

# Комплекс охлаждения с использованием естественного холода с применением ЭГД ИКС

Д-р техн. наук И. К. САВИН, Д. В. НЕФЕДОВ, Е. А. ЗАВАРКИНА

Петрозаводский государственный университет

185910, Республика Карелия, г. Петрозаводск, пр. Ленина, 33

---

***There are a number of reasons that raise the price of systems using natural cold. Among them is high labor intensiveness of cutting, loading and transporting ice to the place of its consumption, as well as low effectiveness of cooling when ice is used. However, application of recently developed thermal machines can solve some charging-dependent problems and subsequent discharging of the heat accumulator. The system proposed by the authors differs from those considered earlier in that heat of air from the cooled chamber is transmitted to the thermal accumulator by portions by means of electrohydrodynamic system (EHD) and evaporative-condensation system (ECS).***

**Keywords:** electrohydrodynamic pump, thermal accumulator, natural cold, conditioning.

**Ключевые слова:** электрогидродинамический насос, тепловой аккумулятор, естественный холод, кондиционирование.

---

Из общего количества воды на Земле, составляющего около 2000 млн км<sup>3</sup>, примерно 25 млн км<sup>3</sup> (1,25 %) приходится на долю природного льда, в котором заключены основные запасы пресной воды. Естественный лед в криосфере Земли (в зонах с температурой ниже 0 °С) обычно присутствует временно или постоянно в виде снега, водоемного льда или льдосодержащего грунта.

Лед широко применяется для аккумуляции воды при искусственном снегозадержании в сельском хозяйстве, а также строительстве зимних дорог, переправ, плотин, складов и т. д. Кристаллизация воды, связанная с эффективным переносом массы и тепла, также имеет место при применении холодильных машин в случаях опреснения и концентрирования водных растворов, замораживания и сублимационной сушки пищевых продуктов. Искусственное льдообразование используется для теплонасосного отопления на Севере.

Увеличивающийся выпуск комнатных автоматизированных холодильных машин, а также другие причины привели к постепенному вытеснению в некоторых областях естественного льда.

Устойчивая тенденция к повышению стоимости топливно-энергетических ресурсов и повышение требований к охране окружающей среды требуют изыскания более экологически чистых и энергосберегающих методов кондиционирования воздуха производственных и жилых помещений.

Есть причины, которые делают системы охлаждения с использованием естественного холода дорогостоящими. К ним относят высокую трудоемкость процессов по нарезке, погрузке и транспортировке льда к месту его дальнейшего использования, а также малую эффективность процессов охлаждения при его использовании. Однако последние разработки в области тепловых машин позволяют решить ряд проблем, связанных с зарядкой и последующим процессом разрядки теплового аккумулятора.

Японскими учеными для зарядки теплового аккумулятора предлагается использовать испарительно-конденсационные системы [1].

Комплекс работает следующим образом. При температуре наружного воздуха ниже температуры теплоаккумулирующего вещества тепловые трубы начинают передавать тепло от теплоаккумулирующего вещества через радиатор конденсатора в атмосферу. Происходит зарядка теплового аккумулятора. Когда температура окружающего воздуха по каким-либо причинам становится выше температуры теплоаккумулирующего вещества (оттепель в зимнее время, увеличение температуры в весенне-летний период), тепловая труба выключается. В силу специфики работы термосифонов тепловая труба выполняет функции термодиода. Таким образом, исключается «нерабочий» отвод теплоты от теплоаккумулирующего вещества в атмосферу и не происходит проникновения

теплоты от окружающего воздуха внутрь теплового аккумулятора.

Данная система эффективна в регионах, где индекс холода более  $400\text{ }^\circ\text{C}\cdot\text{день}$  и температура окружающего воздуха в теплое время года выше  $20\text{ }^\circ\text{C}$ .

Индекс холода вычисляется по формуле

$$M = \sum(T_i D_i), \quad (1)$$

где  $T_i$  — суточная температура окружающего воздуха в зимний период,  $^\circ\text{C}$ ;

$D_i$  — количество дней в году с температурой ниже  $0\text{ }^\circ\text{C}$ .

Количество теплоты, передаваемое при помощи тепловой трубы, можно определить по формуле

$$Q = \frac{\Delta T}{R_{fa} + R_{hp} + R_{hs}}, \quad (2)$$

где  $\Delta T$  — разность температур между теплоаккумулирующим веществом и атмосферой,  $^\circ\text{C}$ ;

$R_{fa}$  — термическое сопротивление между конденсатором и атмосферой,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;

$R_{hp}$  — термическое сопротивление тепловой трубы,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;

$R_{hs}$  — термическое сопротивление между испарителем и теплоаккумулирующим веществом,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ .

Величины термических сопротивлений  $R_{hp}$ ,  $R_{hs}$  вычисляются по формулам

$$R_{hp} = \frac{1}{\alpha_c A_c} + \frac{1}{\alpha_{pe} A_e}; \quad (3)$$

$$R_{hs} = \frac{1}{2\pi \lambda_g L_c \ln(d_g/d_{hp})}, \quad (4)$$

где  $\alpha_c$  — коэффициент теплоотдачи между окружающим воздухом и конденсатором,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$A_c$  — площадь теплоотдающей поверхности конденсатора,  $\text{м}^2$ ;

$\alpha_{pe}$  — коэффициент теплопередачи между конденсатором и тепловой трубой,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$A_e$  — площадь соприкосновения испарителя и тепловой трубы,  $\text{м}^2$ ;

$\lambda_g$  — теплопроводность материала стенки трубы,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$L_c$  — длина конденсатора, м;

$d_g$  — диаметр замораживаемого теплоаккумулирующего вещества, м;

$d_{hp}$  — диаметр тепловой трубы, м.

Термическое сопротивление между конденсатором и атмосферой может быть определено по формуле

$$R_{fa} = \frac{1}{\alpha_c A_c \eta_f}, \quad (5)$$

где  $\eta_f$  — КПД конденсатора (*fin efficiency*).

Авторами [1] была рассчитана тепловая труба мощностью  $300\text{ Вт}$ , которая обеспечивала при разнице температур в  $3\text{ }^\circ\text{C}$  между конденсатором и испарителем заморозку двухметрового слоя теплоаккумулирующего вещества в условиях города Obihiro (Япония). Термическое сопротивление тепловой трубы составляло  $0,01\text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ , а температура на испарителе — минус  $5\text{ }^\circ\text{C}$ . В качестве рабочей жидкости был выбран фреон R22.

Структура экспериментальной установки аккумулярования холода при помощи тепловых труб изображена на рис. 1.

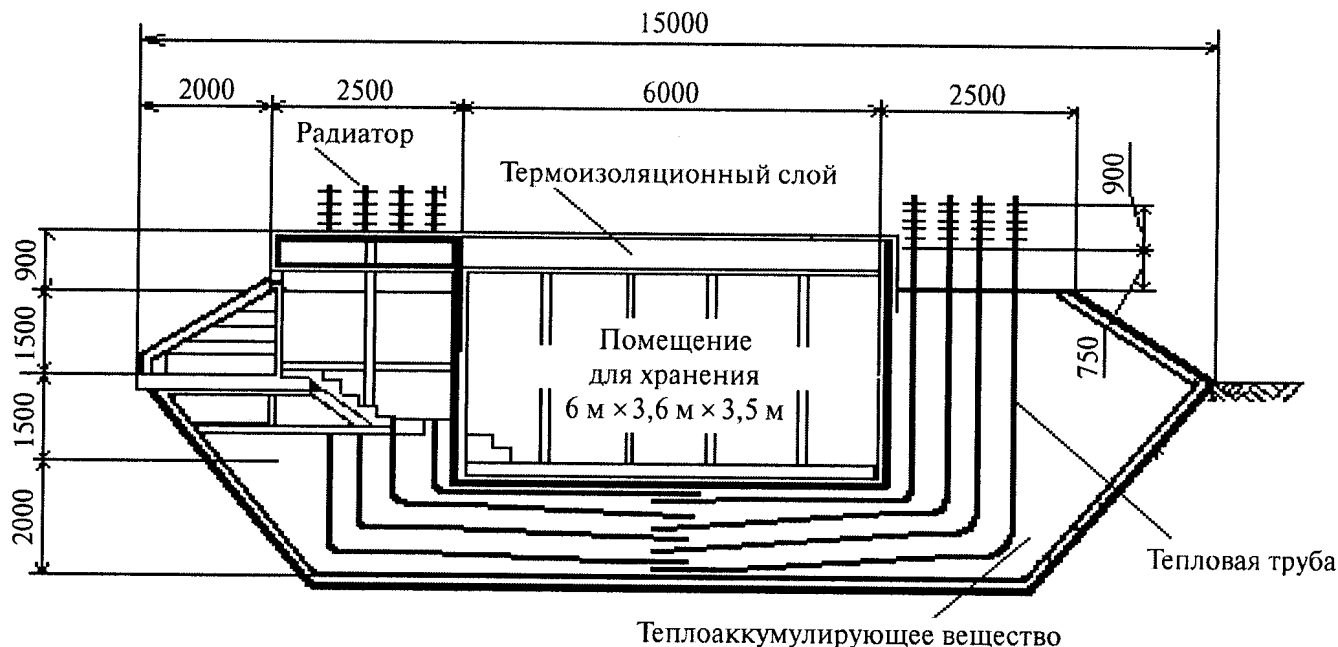


Рис. 1. Структура экспериментального хранилища

Были установлены 216 тепловых труб диаметром 46 мм и длиной 12 м. Они располагались с интервалом 0,5 м в четыре ряда вокруг охлаждаемого объекта [2]. В охлаждаемую камеру загружалось около 7 т сельскохозяйственных продуктов. Теплоаккумулирующее вещество было заморожено уже к концу января, и его температура равнялась примерно минус 10 °С на расстоянии 0,5 м вокруг тепловой трубы.

Определение целесообразности применения таких систем на территории Республики Карелия производилось нами по индексу холода  $M$ , рассчитанному на основании значений температуры наружного воздуха, полученных за определенный период. Индекс холода составил 1400 °С · день (пос. Пяльма, Пудожский район).

Одним из важнейших процессов в данной системе является именно зарядка теплового аккумулятора. Для тщательного изучения данного процесса авторами была разработана физическая модель теплового аккумулятора [3].

Результаты выполненного теоретического расчета процесса зарядки теплового аккумулятора (физической модели теплового аккумулятора) с принятыми допущениями отображены на рис. 2, 3; экспериментальные данные процесса зарядки теплового аккумулятора — на рис. 4, 5.

Эксперимент проводился в г. Петрозаводске (Республика Карелия), условия эксперимента были максимально приближены к реальным. Анализ экспериментальных данных (см. рис. 4, 5) позволяет сделать следующие выводы:

- аккумулярование «естественного» холода с применением тепловых труб технически возможно;
- анализ экспериментальных данных и данных теоретического расчета физической модели показывает схожесть функциональных зависимостей, что подтверждает правильность выбранной физической модели и делает возможным ее использование для предварительного анализа возможности применения данной системы в каждом конкретном случае;
- при любых изменениях погоды обеспечивается поддержание в охлаждаемом помещении температуры в пределах от 0 до 5 °С в течение года при влажности 85 % и более;
- предложенная система хранения сельскохозяйственной продукции может быть использована в северных регионах России, а также в странах Баренц-региона, где индекс холода  $M$  более 400 °С · день.

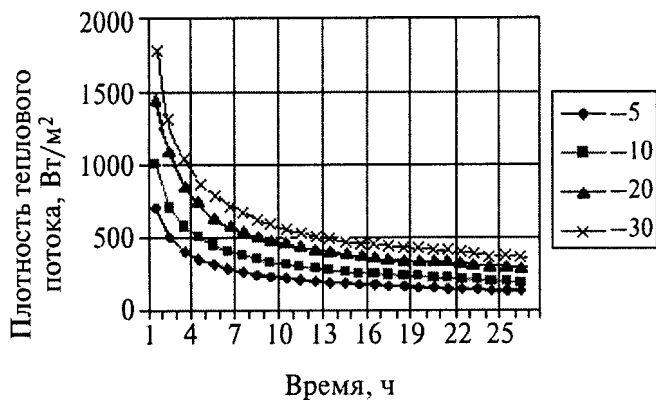


Рис. 2. Расчетная плотность теплового потока

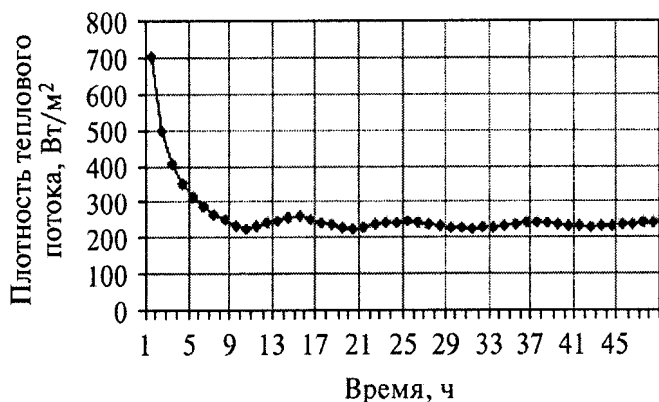


Рис. 4. Экспериментальные данные плотности теплового потока

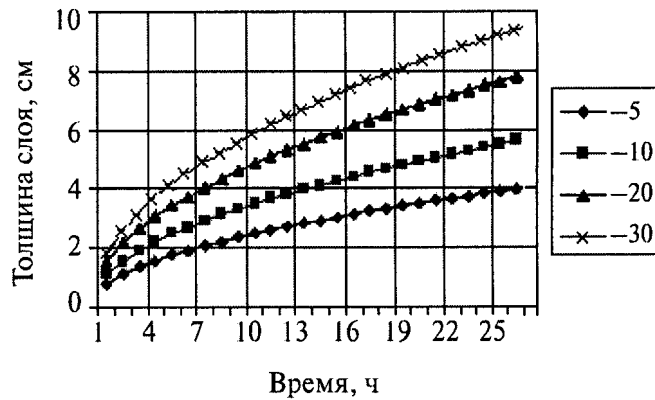


Рис. 3. Расчетная толщина слоя льда

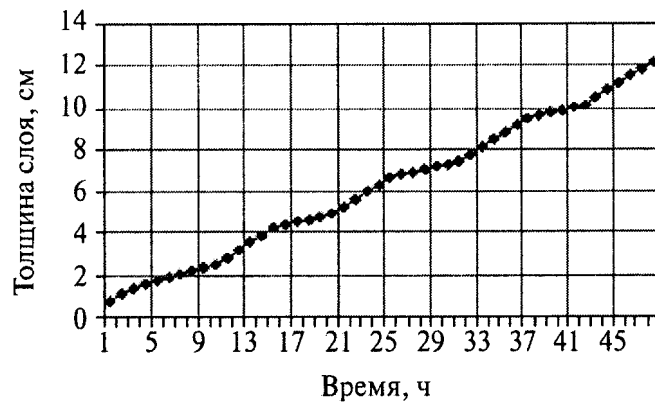


Рис. 5. Экспериментальные данные толщины слоя льда

В системе [1] решен ряд проблем, присущих более ранним разработкам. Однако экспериментальный комплекс (см. рис. 1) имеет недостатки, которые необходимо устранить. К таким недостаткам относятся охлаждение воздуха в помещении непосредственно через стенку этого помещения, что усложняет процесс поддержания постоянной температуры внутри него, и достаточно сложная процедура проведения загрузки помещения, поскольку оно находится под землей.

Предлагаемая нами система (рис. 6) позволяет устранить недостатки существующих систем хранения сельскохозяйственных продуктов. Она отличается от ранее рассмотренной системы [1] тем, что теплота от воздуха охлаждаемой камеры передается тепловому аккумулятору порциями посредством электрогидродинамической (ЭГД) испарительно-конденсационной системы (ИКС) [4].

В отличие от термосифона в ЭГД ИКС зона испарения находится выше зоны конденсации, поэтому для обеспечения ее работоспособности необходимо, чтобы жидкий теплоноситель из зоны конденсации поступал в зону испарения. Этот процесс осуществляется с помощью ЭГД-насоса по конденсаторопроводу. Вся поверхность зоны испарения имеет капиллярную структуру и равномерно смачивается жидкостью.

Электрогидродинамический насос позволяет легко регулировать расход теплоносителя в широких пределах от непрерывной подачи до полного прекращения, строго контролируя тепловой поток от охлаждаемой камеры к тепловому аккумулятору и тем самым поддерживая требуемый режим работы системы охлаждения в целом. Теплоноситель в этом случае должен обладать достаточной диэлектрической прочностью, поскольку напряжение питания ЭГД-насоса варьируется от 0 до 30 кВ, а ток разряда составляет десятки микроампер.

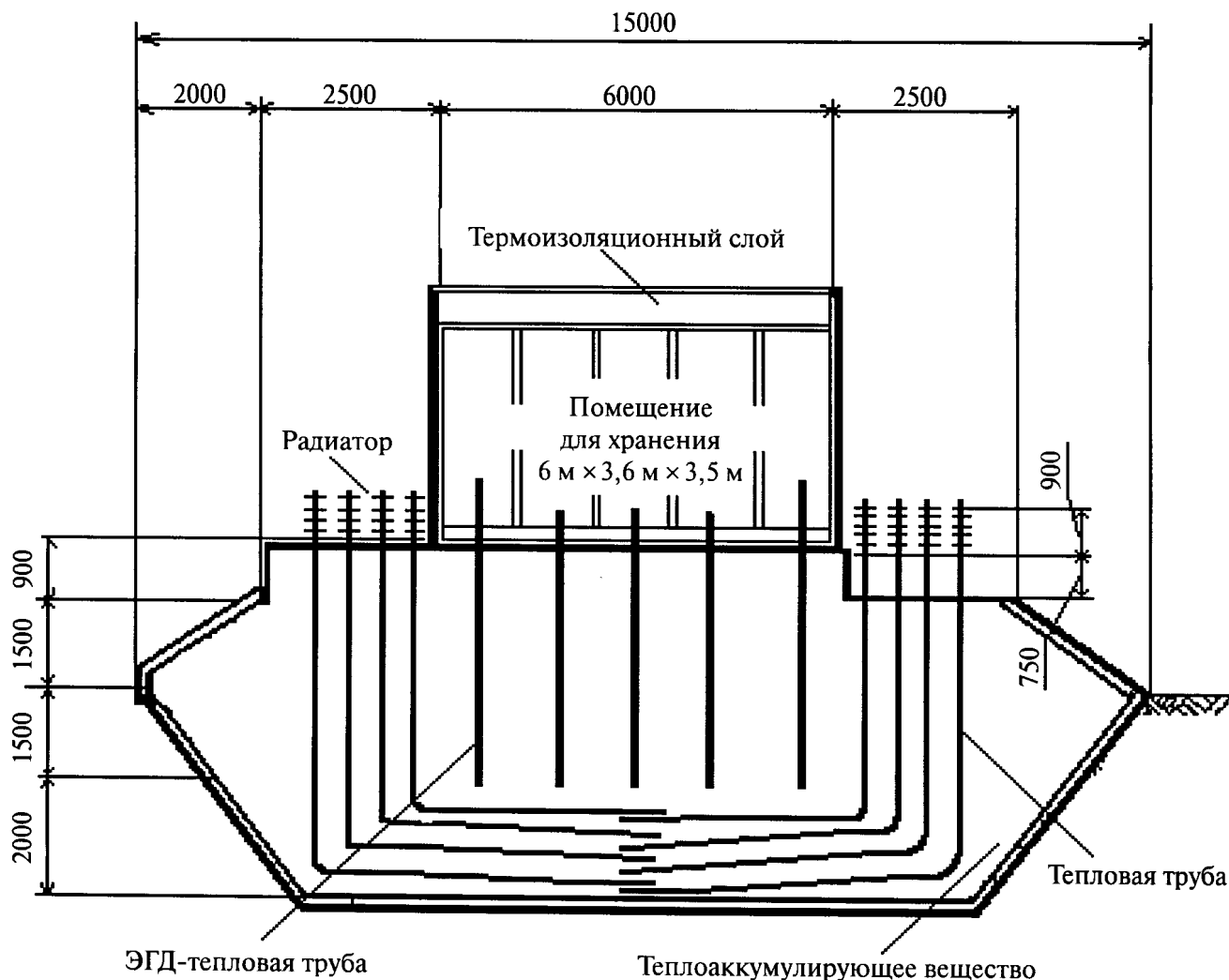


Рис. 6. Система аккумуляции с использованием природного холода

Электробезопасность обеспечивается заземлением всех металлических частей электрогидродинамической испарительно-конденсационной системы, а высокая напряженность электрического поля создается только внутри заполненной ИКС в межэлектродном зазоре электрогидродинамического насоса. Применение ЭГД-насоса упрощает создание автоматизированной системы обеспечения заданного теплового режима охлаждаемого объекта, причем в предлагаемой системе регулирование теплотеплопередающих характеристик конденсатора предполагается осуществлять управлением напорно-расходными характеристиками электрогидродинамического насоса.

В зависимости от габаритных размеров охлаждаемой камеры и массы охлаждаемых продуктов или расхода кондиционируемого воздуха система может включать в себя необходимое количество ЭГД ИКС, термосифонов и тепловой аккумулятор соответствующей массы. Тепловой аккумулятор может быть стандартным или изготовлен специально.

В целях широкого применения предложенной системы необходимо исследовать и оптимизировать режим работы ЭГД ИКС и системы в целом.

Применение системы на практике сталкивается со сложностью в изготовлении ЭГД-насоса и необходимостью полной очистки внутренней поверхности системы перед заполнением ее хладагентом.

Для того чтобы снизить капиталовложения, необходимо заменить электростатический насос, из-за которого происходит удорожание системы в целом. В качестве альтернативы можно рекомендовать применение центробежного насоса.

Насосы такого типа способны обеспечивать высокий напор при удовлетворительных расходах. Конструкции насосов просты и технологичны, отработана методика их выбора на конкретный трубопровод, они способны перекачивать жидкости различной вязкости. Применение центробежного насоса снижает требования к рабочему веществу, что позволяет использовать более дешевые хладагенты.

К недостаткам насосов центробежного типа можно отнести то, что в них происходит двойное преобразование энергии. Сначала электрическая энергия преобразуется в механическую энергию вращения рабочего колеса, а затем механическая энергия вращения преобразуется в энергию напорного движения жидкости. Габаритные размеры электростатического насоса много меньше, чем центробежного, поскольку последний требует наличия приводного двигателя. В насосах центробежного типа достаточно много пар трения и качения, уплотнительных устройств, износ которых с течением времени приводит к снижению объемного и механического коэффициентов полезного действия и в целом снижает их эффективность.

Несомненно, что замена насосов приведет к увеличению габаритов установки. Однако при увеличении габаритов

установки становится возможным и увеличение ее мощности за счет увеличения объемов прокачки рабочего вещества, поэтому при определенных условиях увеличение габаритов можно перевести в разряд достоинств.

Замена насосов также приведет к изменению транспортной зоны испарительно-конденсационной системы. В данном насосе есть приводной электродвигатель, который требует в процессе эксплуатации технического обслуживания, что не позволяет разместить его целиком внутри испарительно-конденсационной системы. В противном случае при каждом техническом обслуживании будет необходима операция по откачке хладагента из системы и обратному ее заполнению по окончании технического обслуживания, а это дополнительные затраты рабочего времени и средств. Кроме того, система будет вынуждена простаивать, что снизит ее эффективность и увеличит эксплуатационные расходы.

Одна из возможных схем подключения предполагает вывод зоны транспорта хладагента из корпуса испарительно-конденсационной системы и оборудование ее в непосредственной близости от последней. Такая схема позволяет объединить несколько испарительно-конденсационных систем одной зоной транспорта, что увеличивает площадь теплообменной поверхности за счет поверхности трубопровода зоны транспорта. При этом снижается вероятность попадания парового пузыря в проточную часть насоса, что, в свою очередь, могло бы привести к прекращению работы последнего.

Преимуществом такого подключения может быть и то, что облегчается доступ к насосам, уменьшается длина электропроводки. Количество испарительно-конденсационных систем, подключенных к одной зоне транспорта, ограничивается только производительностью насоса, который должен обеспечить требуемую подачу хладагента для каждой из подключенных к нему испарительно-конденсационных систем в пиковом режиме работы. Резервная зона транспорта может быть расположена в том же корпусе, что и первая, это упрощает конструкцию и уменьшает длину применяемых трубопроводов. В целом такая система будет выполнена в виде единого блока, состоящего из зоны транспорта, в которой расположены первая и резервная зоны транспорта, подключенные параллельно, и расположенных по периферии нескольких испарительно-конденсационных систем, соединенных при помощи трубопроводов с зоной транспорта. При этом зона транспорта может быть вынесена из помещения теплового аккумулятора. Принципиальная схема подключения транспорта показана на рис. 7.

Для контроля за тем, чтобы насос был постоянно заполнен рабочим веществом, необходима установка датчика уровня выше проточной части насоса, это обеспечит подачу разрешающего сигнала для его включения. Если насос данного типа не обеспечивает требуемого напора, то эту проблему можно решить двумя способами: путем

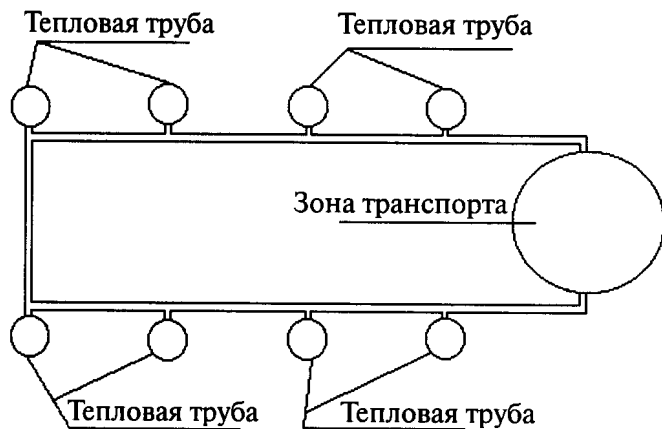


Рис. 7. Принципиальная схема подключения транспорта

установки более мощного насоса или за счет применения последовательного подключения насосов. В последнем случае второй насос будет включаться только после того, как будет заполнен насос первой ступени. Сигнал об этом поступит от датчика уровня, установленного выше проточной части насоса второй ступени.

Трубопровод подключения зоны транспорта к тепловым трубам выполнен по замкнутой схеме, что позволяет более равномерно распределять потоки рабочего вещества по тепловым трубам. Такая схема подключения приведет к незначительному (по отношению к стоимости насосов) удорожанию системы.

Попадание паровой фазы рабочего вещества в проточную часть насоса можно исключить установкой сепаратора.

Для исключения проблем, связанных с выбором материалов, необходим правильный подбор материала проточной части насоса и материала, из которого изготавливается рабочее колесо. Такие материалы должны обладать достаточной механической прочностью при низкой температуре рабочей среды, быть гидравлически гладкими и не должны подвергаться коррозии при контакте с хладагентом.

Явление кавитации на рабочем колесе можно снизить проведением ряда мероприятий, не требующих больших затрат. Максимальная скорость потока будет наблюдаться тогда, когда система работает при максимальной нагрузке (при максимально высокой температуре в летний период). В этом режиме система может работать в течение нескольких часов, поскольку температура воздуха достигает своего максимального значения в середине дня и спадает к вечеру, по мере захода Солнца, что в условиях Карелии составляет не более восьми часов.

Однако при снижении скорости прокачки рабочего вещества уменьшаются связанные с этим потери напора. Снизить скорость прокачки можно, увеличив диаметр трубопроводов зоны транспорта. Большой диаметр трубопровода также будет способствовать увеличению теплообменной поверхности. Более того, можно объединить в одной транспортной зоне несколько испарительно-конденсационных систем. При этом незначительно возрастут потери напора по длине (так как длина трубопроводов увеличится) и местные потери напора.

Первую ступень насоса необходимо располагать ниже зоны сбора конденсата. Во-первых, тем самым мы можем не учитывать при гидравлическом расчете потери напора в этом трубопроводе, поскольку они компенсируются высотой столба жидкости. Во-вторых, этим обеспечивается давление на входе в насос выше давления насыщенных паров, что позволяет избежать закипания хладагента. Для той же цели необходимо обеспечить частичное охлаждение насоса второй ступени за счет подвода охлаждающей жидкости на контур проточной части. Отвод тепла в теплоаккумулирующее вещество осуществляется посредством естественной циркуляции. Для этой цели необходимо дополнить насос рубашкой охлаждения.

Данную проблему можно также решить тщательным подбором хладагента, например вместо хладагента среднего давления применить хладагент низкого давления. При этом необходимо учитывать цели разрабатываемой системы и требуемые температурные параметры системы в целом. Возможность использования альтернативной зоны транспорта должна быть подтверждена экспериментальным путем, на основе анализа полученных при этом данных можно будет сделать выводы о целесообразности применения того или иного рабочего вещества в системе с зоной транспорта такого рода.

### Список литературы

1. Fukuda M., Tsuchiya F., Ryoko K., Mochirukim, Machiko K. Development of an artificial permafrost storage using heat pipes // The 3 International heat pipe symposium. Tsukuba. 1988.
2. Савин И. К. Возможности использования природного холода // Вестник Международной академии холода. 1998. № 1.
3. Savin I. K., Nefoydov D. Opportunities of using natural cold // Тезисы 4-й Минской международной конференции «Тепловые трубы, тепловые полосы, холодильники». Минск. 2000.
4. Болога М. К., Савин И. К. Электрогидродинамические испарительно-конденсационные системы. — Кишинев: Штиинца, 1991.