя примерно 2 ч после включения холодильной камеры (см. рис. 3). Примеры стационарного распределения температуры вдоль испарителя для трубок различного диаметра при разной температуре на входе в испаритель приведены на рис. 4, а–в. На всех кривых четко виден максимум температуры, положение которого находится в области двухфазного течения вблизи точек расположения датчиков 3 и 4. Если предполагать монотонное падение

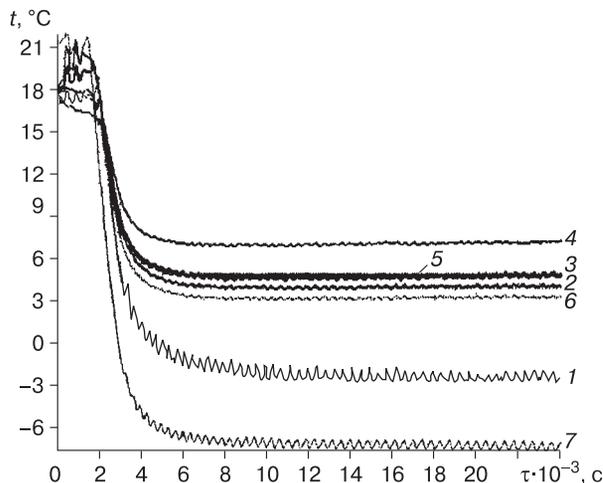


Рис. 3. Изменение температуры (t) вдоль испарителя (τ – время).

1–7 – номера термодатчиков на рис. 1.

давления вдоль двухфазной зоны, то положение максимума является неожиданным (его естественным положением в этом случае была бы точка E). Положение максимума внутри двухфазной зоны, как и немонотонное изменение давления и температуры вдоль нее (в том числе между датчиками 1–3 на рис. 4, а, б) может быть объяснено торможением потока на участке FG подъема трубки (см. рис. 1).

Необходимо отметить, что каждое семейство кривых, представленных на рис. 4, а–в для фиксированных диаметров трубок, получено при идентичных внешних условиях экспериментов. Изменение температуры хладагента на входе в испаритель связано с наличием неконтролируемых условий теплообмена на участке линии стока ABCD (в том числе влиянием на патрубки неотключаемого обогревателя двери холодильной камеры, вмонтированного по контуру дверного проема). Различие в температуре хладагента на входе в испаритель несколько смещает кривую распределения по вертикали, но слабо влияет на ее форму.

Величина массового расхода хладагента определена в экспериментах путем измерения скорости его накопления (скорости подъема уровня) в конденсаторе при пережатом соединительном шланге на линии стока. Таким путем удалось установить только порядок этой величины, который составил 1 г/с во всех проведенных экспериментах.

Отдельно следует охарактеризовать результаты эксперимента для трубки диаметром 4 мм и длиной 10 м. Этот эксперимент был повторен шестикратно и неизменно заканчивался прекращением циркуляции хладагента. Соответственно, охлаждение вдоль основной длины испарителя практически отсутствовало.

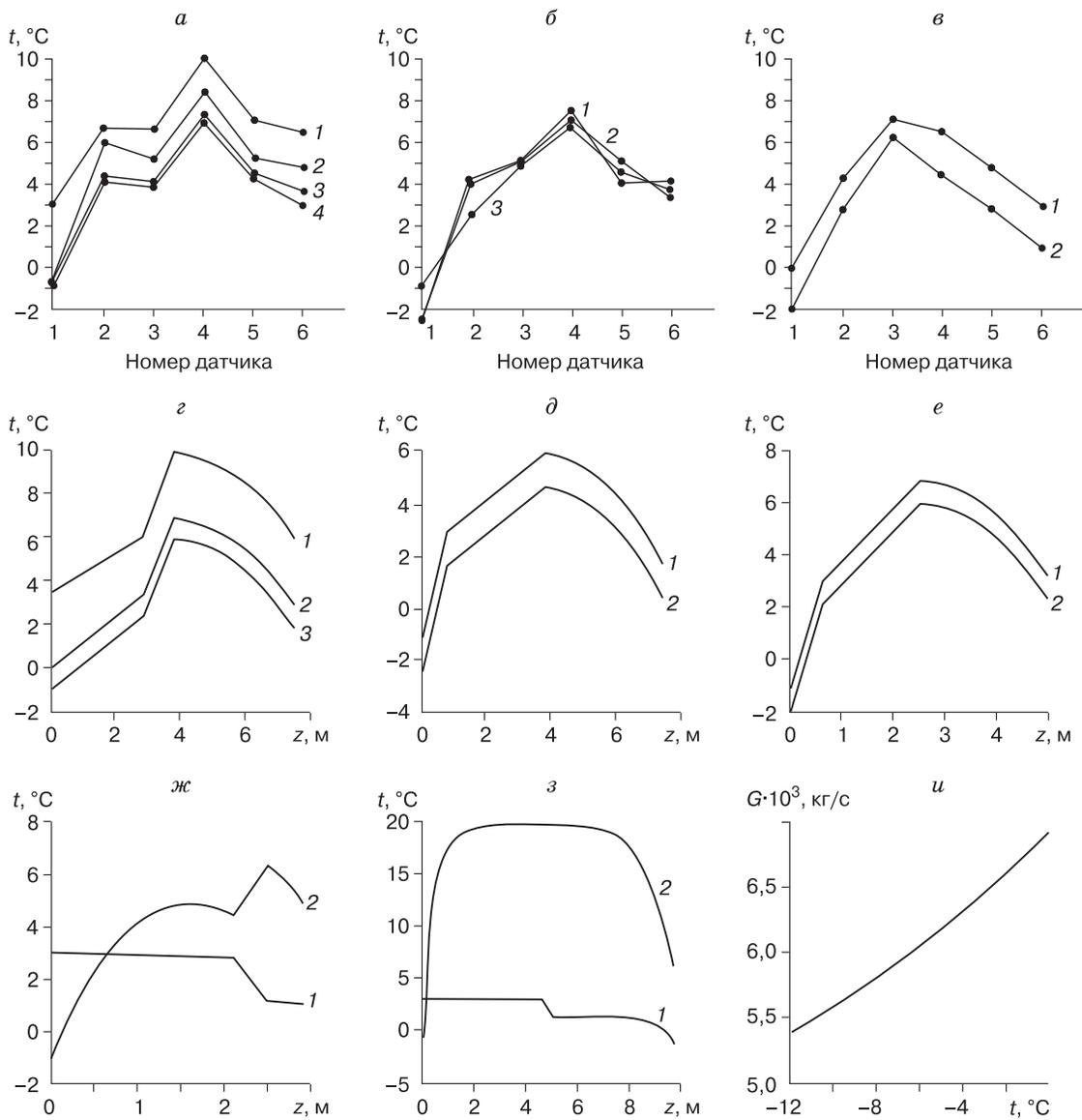


Рис. 4. Характеристики работы охлаждающего устройства:

a–в – экспериментальные кривые стационарного распределения температуры вдоль испарителя; *з–е* – соответствующие расчетные кривые распределения температуры; *a* – для трубки диаметром 20 мм и длиной 7,5 м при температуре на входе в испаритель +3,5 °С (1), –1 °С (2–4); *б* – для трубки диаметром 14 мм и длиной 7,5 м при температуре на входе в испаритель –2,5 °С (1), –1 °С (2, 3); *в* – для трубки диаметром 4 мм и длиной 5 м при температуре на входе в испаритель 0 °С (1), –2 °С (2); *ж* – расчетные температуры насыщения (1) и однофазного потока (2) как функций координаты точки E для трубки диаметром 4 мм и длиной 5 м; *з* – то же для трубки длиной 10 м; *и* – расчетная зависимость массового расхода (G) от температуры насыщения в конденсаторе (t).

Результаты статьи [Феклистов и др., 2008] показывают, что при заданной длине испарителя существует предельное (критическое) значение теплового потока, при котором работа охлаждающего устройства становится неэффективной. Отсюда также следует, что при заданной тепловой нагрузке существует и предельная длина устройства, превышение которой приводит к его неэффектив-

ной работе. Однако, в отличие от предлагаемой в цитируемой статье схемы, приводящей к резкому снижению эффективности работы устройства, реальный процесс связан с потерей устойчивости процесса циркуляции хладагента и выглядит следующим образом. После включения холодильной камеры нормальная циркуляция хладагента сохраняется примерно первые 25–30 минут (при

этом динамика температуры в точках расположения датчиков близка к той, что наблюдается для трубки того же диаметра и длиной 5 м). Затем наблюдается заметное разрежение потока в центральной части трубки, а через несколько минут в центральных прозрачных вставках конденсат исчезает полностью. Во вставках ③ и ④ сохраняется циркуляция, показанная на рис. 2, а вставки ① и ② полностью заполнены конденсатом. Одновременно происходит непрерывный подъем уровня конденсата в конденсаторе, а температура на термодатчиках центрального участка трубки начинает повышаться. С течением времени сухая (т. е. не содержащая конденсата) область расширяется от центра трубки к ее концевым участкам с одновременным повышением температуры в захватываемых ею точках трубки. Спустя еще несколько минут паровые пузыри начинают проскакивать по вставкам ② и ① вверх, затем во вставке ② видна лишь стекающая на сторону центра трубки тонкая струйка конденсата на ее нижней образующей. Процесс заканчивается тем, что практически вся трубка оказывается сухой, весь конденсат скапливается в конденсаторе (соответственно, уровень в нем максимален), а температура по всей длине трубки близка к комнатной. Несколько пониженной остается температура на датчиках 1 и 6, прилегающих к концевым участкам, что, вероятно, связано с наличием замкнутых петель циркуляции на этих участках. Отметим, что для 10-метровой трубки диаметром 4 мм отношение ее длины к диаметру составляет 2500, что приближается к значению этого отношения в реально применяемых системах (около 5000 и более).

ЭЛЕМЕНТЫ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ОХЛАЖДАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ ИСПАРИТЕЛЕМ*

Естественно-конвективные охлаждающие устройства являются саморегулирующимися системами. Это означает, что при фиксированных внешних условиях (условиях теплообмена внешней среды с конденсатором и испарителем) и заданной конструкции устройства внутренний процесс стационарной циркуляции хладагента устанавливается самопроизвольно. Этот процесс описывается рядом параметров (режимы течения, доли и скорости движения фаз на различных участках испарителя, общий массовый расход хладагента, распределения давлений и температур, высота уровня конденсата в конденсаторе и др.), которые, строго говоря, должны быть рассчитаны теоретически. Связи между различными параметрами потока (карты режимов потока, гидросопротивления

двухфазного течения как функция паросодержания, скоростные и расходные характеристики в зависимости от действующего давления и др.), установленные экспериментально и теоретически [Кутателадзе, Стырикович, 1976; Накоряков и др., 1990], включают ряд величин, которые могут быть определены как исходные для вынужденных течений, но являются неизвестными для их естественно-конвективных аналогов. Строгое и полное определение всех неизвестных параметров для естественно-конвективного течения связано со сложным расчетом сопряженных процессов тепло- и массопереноса. Решение такой задачи весьма трудоемко и при существующем состоянии проблемы вряд ли является оправданным. На наш взгляд, начальный вариант расчетной методики должен быть основан на простых физических допущениях относительно характера протекающих процессов. Совокупность этих допущений должна обеспечить возможность записи замкнутой системы уравнений (теоретической модели), описывающих работу устройства. Модель может содержать один или два подгоночных параметра, с помощью которых могут быть наилучшим образом описаны экспериментальные данные по работе лабораторного устройства. Такой вариант расчетной методики (в совокупности с данными лабораторных экспериментов) может служить основой для оценки рабочих параметров применяемых на практике охлаждающих систем. Главные элементы такого способа расчета, основанного на изложенных выше результатах экспериментов, состоят в следующем.

1. Рассматривается стационарный режим работы устройства.
2. На всем протяжении двухфазного участка движения хладагента сохраняется расслоенный режим течения. Он характеризуется минимальным гидросопротивлением потоку и должен быть обеспечен конструктивными мероприятиями.
3. Основная доля жидкой фазы на двухфазном участке является балластной и совершает замкнутую петлю циркуляции, не попадая в зону конденсации конденсатора. Усредненная во времени и по сечению жидкой фазы скорость балластной доли равна нулю.
4. Остальная часть жидкой фазы увлекается потоком пара и движется вместе с этим потоком, находясь в капельно-диспергированном состоянии. То есть следует говорить не о потоке пара, а о потоке пароконденсата (на двухфазном участке). Объемная доля конденсата в этом потоке может быть незначительной, но в силу большой разности плотностей в жидкой и паровой фазах массовая доля конденсата в пароконденсате может преобла-

* Подробное описание предлагаемого способа расчета будет приведено в отдельном сообщении.

дать. Средняя по сечению пароконденсата его плотность непрерывно увеличивается вдоль двухфазного участка (за счет пополнения дисперсией жидкости). Плотность пароконденсата в начале двухфазного участка (см. рис. 1, точка Е) принимается равной плотности сухого пара.

5. Массовый расход хладагента постоянен вдоль всего пути его циркуляции (от точки А до О по пути ABCDEFGHQO и от точки О к А по стенкам и внутренней полости конденсатора).

6. Течение на однофазном участке (от точки А к Е) подчиняется уравнению Пуазейля. Изменение температуры жидкости на этом участке описывается экспоненциальным законом [Исаченко и др., 1965].

7. Реальный канал течения пароконденсата на двухфазном участке заменяется цилиндрическим каналом с эффективным диаметром, определяемым по диаметру трубки испарителя и объемной доле пароконденсата в ее сечении. Массовый расход пароконденсата равен произведению его плотности (заранее неизвестной) на объемный расход. Последний записывается в форме уравнения Пуазейля для ламинарного потока. (Вычисление числа Рейнольдса по найденным значениям скорости и плотности потока показывает, что оно не превышает критического значения, соответствующего переходу в турбулентный режим течения.)

8. На участке FG подъема трубки испарителя принимается во внимание торможение потока. В силу постоянства массового расхода и увеличения плотности пароконденсата это приводит к повышению давления (и температуры) в точке G (см. рис. 1).

9. Распределение температуры на всем протяжении двухфазного участка следует за распределением давления, которое является давлением насыщения паров хладагента.

10. В тепловом балансе на конденсаторе помимо теплоты конденсации пара должно учитываться тепло, идущее на охлаждение доли конденсата от температуры на его входе до температуры конденсации. Объемные доли пара и конденсата в пароконденсате однозначно определяются по плотности пароконденсата.

11. Положение точки Е (граница раздела участков одно- и двухфазного течений) определяется пересечением функций температуры на одно- и двухфазном участках в зависимости от положения этой границы [Кутателадзе, Борншанский, 1959].

12. Дополнительным соотношением является уравнение сохранения массы конденсированной фазы внутри устройства (для стационарного процесса). Оно позволяет связать объемную долю пароконденсата (или балластную долю конденсата) на двухфазном участке с протяженностью однофазного участка и высотой уровня конденсата в конденсаторе.

13. Предполагается, что на участке FG плотность пароконденсата меняется линейно. На всем протяжении участка GO плотность принимается постоянной, равной ее усредненному значению на этом участке. Таким образом, в уравнения входят два подгоночных параметра: плотность пароконденсата в точке G и ее усредненное значение на участке GO (более сложные варианты расчета здесь не рассматриваются).

Сформулированных положений достаточно для записи замкнутой системы уравнений, определяющих работу охлаждающего устройства в стационарном процессе. Уравнения позволяют найти неизвестные величины: координату точки Е, массовый расход хладагента вдоль пути циркуляции, давление и температуру в конденсаторе, распределение давления и температуры вдоль испарителя. Предлагаемая расчетная схема является вполне работоспособной. Однако, учитывая отмеченную выше неконтролируемость некоторых внешних условий, полный набор этих уравнений оказывается излишне детальным, поскольку не обеспечен исходной информацией. В этой связи для описания результатов экспериментов использован сокращенный вариант модели, позволяющий вычислять необходимые параметры процесса по температуре на входе в испаритель (экспериментально определяемой).

Значения подгоночных параметров могут быть найдены по положению и величине максимума на кривых распределения температуры по длине испарителя. Эти значения являются одинаковыми для всего семейства температурных кривых, относящихся к одному диаметру испарителя (см. рис. 4, а–в). При этом значения первой величины (плотность в точке G) оказались одинаковыми ($0,29 \text{ кг/м}^3$) для всех трех семейств, а вторая (усредненная плотность пароконденсата на участке GO) величина довольно резко увеличивается с уменьшением диаметра – от 8 до 180 кг/м^3 для трубок диаметром 20 и 4 мм соответственно (объемная доля конденсата в пароконденсате в последнем случае составляет 0,22).

Результаты расчетов для условий экспериментов, соответствующих рис. 4, а–в, приведены на рис. 4, г–е.

На рис. 4, ж, з представлены результаты расчетов температуры насыщения и температуры однофазного потока как функций координаты точки Е для трубки испарителя диаметром 4 мм и длиной 5 и 10 м соответственно. Точка пересечения этих кривых определяет координату точки Е (и протяженность однофазного участка) для заданных (идентичных для обоих случаев) внешних условий задачи. Из рис. 4, ж, з видно, что для более короткой трубки протяженность однофазного участка составляет 0,65 м, в то время как для длинной – 0,1 м. Как отмечено выше, протяженность

однофазного участка для длинной трубки недостаточно для обеспечения устойчивой циркуляции хладагента. На этом основании могут быть интерпретированы приведенные выше результаты эксперимента с трубкой длиной 10 м.

По изложенной выше методике могут быть получены и другие неочевидные зависимости в поведении искомых величин. Например, массовый расход является возрастающей функцией температуры конденсатора (см. рис. 4, *u*).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Апробация предлагаемого варианта расчетной методики на результатах экспериментов с лабораторным устройством позволяет сделать следующий вывод: несмотря на определенную грубость некоторых исходных посылок, результаты расчетов адекватно отражают основные тенденции в поведении лабораторного устройства при изменении его конструктивных параметров и внешних условий. В целом достигается количественное соответствие экспериментальных данных и расчетов основной характеристики охлаждения – распределения температуры по длине испарителя (хотя детальные отличия являются заметными).

Совершенствование данной методики с целью более точного соответствия расчетных и экспериментальных зависимостей должно выполняться параллельно с проведением исследований на лабораторной модели охлаждающего устройства. Достигаемое при этом более полное понимание происходящих процессов позволит создать рабочий вариант методики, применимый для проектирования и создания полномасштабных охлаждающих устройств.

Работа выполнена при поддержке Программы фундаментальных исследований ОНЗ РАН № 13.

Литература

Александров Ю.А. Охлаждение пластично-мерзлых грунтов кустовой системой парожидкостных СОУ // *Материалы Всесоюз. совещания “Геокриологический прогноз при строительном освоении территории”*. Воркута, Госстрой СССР, 1985, кн. 2, с. 283–286.

А.с. 1558062 СССР. Фундамент / Я.Б. Горелик, А.Б. Лейкам, Ю.Н. Ширихин, Л.И. Гаранин. Заяв. № 4352870. Приоритет 29.12.87. Зарегистр. 15.12.89.

Васильев Л.Л., Вааз С.Л. Замораживание и нагрев грунта с помощью охлаждающих устройств. Минск, Наука и техника, 1986, 192 с.

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.

Гапеев С.И. Укрепление мерзлых оснований охлаждением. Л., Стройиздат, 1969, 104 с.

Геокриологический прогноз при строительном освоении территории: *Материалы Всесоюз. совещания*. Воркута, Госстрой СССР, 1985, 338 с.

Горелик Я.Б. Свайный фундамент для капитальных сооружений северных месторождений // *Газовая пром-сть*, 2005, № 1, с. 82–84.

Горелик Я.Б., Измайлов И.Г. Предпостроечное охлаждение грунтов с применением термосвай // *Проблемы нефти и газа Тюмени*. Тюмень, ЗапСибНИГНИ, 1984, вып. 61, с. 85–88.

Горелик Я.Б., Мельцер М.С. Расчет температуры грунта в основании сооружения, возводимого с применением термосвай // *Нефтепромышленное строительство*. М., ВНИИОЭНГ, 1980, с. 19–20.

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, Изд-во Тиссо–Москва, 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, ТюмГНУ, 2006, т. 2, с. 228–232.

Инженерное мерзлотоведение / Отв. ред. П.И. Мельников, С.С. Вялов. М., Наука, 1979, 208 с.

Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.; Л., Энергия, 1965, 424 с.

Коновалов А.А. Охлаждение мерзлых грунтов оснований для повышения их прочности. Красноярск, Изд-во Краснояр. ун-та, 1989, 203 с.

Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче. Л.; М., Госэнергоиздат, 1959, 416 с.

Кутателадзе С.С., Стырикович М.А. Гидродинамика газожидкостных систем. М., Энергия, 1976, 297 с.

Лях А.А., Мальцев В.В., Осадчий Г.С., Ширихин Ю.Н. Полигонные испытания охлаждения бетонных массивов с помощью термосифонов // *Тезисы докл. Всесоюз. конф. “Повышение эффективности тепловой обработки сборного железобетона”*. Киев, 1978, с. 15–16.

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

Накоряков В.Е., Покусаев Б.Г., Шрейбер И.Р. Волновая динамика газо- и парожидкостных сред. М., Энергоатомиздат, 1990, 247 с.

Пиоро И.Л., Антоненко В.А., Пиоро Л.С. Эффективные теплообменники с двухфазными термосифонами. Киев, Наук. думка, 1991, 246 с.

Регулирование температуры грунтов основания с помощью сезоннодействующих охлаждающих устройств / Отв. ред. С.С. Вялов. Якутск, ИМЗ СО АН СССР, 1983, 124 с.

Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. М., Атомиздат, 1979, 215 с.

Феклистов В.Н., Долгих Г.М., Окунев С.Н., Паздерин Д.С. Исследование охлаждающей системы типа ГЕТ для термостабилизации грунтов оснований // *Материалы Междунар. конф. “Криогенные ресурсы полярных и горных регионов. Состояние и перспективы инженерного мерзлотоведения”*. Тюмень, 2008, т. 2, с. 165–168.

*Поступила в редакцию
27 сентября 2010 г.*