

Осадчий Г.Б.

Условия эффективного использования тепловых насосов в России

ЧАСТЬ 3

СОСТАВЛЯЮЩИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ НА БАЗЕ СОЛНЕЧНОГО СОЛЯНОГО ПРУДА И КОТЛОВАНА С ВОДОЙ В ОМСКОЙ ОБЛАСТИ

Работа любой системы централизованного теплоснабжения имеет свои особенности. Так, например, для того чтобы поднять температуру внутри помещений с централизованным теплоснабжением на 1 °С, нужно прокачивать через систему на 15 – 17 % больше теплоносителя (горячей воды). Аналогично, при сильных морозах, из-за повышения потерь тепла в теплотрассах, для их компенсации необходимо увеличивать прокачку теплоносителя по их трубам. Но тут возникает серьезное ограничение, которое накладывается, во-первых, параметрами эксплуатации тепловых систем (давлением и расходом теплоносителя), а во-вторых, изношенностью. Невозможно бесконечно наращивать потребляемую тепловую нагрузку, поскольку сети испытывая предельную нагрузку быстрее «старятся».

Для повышения температуры помещений, локально отапливаемых тепловых насосов (ТН), не требуется, в отличие от централизованного теплоснабжения, работа системы на пределе, потому что, если нет тепловой сети, то нет и дополнительных потерь тепла при морозах. Так при исследовании работы традиционного ТН установлено. Удельная тепловая мощность расположенного в подвале дома грунтового теплообменника, отнесенная к одному погонному метру трехметровой скважины с U-образными полиэтиленовыми трубками диаметром 16×2 мм, находится в интервале 24 – 52 Вт/м. Величина удельного теплового потока из грунта, отнесенная к площади той части здания, в которой пробурены скважины, находится в диапазоне 39 – 86 Вт/м². Изменение температуры наружного воздуха в период проведения исследований в интервале значений от +28 до минус 15 °С, не оказало заметного влияния на величину теплового потока от грунта, расположенного под зданием.

Поскольку точное определение закономерностей тепловых режимов сложных системных контуров ТН представляет собой практически неразрешимую математическую задачу, в то же время и эмпирический поиск

в силу огромного разнообразия конструктивных решений, становится неоднозначным. Изыскание указанных закономерностей целесообразно производить на базе соответствующих разумных допущений, и дробления, позволяющих построить простые математические модели, которые, не позволяют количественно оценить всю систему, но без большого ущерба количественных показателей отдельных элементов контура дают возможность изучать и качественно оценивать происходящие в системе процессы.

Рассматриваемая система теплоснабжения для Омской области из монографии [13] представлена на рис. 2.

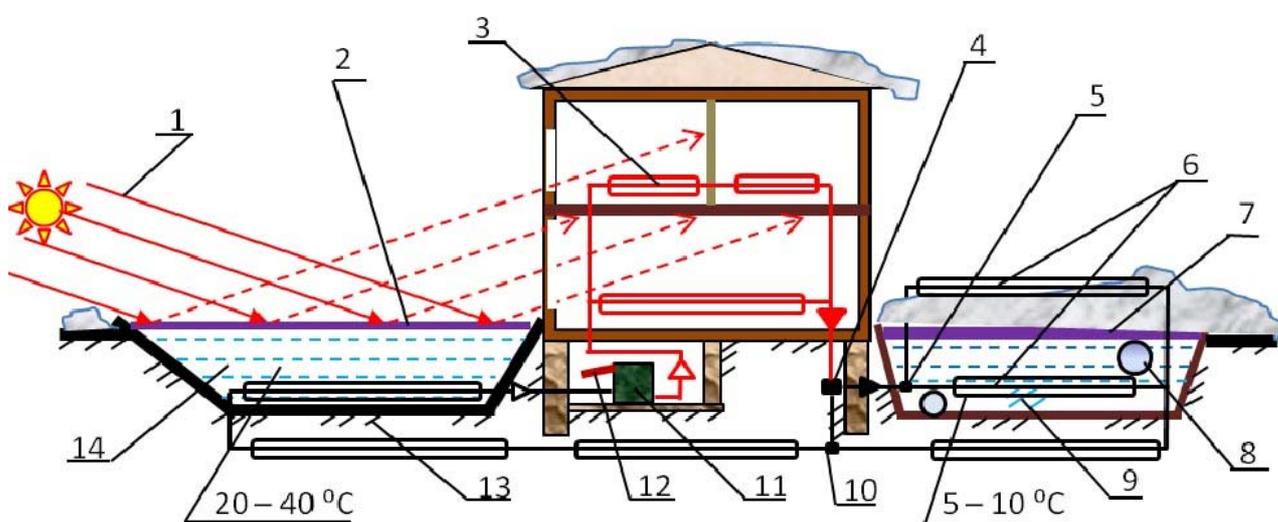


Рис. 2. **Схема системы теплоснабжения (ТН_{ТП}):** 1 – солнечное излучение; 2, 7 – теплоизоляционное покрытие; 3 – конденсатор теплового насоса; 4 – дроссель; 5, 10 – регулятор потока хладагента; 6 – испаритель теплового насоса; 8 – воздуховод; 9 – котлован с талой водой; 11 – хладомёт (двигатель Стирлинга с компрессором); 12 – тепловая гравитационная труба (термосифон); 13 – грунт; 14 – солнечный соляной пруд

Принцип работы системы теплоснабжения (рис. 2), обеспечивающей зимой поддержание соответствующей температуры в помещениях отдельно стоящего здания, происходит следующим образом. Хладомёт 11 (двигатель Стирлинга с компрессором) обеспечивает обогрев помещений посредством циркуляции хладагента по рабочему контуру теплоприводного теплового насоса (ТН_{ТП}): конденсатор 3 – дроссель 4 – испаритель 6. Хладомёт 11 работает от энергии сгорания биометана, обогревающего укороченную тепловую трубу 12 (конструкция топок-форсунок условно не показана), или горячей воды системы отопления. В качестве органического топлива для обогрева тепловой трубы 12 может быть использован торф, высушенный с

использованием солнечной энергии.

В испарителе 6 за счет тепловой энергии воды 9 происходит парообразование хладагента, пар далее подогревается от теплоты грунтов, расположенных под котлованом, зданием и под прудом (13) и рассола пруда 14. Подогретый пар сжимается в компрессоре с повышением температуры, затем горячий пар хладагента поступает в конденсатор 3, где он, вначале частично охлаждается, затем конденсируясь, отдает теплоту фазового перехода на обогрев помещений. Конденсат хладагента поступает в дроссель 4, где его давление понижается, а затем – в испаритель 6. Цикл повторяется [13].

Расчетная схема внешних и внутренних энергетических связей системы теплоснабжения изображенной на рис. 2, представлена на рис. 3.

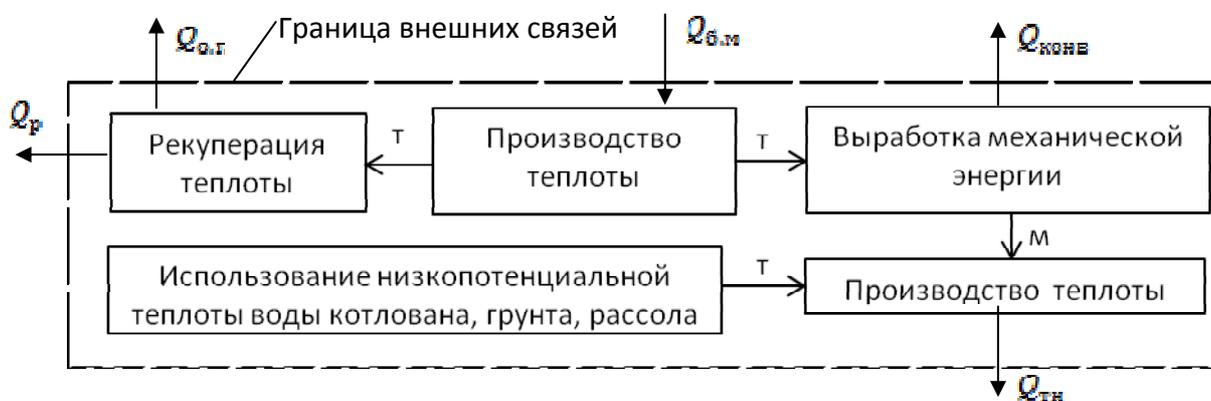


Рис. 3. **Принципиальная расчетная схема внешних и внутренних энергетических связей системы теплоснабжения:** т – теплота; м – механическая энергия; $Q_{б.м.}$ – поступление теплоты от сжигания биометана; $Q_{тн.}$, $Q_{конв.}$, Q_p – отпуск теплоты от теплового насоса, от конвектора (неиспользованной теплоты термодинамических циклов двигателя Стирлинга), рекуперированной теплоты отходящих газов; $Q_{о.г.}$ – потери теплоты с отходящими газами

Энергетическая эффективность предложенной системы теплоснабжения основывается на том, что в её составе уже есть источники низкопотенциальной теплоты (таяя вода котлована, грунт, соляной рассол пруда). Это двухступенчатая система (по времени) генерации теплоты.

Причем первая ступень генерации, запасание низкопотенциальной теплоты водой котлована, грунтом и рассолом пруда, была осуществлена в летний период с совершением полезной работы — выработкой холода.

Учитывая это, остановимся на самых важных моментах.

Первый момент, — это то, что в приведенной выше системе теплоснабжения (рис. 2, 3) испарение хладагента, достижение его паром 100 % сухости и последующий перегрев этого пара перед компрессором в ТН_{ТП} (в отопительный период) осуществляется как минимум в 2–3 этапа. Вначале хладагент испаряется за счет теплоты талой воды котлована (или наружного воздуха), а также, за счет теплоты грунта, под котлованом. Окончательное испарение во влажном паре жидкого хладагента, при его дальнейшем движении по испарительному контуру ТН_{ТП}, осуществляется за счет теплоты грунта, находящегося под зданием. Зимой это будет теплота, «покидающая» здание через подвал (эти тепловые потери для многоэтажного жилого дома обычно составляют около 10 %, от всех потерь). И наконец, пар хладагента дополнительно подогревается: от теплоты грунта, находящегося под солнечным соляным прудом. От теплоты, придонного рассола пруда, «теряемой» прудом вниз, за счет теплопроводности изоляции дна пруда и грунта (рис. 2 и 4).

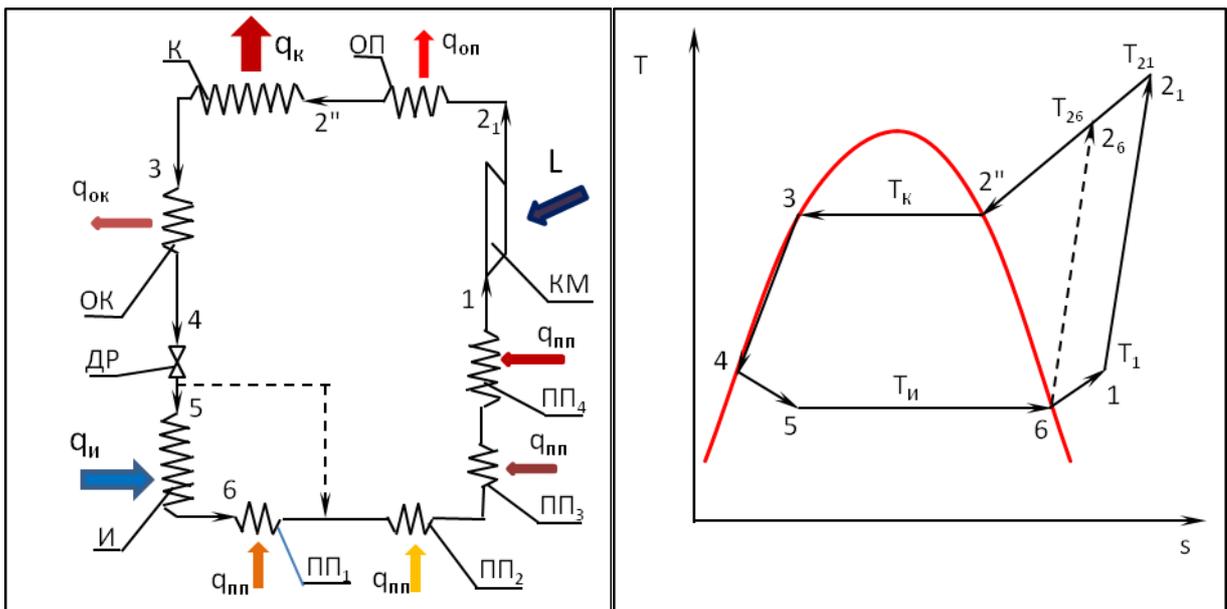


Рис. 4. Принципиальная схема системы теплоснабжения и круговой процесс в T, s -диаграмме: КМ – компрессор; ОП – охладитель пара хладагента; К – конденсатор; ОК – охладитель конденсата хладагента; ДР – дроссель; И – испаритель; ПП₁ – перегреватель пара рабочего тела, расположенный под котлованом; ПП₂ – перегреватель пара хладагента, расположенный под зданием; ПП₃ – перегреватель пара хладагента, расположенный под солнечным соляным прудом; ПП₄ – перегреватель пара хладагента, расположенный в солнечном пруду (в схеме условно не показан испаритель, размещенный на воздухе).

Как видно из схемы (рис. 4) и конденсатор тоже по существу представлен 3-х ступенчатый. Такое «дробление» конденсатора на 3 ступени

возможно (выполнимо) только при размещении системы теплоснабжения на малых объектах. Только в этом случае можно подобрать участки здания с разными требованиями по температуре обогрева, обеспечив соответствующую прокладку «трассы» конденсации. Так оборудование ОП можно разместить в детской или в комнатах проживания пожилых, оборудование ОК можно использовать для подогрева, поступающего в здание холодного воздуха или холодной воды. На ТНС можно организовать **только** эффективный регенеративный теплообмен. На ТНС для размещения оборудования ОП и ОК необходимы соответствующие по мощности источники потребления теплоты.

Как видно из рис. 4, при движении хладагента по испарительному контуру предложенного ТН_{тп}, температура низкопотенциальных источников теплоты постепенно возрастает. Пар хладагента будет поступать в компрессор с температурой придонного рассола пруда. Поздней осенью, в начале зимы температура придонного рассола пруда будет оставаться порядка 20 – 40 °С, и даже выше. Следовательно, в этот период времени для поднятия температуры пара хладагента сжатием до 75–85 °С будет требоваться минимальное удельное количество механической энергии. Дополнительно тепловую энергию для зимнего периода можно аккумулировать тепловыми аккумуляторами с использованием теплоты фазового перехода. Так, одним из наиболее простых и доступных рабочих веществ, для аккумуляции солнечной энергии прудом, может быть аккумулятор теплоты, заполненный парафином. Его температура плавления 40 – 56 °С, теплоемкости: жидкой фазы 2,68 кДж/(кг·°С), твердой фазы — 2,35 кДж/(кг·°С), теплота плавления 156 кДж/кг. Эти физические характеристики парафина позволяют накапливать (в интервале температур плавления) примерно **в 3,5 раза больше** теплоты, чем вода. Фактический коэффициент трансформации теплоты в этот период может быть и не столь высоким. Однако перегретый пар обеспечивает при сжатии повышение его температуры на входе в ОП.

По мере прохождения отопительного сезона талая вода котлована будет охлаждаться интенсивнее рассола пруда, т.к. будет отдавать наибольшее количество теплоты — в котловане осуществляется самый энергоемкий процесс холодильного цикла — испарение хладагента. Вначале в большие морозы, возможно, будет происходить образование льда на испарителе (при малых площадях теплопроводящих стержней), и основной забор низкопотенциальной теплоты тогда будет, перемещаться в ПП₁, затем по мере его захлаживания (обрастания его испарителя ледяными наростами)

интенсивный забор теплоты будет в ПП₂, и так далее. Во время смягчения морозов, когда потребление низкопотенциальной теплоты уменьшается они (котлован, ПП₁, ПП₂ и т.д.) частично восстанавливают свой потенциал, за счет выравнивания температуры в массивах. Восстановление может быть обеспечено за счет работы испарителя, размещенного на воздухе, за счет теплоты воздуха в оттепели.

В грунтовых аккумуляторах теплоты труднее организовать отбор тепла из массива, т.к. проблематично без вскрытия грунта рационально расположить «веером» теплопроводящие стержни. Если же стержни монтировать со вскрытием грунта, то после засыпки стержней теплопроводность массива (засыпки) будет примерно в 2 раза, ниже, по сравнению с грунтом естественной плотности, до вскрытия.

Захлаживание источников низкопотенциальной теплоты, тех, где происходит испарение хладагента, обуславливается следующим. Так, для испарения, например, 1 кг фреона Ф-12 в котловане при температуре минус 5 °С и давлении 2,6 кгс/см² требуется **154** кДж теплоты, а для перегрева 1 кг его пара с – 5 до + 30 °С при том же давлении, всего **15,9** кДж теплоты (**в 9,7 раза меньше**). Если при этом с – 5 до + 5 °С пар Ф-12 при давлении 2,6 кгс/см² будет, подогреваться за счет теплоты грунта, находящегося под котлованом, затем за счет теплоты грунта, находящегося под зданием и от теплоты грунта, находящегося под солнечным соляным прудом, и на это будет, тратится 6,4 кДж теплоты, то, при работе ТН_{ТП} с рабочим телом Ф-12 из пруда будет забираться, для рассмотренного диапазона температур и давления, всего 9,5 кДж теплоты, т.е. **в 16,2 раз меньше теплоты, чем из котлована**.

Примерно такая же пропорция (различие) наблюдается в объемах теплоты выделяющейся при превращении 1 м³ воды в лед и при остывании 1 м³ рассола пруда. Так 1 м³ воды котлована при замерзании выделяет 334 МДж теплоты, а 1 м³ 17 % раствора поваренной соли (плотность — 1,12 т/м³, теплоемкость — 3,5 кДж/(кг·°С)) придонного слоя пруда, при остывании на 10 °С, выделяет всего 39,2 МДж теплоты, т.е. **в 8,5 раз меньше**. Расхождения в пропорциональности могут быть нивелированы за счет объема воды в котловане, превышающем объем рассола в пруду.

Если использовать в качестве хладагента фреон R134a (температура кипения при давлении 760 мм ртутного ст. минус 26,5 °С), то следует отметить следующее; испарение 1 кг R134a при минус 5 °С и давлении 2,43 кгс/см² требует 200,9 кДж теплоты, а для перегрева 1 кг его пара, при

давлении $2,43 \text{ кгс/см}^2$, с -5 до $+30$ °С требуется $22,6$ кДж теплоты (**в 8,9 раза меньше**).

Следовательно, при интенсивном отборе теплоты из котлована, и грунтовых аккумуляторов придонный рассол пруда; будет остывать медленно (дольше оставаться теплым), а значит, значительный перегрев пара хладагента перед компрессом в предложенной системе теплоснабжения может быть осуществлен до января-февраля. Синхронизации этого будет способствовать тот факт, что тепловые потоки при испарении хладагента на порядок выше, чем при перегреве пара хладагента, при прочих равных условиях.

Если проанализировать эффективность отдельных процессов, происходящих в ТН_{ТП} (по схеме рисунка 4), то можно утверждать, что более глубокое охлаждение конденсата хладагента в ОК, связанное с противоточным подогревом поступающего в здание даже подогретого зимнего воздуха или холодной воды однозначно увеличивает энергетическую эффективность ТН_{ТП} в целом. Процесс же перегрева 6-1 сопровождается **увеличением работы сжатия перегретого пара в компрессоре**.

Решим задачу по определению, **в первом приближении**, отношения; разности энтальпий перегретого пара в точках 2_1 и 2_6 , полученную в результате использования для сжатия перегретого пара (точка 1) и пара насыщенного (точка 6), к величине увеличения работы сжатия из-за переноса её начала из точки 6 в точку 1. Для этого воспользуемся методикой расчета (примером 2.5) из книги [14].

Исходные данные:

Внутренний адиабатный КПД компрессора равен $\eta_i = 0,8$;

По Т, s-диаграмме хладона Ф-12 находим параметры рабочего тела в точках:

Точка 6, насыщенный пар: температура 0 °С; давление 3 кгс/см^2 ; $h_6 = 574$ кДж/кг;

Точка 1, перегретый пар: температура $+20$ °С; давление 3 кгс/см^2 ; $h_1 = 586$ кДж/кг;

Точка 2_6 , сжатый до 10 кгс/см^2 пар: температура 48 °С; $h'_{26} = 596$ кДж/кг;

Точка 2₁, сжатый до 10 кгс/см² пар: температура 68 °С; h'₂₁ = 610,5 кДж/кг;

Ход расчета:

Энтальпия фреона в точке 2₁, на выходе из компрессора

$$h_{21} = h_1 + (L_1/\eta_{\xi}) = 586 + (610,5 - 586)/0,8 = 616,6 \text{ кДж/кг}$$

Энтальпия фреона в точке 2₆, на выходе из компрессора

$$h_{26} = h_6 + (L_6/\eta_{\xi}) = 574 + (596 - 574)/0,8 = 601,5 \text{ кДж/кг}$$

Удельная внутренняя работа компрессора для точек 1-2₁

$$L^B_1 = h_{21} - h_1 = 616,6 - 586 = 30,6 \text{ кДж/кг}$$

Удельная внутренняя работа компрессора для точек 6-2₆

$$L^B_6 = h_{26} - h_6 = 601,5 - 574 = 27,5 \text{ кДж/кг}$$

Искомое отношение $(h_{21} - h_{26})/(L^B_1 - L^B_6)$ равно $(616,6 - 601,5)/(30,6 - 27,5) = 4,87$.

Следовательно, если для повышения энтальпии хладагента (Ф-12) и его температуры на выходе из компрессора использовать перегрев пара перед компрессором, то дополнительная затрата работы будет **в разы** меньше приращения энтальпии после сжатия.

В данной системе теплоснабжения наряду с грунтовыми источниками низкопотенциальной теплоты, используемыми для испарения хладагента и перегрева его пара используются вода, лед и раствор соли, которые имеют более высокие теплофизические свойства, по сравнению с грунтами. Удельная теплоёмкость: воды составляет — 4,19 кДж/(кг·°С); льда — 2,26 кДж/(кг·°С); раствора поваренной соли около 3,5 кДж/(кг·°С). Теплопередача в воде и растворе соли осуществляется за счет конвекции. Коэффициент теплопроводности льда — 2,2 Вт/(м·°С), осадка поваренной соли — 3,6 Вт/(м·°С). А для сухих грунтов он составляет — 0,55; для маловлажных грунтов — 1,1; грунтов средней влажности — 1,7; для сильновлажных грунтов — 2,3 Вт/(м·°С).

Кроме того, за счет повышения давления перед компрессором, можно организовать испарение хладагента непосредственно в той части испарителя, которая расположена в солнечном соляном пруду. Когда температура в пруду составляет, например, + 20 – 40 °С. Конечно, хладагент в этом случае должен быть направлен в обход котлована (на рисунке 4 показано пунктирной линией), что оправдано, когда вся вода в котловане

замерзла. Однако, использование источника теплоты; малой общей теплоемкостью и относительно высокой температуры, как остывающий рассол солнечного соляного пруда, не может в большинстве случаев стать энергетически равнозначным использованию даже только одного источника с большей общей теплоемкостью и с более низкой температурой. Постоянное использование только теплоты пруда для работы ТН_{ТП} наиболее оправдано, когда в него есть поступление теплоты извне, будь то осенняя или весенняя солнечная энергии, или любая другая.

Осенью, недостаточно нагретая вода в котловане может быть заменена более теплой, если такая имеется. Или, она может быть нагрета до 15 – 25 °С в период «бабьего лета», за счет циркуляции воды котлована через плоский солнечный коллектор. Это обеспечит на время работу системы с более высоким коэффициентом трансформации теплоты, и в конечном итоге уменьшит расход топлива на привод компрессора в течение зимы. Нагрев воды котлована, например, объемом в 100 м³ на 10 °С позволяет аккумулировать более 3,9 ГДж тепловой энергии для зимнего периода.

Второй важный момент, — это два контура испарения у ТН_{ТП}. Избирательная работа контуров испарения — в зависимости от температуры уличного воздуха позволяет использовать теплый воздух, например, в оттепели, экономя теплоту котлована для морозных периодов. Это в конечном итоге приводит к уменьшению объема котлована.

Третий не менее важный момент, — это то, что для привода компрессора не используется электроэнергия. Известно, что 97 % стоимости жизненного цикла электродвигателя расходуется, на электроэнергию и лишь 3 % составляет его покупная цена. Около ⅓ общего количества электрической энергии в мире расходуют электродвигатели.

В последнее время (до экономического кризиса) особенно в энергодефицитных районах, был усилен контроль над исполнением Инструкции о порядке согласования применения электродвигателей и других электронагревательных приборов (утв. Минтопэнерго РФ 24 ноября 1992 г.).

В п. 5.1 данной Инструкции отмечено, что применение электроэнергии для отопления и горячего водоснабжения может рассматриваться только при условии включения электронагревательных приборов в ночное время, оснащения их аккумуляторами тепла и автоматикой, исключающей работу в дневные часы. В примечании к п. 5.2.1

также сказано, что технико-экономическое обоснование должно подтверждать экономию первичного топлива в случае применения электроотопления. *Надо быть готовым к тому, что не будет исключением возврат к данной практике и после окончания кризиса.*

Кроме того для привода компрессора используется паропоршневой двигатель (водомёт) у которого роль поршня выполняет рабочая жидкость. А как известно, паровые машины малой мощности превосходят по своим характеристикам паротурбинные.

Четвертый и пятый, самые важные моменты.

По данной технологии основной «поставщик» низкопотенциальной энергии на отопление – это замерзающая вода. Так, при разовом промерзании котлована глубиной 2 м, количество выделяемой энергии фазового перехода составляет 668 ТДж/км². Если эту энергию равномерно использовать ТН в течение 150 суток на отопление, то установленная мощность «водяной топки» будет равна 51,5 МВт/км².

Это сопоставимо с плотностью энергии залежей угля в районах его добычи — 30 МВт/км², при этом коэффициент извлечения угля всего ≈ 25 %

Конечно, эти энергии различного потенциала и озвученные цифры должны быть приведены к одному знаменателю. При этом надо учитывать, что к потребителю; в виде теплоты «доходит» $\frac{1}{7}$ – $\frac{1}{10}$ часть энергии залежей угля, а при использовании энергии воды, возобновляемого источника, по предлагаемой технологии будет «доходить» $\frac{7}{10}$ – $\frac{9}{10}$ теплоты фазового перехода. Средняя плотность искусственной энергии, обусловленная хозяйственной деятельностью, равна всего 0,02 МВт/км², т.е. в 10000 раз меньше плотности солнечной энергии (200 МВт/км²). И только в отдельных местах земного шара этот показатель выше: в Японии – 2 МВт/км², в Рурском районе ФРГ – 20 МВт/км².

При удалении из помещения воздуха с температурой + 20 °С и относительной влажностью 60 % конденсация паров воды в воздуховоде котлована будет начинаться уже при + 12 °С (точка росы + 12 °С). И при дальнейшем охлаждении, например, до 0 °С будет конденсироваться непрерывно. Чем глубже охлаждение, тем больше конденсируется паров воды, тем глубже его осушение. Следовательно, при охлаждении воздуха в

воздуховоде, котлован будет аккумулировать теплоту, как за счет охлаждения воздуха, так и за счет конденсации паров воды.

Шестое — источники теплоты (котлован с водой и солнечный соляной пруд) расположены рядом. При этом расположенный между ними грунт — это по существу аккумулятор, который постоянно пополняется энергией, теряемой зданием через пол вниз.

Для данной системы теплоснабжения коэффициент использования установленной мощности ($K_{иум}$) близок к 100 %, т.к. летом пруд и котлован используются для выработки холода.

Такой $K_{иум}$ предложенной системы холодотеплоснабжения намного выше в сравнении с $K_{иум}$ ТЭЦ, особенно летом, когда потребность в теплоте минимальна, не говоря уже об обычных котельных. Зимой ночью $K_{иум}$ ТЭЦ также не высокий, поскольку потребность в электроэнергии меньше, чем днем.

Конкурентоспособность энергогенерирующего предприятия (производства) в целом, как и машиностроительного предприятия [15], представляет собой среднеарифметическое, или средневзвешенное, число конкурентоспособности отдельных видов энергии выпускаемых предприятием:

$$I_{\text{предпр}} = \left[\frac{(\sum_{j=1}^m J_{j/1} + \sum_{j=1}^m J_{j/2} + \dots + \sum_{j=1}^m J_{j/m})}{m} + \frac{(\sum_{k=1}^n J_{k/1} + \sum_{k=1}^n J_{k/2} + \dots + \sum_{k=1}^n J_{k/n})}{n} + \frac{(\sum_{p=1}^r J_{p/1} + \sum_{p=1}^r J_{p/2} + \dots + \sum_{p=1}^r J_{p/r})}{r} \right] / P,$$

где $I_{\text{предпр}}$ — конкурентоспособность предприятия (производства) относительно конкурентов; $J_{j/1}$ — относительная конкурентоспособность j -й продукции предприятия к продукции первого конкурента; m — количество конкурентов по j -й продукции; $J_{k/1}$ — относительная конкурентоспособность k -й продукции предприятия к продукции первого конкурента; n — количество конкурентов по k -й продукции; $J_{p/1}$ — относительная конкурентоспособность p -й продукции предприятия к продукции первого конкурента; r — количество видов продукции на данном предприятии; P — количество конкурентов.

Опираясь на это общее положение, рассмотрим работу системы холодотеплоснабжения, как обеспечивающей выработку холода и горячей воды в летний период и теплоты в зимний.

Экономическая эффективность предложенных систем напрямую зависит от показателя децентрализации потребителя энергии — чем удаленнее потребитель от основных магистралей или чем он менее доступен, например, из-за болот, речек, оврагов и т.д., и чем меньше энергопотребление, тем более выгодно освоение системы холодотеплоснабжения.

Однако, сравнительную экономическую оценку теплоснабжения от сжигания дров и солнечной энергии, очень трудно привести к одному знаменателю. Ведь экономические потери от вырубки леса выражаются в уменьшении продуцирования кислорода, поглощения вредных газов, насыщения воздуха фитонцидами и т.д. Лес дает 40 % кислорода земной атмосферы, а океан 60 %. Охранно-защитные и рекреационные функции лесов, само собой, разумеется, являются не перевозимыми.

Может быть использовано много методик и показателей оценки эффективности использования ВИЭ в сферах производства, быта, отдыха и т.д. Экономическая эффективность систем генерирования энергии обычно складывается из социального, экономического и экологического эффектов, или из социально-эколого-экономической эффективности и она будет рассмотрена в других статьях.

При выборе архитектуры рассмотренной системы теплоснабжения (в частности, источников низкопотенциальной теплоты) и оценке её энергетической эффективности учитывались климатические условия Омской области, приведенные ниже (таблицы 10 – 17) из литературы [16].

Таблица 10. Средняя суточная амплитуда температуры воздуха (Омск, степная) при ясном, полужасном и пасмурном небе и вне зависимости от состояния неба (по характеристике нижней облачности)

Состояние неба	Месяцы											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Ясно	8,0	10,2	12,5	12,9	16,1	16,6	15,8	15,8	16,5	14,0	9,1	7,8
Полужасно	9,5	10,1	10,7	10,5	14,2	14,0	13,0	12,8	12,5	9,8	9,1	9,4
Пасмурно	8,3	8,3	8,0	8,1	11,1	10,6	9,4	9,1	8,5	6,1	6,3	7,7
Вне зависимости от состояния неба	8,9	9,6	10,1	10,0	13,4	13,4	12,1	12,1	11,4	8,2	7,7	8,5

Таблица 11. Суточный ход температуры воздуха в г. Омске

Часы	Месяцы											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
1	-19,8	-19,0	-13,7	-1,3	6,6	12,2	14,2	12,2	7,7	0,1	-9,4	-16,8
2	-19,8	-19,3	-14,0	-1,6	6,1	11,6	13,7	11,7	7,3	-0,1	-9,6	-16,8
3	-19,9	-19,5	-14,2	-2,0	5,8	11,1	13,3	11,4	7,0	-0,4	-9,7	-16,8
4	-19,9	-19,6	-14,6	-2,3	5,4	10,9	13,1	11,1	6,7	-0,6	-9,8	-16,9
5	-20,0	-19,8	-14,8	-2,4	5,7	11,9	13,8	11,0	6,4	-0,8	-9,9	-16,9
6	-20,0	-19,9	-14,9	-2,2	7,0	13,5	15,4	12,1	6,3	-1,0	-9,9	-17,0
7	-20,1	-20,0	-15,0	-1,2	8,7	15,1	16,9	13,7	7,3	-0,9	-9,9	-17,0
8	-20,2	-19,9	-14,1	-0,1	10,1	16,5	18,2	15,3	8,7	-0,3	-9,9	-17,0
9	-20,0	-19,2	-12,9	1,3	11,6	17,8	19,5	16,9	10,4	0,8	-9,5	-16,9
10	-19,4	-18,2	-11,6	2,4	12,7	18,8	20,6	18,2	12,0	1,8	-8,9	-16,5
11	-18,7	-17,0	-10,4	3,3	13,5	19,7	21,4	19,1	13,3	2,8	-8,2	-16,1
12	-18,0	-16,1	-9,4	4,1	14,3	20,3	22,0	19,8	14,2	3,8	-7,6	-15,6
13	-17,5	-15,4	-8,6	4,7	14,9	20,9	22,4	20,3	14,8	4,4	-7,2	-15,3
14	-17,4	-15,0	-8,2	5,0	15,1	21,0	22,6	20,5	15,1	4,6	-7,0	-15,3
15	-17,6	-14,9	-8,0	5,2	15,3	21,1	22,6	20,6	15,2	4,6	-7,2	-15,6
16	-18,3	-15,2	-8,2	5,1	15,2	20,9	22,5	20,5	14,9	4,2	-7,7	-16,0
17	-18,8	-16,0	-8,7	4,7	14,8	20,7	22,2	20,0	14,3	3,3	-8,2	-16,3
18	-19,1	-16,7	-9,7	4,0	14,2	20,2	21,5	19,2	12,8	2,4	-8,5	-16,4
19	-19,2	-17,2	-10,6	2,8	13,2	19,3	20,5	17,6	11,3	1,8	-8,7	-16,5
20	-19,4	-17,6	-11,2	1,7	11,5	17,4	18,9	15,7	10,3	1,4	-8,9	-16,6
21	-19,6	-17,8	-11,7	1,2	10,0	15,8	17,3	14,5	9,5	1,0	-9,0	-16,6
22	-19,7	-18,0	-12,2	0,5	9,0	14,5	16,2	13,7	8,9	0,6	-9,2	-16,7
23	-19,8	-18,3	-12,6	-0,1	8,2	13,6	15,4	13,0	8,4	0,3	-9,3	-16,8
24	-19,8	-18,6	-13,1	-0,7	7,3	12,8	14,7	12,5	8,0	0,2	-9,4	-16,7
Средняя за 24 часа	-19,2	-17,8	-11,8	1,3	10,7	16,6	18,3	15,9	10,4	1,4	-8,9	-16,5
Суточная амплитуда	2,8	5,1	7,0	7,6	9,9	10,2	9,5	9,6	8,9	5,6	2,9	1,7

Таблица 12. Средняя месячная температура воздуха лесостепной зоны Омской области (при среднегодовой в г. Омске — +0,3 °С, Русской Поляне (Р. П.) — +0,4 °С)

Станция	Месяцы											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Омск	-19,4	-17,9	-11,0	1,0	11,3	16,8	19,4	16,5	11,0	1,9	-9,5	-16,5
Р. П.	-19,1	-18,5	-12,5	1,1	11,6	18,0	19,5	16,8	11,2	2,2	-8,9	-16,8

Таблица 13. Дата первого и последнего заморозка и продолжительность безморозного периода

Станция	Дата заморозка						Продолжительность безморозного периода (дни)		
	последнего			первого			сред-няя	наимень-шая	наиболь-шая
	сред-няя	самая ранняя	самая поздняя	сред-няя	самая ранняя	самая поздняя			
Омск	22 V	7 V	12 VI	14 IX	22 VIII	6 X	114	87	145
Черлак	16 V	20 IV	29 V	21 IX	5 IX	5 X	127	103	145

Таблица 14. Средние даты наступления, прекращения и продолжительность устойчивых морозов

Станция	Устойчивый мороз		
	наступление	прекращение	Продолжительность (дни)
Омск	10 XI	31 III	142
Черлак (54 ° с. ш.)	15 XI	31 III	137

Таблица 15. Средняя месячная, максимальная и минимальная температуры (°С) поверхности почвы Русской Поляны (Почва — чернозем)

Температура	Месяцы											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Средняя	-19	-18	-12	3	15	23	24	20	13	2	-8	-16
Сред. максим.	-13	-11	-2	15	34	42	44	38	29	12	-3	-11
Абс. максимум	4	6	19	47	55	64	65	56	50	34	18	4
Средн. миним.	-25	-25	-19	-6	2	10	12	10	4	-4	-13	-21
Абс. минимум	-45	-48	-44	-30	-16	-3	2	-4	-7	-28	-41	-46

Таблица 16. Средняя месячная и годовая температуры почвы (°С) по вытяжным термометрам

Глубина, м	Месяцы											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Омск, степная (почва — мелкий суглинок темно-серый)												
0,4	-5,5	-5,6	-4,2	0,4	7,0	12,7	16,1	15,7	11,7	5,6	0,0	-4,1
0,8	-1,8	-2,5	-2,2	-0,4	3,5	8,9	12,7	13,7	11,4	7,2	2,9	-0,3
1,6	0,9	0,3	-0,1	-0,1	0,9	4,9	8,8	10,7	10,3	8,1	5,1	2,4
3,2	4,0	3,0	2,4	2,0	1,9	2,8	4,8	6,6	7,6	7,7	6,7	5,3
Русская Поляна (почва — чернозем, с 0,35 м глина с примесью солонца и песка)												
0,4	-8,0	-7,9	-6,4	-0,7	8,4	14,2	17,5	17,0	13,4	6,5	0,3	-4,1
0,8	-4,9	-5,6	-4,9	-0,7	5,1	10,5	14,5	15,2	12,9	7,8	2,6	-1,7
1,6	-0,5	-2,1	-2,6	-1,3	0,9	5,0	9,6	11,7	11,5	9,0	5,5	-2,1
3,2	3,6	2,4	1,6	1,0	1,0	2,0	4,5	6,5	7,9	8,0	7,0	5,4

Таблица 17. Средняя, наибольшая и наименьшая глубина проникновения температуры 0 °С в почву (см) (под естественным покровом)

Глубина проникновения	X	XI	XII	I	II	III	IV	V	VI
Омск, степная									
Средняя	•	67	107	138	158	171	172	121	•
Наибольшая	26	105	144	160	190	212	212	220	200
Наименьшая	0	0	76	105	120	133	130	0	0
Черлак									
Средняя	•	78	121	145	152	154	148	0	
Примечание. Глубины наблюдения: 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,2; 1,6 и 2,4 м. Нуль (0) обозначает, что температура 0 °С в почве не достигает глубины самого близкого к поверхности термометра. Точка (•) обозначает, что в данном месяце более чем в 50 % лет температура 0 °С в почве не достигает глубины самого близкого к поверхности термометра									

Список литературы

1. Гашо Е.Г. Три порога энергоэффективности / Е.Г. Гашо // Энергия Экономика Техника Экология. 2009. № 3. С. 16 – 20.
2. Паршуков Н.П. Источники и системы теплоснабжения города / Н.П. Паршуков, В.М. Лебедев. Омск, Омская областная типография. 1999. 168 с.
3. Кузнецов П.А. Организационная надежность управления ресурсным обеспечением при переустройстве аварийных объектов /П.А. Кузнецов, С.П. Олейник, П.А. Захаров // Жилищное строительство. 2006. № 1. С. 5 – 6.
4. Гершкович В.Ф. Альтернативное теплоснабжение жилых домов Использование теплового потенциала речной воды на о Хортица / В.Ф. Гершкович // Энергосбережение. 2009. № 3. С. 28 – 33.
5. Накоряков В.Е. Оценка экологической эффективности теплоисточников малой мощности / В.Е. Накоряков, С.Л. Елистратов // Промышленная энергетика. 2009. № 2. С. 44 – 51.
6. Гертис К. Здания XXI века — здания с нулевым потреблением энергии / К. Гертис // Оборудование Разработки Технологии. 2010. № 1 – 3. С. 45 – 46.
7. Горбунов А.В. Энергопассивные дома / А.В. Горбунов // Оборудование Разработки Технологии. 2010. № 1 – 3. С. 50 – 51.
8. Харченко Н.В. Индивидуальные солнечные установки / Н.В. Харченко. М.: Энергоиздат, 1991. с.208.
9. Ефимов С.С. Фазовый состав сорбционной влаги при отрицательных температурах / С.С. Ефимов // В кн.: Математическое моделирование и экспериментальное исследование процесса тепло-массопереноса. Якутск, изд. Якутского филиала СО АН СССР, 1979, С. 97 – 99.
10. Васильев Г.П. Применение ГТСТ в России / Г.П. Васильев // Энергия Экономика Техника Экология. 2009. № 7. С. 22 – 29.
11. Мааке В. Учебник по холодильной технике / В. Мааке, Г.-Ю. Эккерт, Ж.-Л. Кошпен. М.: Издательство Московского университета. 1998. 1142 с.
12. Методические вопросы развития энергетики сельских районов / Х.З. Барабанер, В.М. Никитин, Т.И. Клокова и др. Иркутск, СЭИ, 1989. 260 с.
13. Осадчий Г.Б. Солнечная энергия, её производные и технологии их использования (Введение в энергетику ВИЭ) / Г.Б. Осадчий. Омск: ИПК Макшеевой Е.А., 2010. 572 с.
14. Мартынов А.В. Установки для трансформации тепла и охлаждения / А.В. Мартынов. М.: Энергоатомиздат, 1989. 200 с. 146.

15. Воронов А.А. К оценке уровня конкурентоспособности машиностроительных предприятий / А.А. Воронов // Машиностроитель. 2000. № 12. С. 27 – 29. 147.

16. Справочник по климату СССР выпуск 17, часть II. Л.: Гидрометеиздат, 1965. 276 с.

Автор: Осадчий Геннадий Борисович, автор 140 изобретений СССР

E-mail: genboosad@mail.ru

Адрес для писем: 644053, Омск-53, ул. Магистральная, 60, кв. 17.