

## ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЕ ПРОМЫШЛЕННОЙ ТЕПЛИЦЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕПЛООВОГО НАСОСА С ГАЗОВЫМ ПРИВОДОМ, часть I

Шит М.Л., Иойшер А.М., Шит Б.М. (Институт Энергетики АН Молдовы),  
Дорошенко А.В., Чебан Д.Н. (*Учебно-научный институт холода, криотехнологий и  
экоэнергетики Одесской национальной академии пищевых технологий*)

**Аннотация.** Целью работы является разработка рациональных схем энергоснабжения промышленной теплицы, предназначенной для круглогодичного выращивания растений, требующих при выращивании круглогодичного поддержания строго заданной температуры и влажности внутри теплицы. Рассмотрены комплексы "тепловой насос "воздух-вода" с газовым приводом компрессора", – электрогенератор» (для работы в отопительный период) а также «тепловой насос "воздух-вода" с газовым приводом компрессора, - электрогенератор - адсорбционно-испарительная холодильная машина», которые работают в межсезонный период. Разработанная система вырабатывает одновременно как теплоту и электроэнергию (в отопительный период), так и холод и электроэнергию (в остальное время года). Проведен сопоставительный анализ охлаждения теплицы водяной и воздушной системами охлаждения. Показано, что предложенные структуры обладают высокой эффективностью по сравнению с традиционными схемами (котельная - холодильная машина).

**Ключевые слова:** Тепловой насос, промышленная теплица, энергоснабжение, диоксид углерода, управление.

### ALIMENTARE CU ENERGIE A SEREI INDUSTRIALE CU UTILIZARE A POMPEI DE CĂLDURĂ CU ACȚIONARUL DE GAZ , partea I

Șit M.L., Ioîșer A.M., Șit B.M. (*Institutul de Energetică al AȘM*),  
Doroșenko A.V., Ceban D.N.

(*Institutul de Învățământ și de Cercetări de Refrigerare, Criotehnologii și Ecoenergetică al Academiei Naționale de Tehnologii Alimentare din Odesa*)

**Rezumat.** Scopul lucrării constă în elaborarea schemelor raționale de alimentare cu energie termice și cu frig a serei industriale. Serea este destinată pentru creșterea plantelor pe tot parcursul anului și necesită întreținerea regimului termic și de umiditate stringent. Pentru asigurarea cu energie sunt investigate următoarele ansambluri cu cogenerare: "pompa de căldură tip "aer-apă" cu acționar cu gaz – generator electric" (pentru perioadă de încălzire), "mașină frigorifică" cu acționar cu gaz – generator electric – mașină frigorifică cu adsorbție-evaporativă" pentru funcționare în perioadă de intersezon. Sistemul propus produce energie termică și electrică în perioadă de încălzire și frig și energie electrică în perioadă intersezon. Este efectuată analiză comparativă a răcirii a serei cu sistemele de răcire cu apă și cu aer. Ansamblurile propuse are eficiență înaltă comparativ cu schemele tradiționale (centrală termică - mașină frigorifică).

**Cuvinte-cheie:** Pompele de căldură cu acționar gazos, răcire evaporativă și adsorbantă, sistemele de încălzire, climatizare.

### ENERGY SUPPLY OF COMMERTIAL GREENHOUSE WITH THE GAS DRIVEN HEAT PUMP

Șit M.L., Ioisher A.M., Șit B.M., part I  
Institute of Power Engineering of the Academy of Sciences of Moldova  
Doroshenko A.V., Cheban D.N.

Educational and Research Institute of Refrigeration, Criotehnology and Eco-Energetics  
Odessa National Academy of Food Technologies

**Abstract.** The aim of the work is to develop energy efficient schemes of industrial greenhouse designed for year-round production of plants that requires year-round maintenance of strongly prescribed temperature and humidity inside the greenhouse. The complex "gas driven "water-air" heat pump – electric generator" (for use during the heating season) as well as the "gas driven heat pump "water-air" – electric generator – desiccant - evaporative chiller" which work in the off-season. The developed system produces heat and electricity (during the heating season) as well as cold and electricity (the rest of the year). Comparative analyses of greenhouse cooling by water and air cooling systems have been performed. Proposed structures have a high efficiency as compared with conventional circuits (boiler - chiller).

**Keywords:** Gas driven heat pump, cogeneration, evaporative cooling, porous ceramics, combined refrigeration system.

Оглавление

Условные обозначения.....	65
1. Введение (технология теплиц, энергоснабжение теплиц, кондиционирование воздуха в теплицах, применение тепловых насосов разных типов).....	66
2. Описание системы энергоснабжения .....	67
3. Схемы поддержания микроклимата в теплый период года .....	71
Выводы .....	76
Литература .....	76

Условные обозначения

$T_H$	температура горячего потока на выходе из теплообменника, °C ;
$T_C$	температура молока на выходе из теплообменника, °C ;
$c_H$	удельная теплоемкость горячего потока, (кДж/кг · °C);
$c_C$	удельная теплоемкость холодного потока, (кДж/кг · °C);
$m_H$	масса горячего потока в теплообменнике, кг;
$m_C$	масса холодного потока в теплообменнике, кг;
$F_H$	массовый расход горячей жидкости, жидкости, кг/с ;
$F_C$	массовый расход холодной жидкости, жидкости, кг/с ;
$k$	коэффициент теплопередачи, Вт/м · °C ;
$A$	Площадь поверхности теплообмена, м <sup>2</sup> ;
$t_{mu}$	средняя температура нагревательного прибора, °C;
$t_{mu0}$	то же, при расчетном значении температуры наружного воздуха для проектирования отопления, °C;
$m$	изменяющаяся часть показателя степени, определяемая при испытаниях нагревательных приборов;
$t, t_0$	промежуточное и расчетное для проектирования отопления значения температуры наружного воздуха, °C;
$t_j$	Температура нагреваемого воздуха в теплице °C;
$t_{ext}$	Температура наружного воздуха;
$w$	Скорость ветра;
$I$	Теплота от солнечной радиации;
$N_{Gmax}$	Мощность газоохладителя ТН при низшей расчетной температуре наружного воздуха;
$COP_{min}$	Значение COP ТН при низшей расчетной температуре наружного воздуха;
$\eta_{mmin}$	Наименьшее значение КПД двигателя;
$N_{MD}$	Эффективная мощность двигателя (ГПУ);
$k$	Коэффициент запаса;
Подстрочные индексы в формулах и на рисунках обозначают: Н, С – холодный и горячий поток, 0 – исходный стационарный режим, М – перемешивание, МН – перемешивание горячего потока, МС – перемешивание холодного потока, ГД – газовый двигатель, ТН – тепловой насос, ТНУ - теплонасосная установка, ХМ – холодильная машина, COP – коэффициент тепловой эффективности, АИХМ – адсорбционно-испарительная холодильная машина, ДВС – двигатель внутреннего сгорания, ГПУ – газопоршневая установка.	

## **1. Введение (технология теплиц, энергоснабжение теплиц, кондиционирование воздуха в теплицах, применение тепловых насосов разных типов)**

Известно применение когенерационных установок в теплицах (см. например, <http://www.esist.ru/technology/greenhouse/>), <http://www.energocentre.com/page.php?id=390>. В упомянутом источнике информации система осуществляет работу по следующей схеме: когенерационная установка вырабатывает электроэнергию и утилизирует тепло систем смазки и охлаждения. Параллельно с этим происходит выброс продуктов горения. Эти продукты проходят специальный процесс очистки, затем охлаждаются в обычном теплообменнике до допустимой температуры (примерно 50 °С). С помощью специальных лопастных турбовентиляторов они смешиваются с воздухом в теплице, а также доставляются непосредственно к основаниям растений.

Одним из первых вопросов, возникающих при отоплении теплицы, является выбор топлива. Верный ответ зависит от цены топлива, удобства от использования и доступности топлива (<http://www.extension.org/pages/30411/fuels-and-alternate-heat-sources-for-commercial-greenhouses#.UgpEnW2-iKI>). Одни топлива имеют большую теплотворную способность на единицу стоимости, а другие обладают большей эффективностью при применении в энергоиспользующих устройствах. В странах СНГ наиболее доступным топливом является природный газ, хотя начинают использоваться альтернативные виды топлив. В работе рассматривается система энергоснабжения, использующая тепловой насос "воздух - вода" и природный газ, в качестве топлива для машины, используемой для привода компрессора. Один из вариантов использования когенерации в теплицах описан в [16]. Тепловой насос с газовым приводом и параллельной работой генератора и компрессора описан в [33]. ТН с электрическим приводом компрессора нашли широкое применение в системах отопления зданий. ТН с газовым приводом, как отмечено в [8] практически эквивалентны ТН с ЭП по такому показателю, как использование первичной энергии топлива и выбросам CO<sub>2</sub> в условиях умеренного средневропейского климата.

Как показано в [5], не существует существенной разницы для получения заданной температуры в теплице при грамотном расположении воздухопроводов и трубных регистров в теплице в зависимости от вида выращиваемых растений, хотя использование водяной системы в ряде случаев позволяет лучше регулировать влажность воздуха в теплице.

Применение тепловых насосов с газовым приводом является одним из новых направлений в разработке тепловых насосов. Как показывает анализ, коэффициент использования газа является наиболее высоким для этих типов ТН. В работе [1] предложена схема охлаждения помещения холодной водой, получаемой от абсорбционных ХМ или от пароконденсационных ХМ. С целью снижения перегрузок в электрических сетях предлагается использовать ХМ и ТН с газовым приводом. Обзор предлагаемых решений приведен также в [1]. В работе [2] показано, что использование таких систем в супермаркете окупается за 4,2 года.

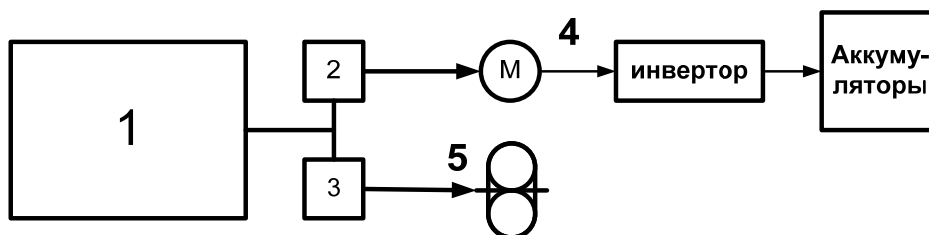
В работе [3] предложена схема, в которой конденсатор теплового насоса по водяной линии включен последовательно с контуром охлаждения рубашки и контуром утилизации теплоты от дымовых газов двигателя. Эта схема предложена авторами для отопления здания. Как показывает анализ, такая схема обладает низким COP теплового насоса и не обеспечивает требуемого диапазона регулирования подачи теплоты по графику качественного регулирования системы отопления теплицы, когда диапазон регулирования расхода теплоты составляет около 3,6. Диапазон регулирования мощности газового двигателя составляет не более 3 при условии поддержания высокого КПД. В данной работе рассматривается тепловой насос и холодильная машина на экологически чистом хладагенте - диоксиде углерода.

## 2. Описание системы энергоснабжения

При отоплении теплицы необходимо использовать количественно-качественный график отопления. Он может быть реализован как с помощью регулирования температуры газоохладителя и с помощью регулирования производительности компрессора, см.

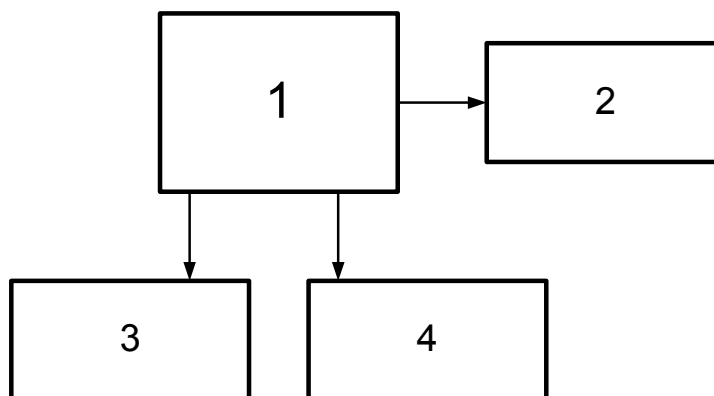
(<http://www.gosthelp.ru/text/Metodicheskierekomendacii232.html>). Также предлагается выполнить схему связи ГД с ТН с использованием дополнительного генератора, нагруженного на аккумулятор и подключаемого к ГД с целью работы ГД при максимальном КПД. Генератор включается в работу при малых тепловых нагрузках ТН. При этом необходимо максимально использовать возможности утилизации теплоты ГД для повышения COP ТН и получения максимального экономического эффекта.

Схема связи двигателя с нагрузкой приведена на рис. 2.1. Особенностью системы является то, что ПТУ (ДВС) всегда работает при загрузке в диапазоне 80-100% с целью эксплуатации при максимальном КПД. Основным требованием к энергосистеме является обеспечение возможности работы генератора при максимальной его загрузке [17, 33]. При этом задача системы управления таким комплексом заключается в поддержании баланса между мощностью генератора, степенью заряда аккумуляторных батарей и уровнем потребления электрической энергии.



**Рис. 2.1.** Схема механической связи двигателя с нагрузкой

1 – Газовый привод, 2,3 – редукторы (управляемые вариаторы и т.п.), 4 – генератор, 5 – компрессор



**Рис.2.2.** Схема тепловой связи двигателя с ТН и ХМ

1 – Газовый привод, 2 – испаритель и теплообменник теплового насоса (при работе в отопительный период),  
 3 – адсорбционно-испарительная ХМ, 4 – газоохладитель теплового насоса (для работы в межсезонный период)

В [12] рассмотрен ряд схем использования ГПУ для привода компрессора ХМ, в том, числе, когда используется передача мощности параллельно на компрессор и на дополнительный электрогенератор.

На рис. 2.2. приведена тепловая схема связи газового привода с ТН и ХМ. Максимальную мощность ГПУ (ДВС) вычисляем по формуле:

$$N_{MD} = \frac{N_{GMax}}{COP_{min} \cdot \eta_{min}} \cdot k. \quad (1.1)$$

Минимально потребляемая компрессором теплового насоса мощность от двигателя составляет:

$$N_{Min} = \frac{N_{GMin}}{COP_{max} \cdot \eta_{max}}. \quad (1.2)$$

Здесь индексы соответствуют минимальной тепловой мощности газоохладителя, максимальному КПД двигателя, максимальному COP теплового насоса для отопительного режима работы. При этом на генератор поступает мощность  $N_G$ , равная,

$$N_G = N_{MD} - N_{Min}. \quad (1.3)$$

Теплота, образующаяся при работе двигателя, отбирается из контура охлаждения и от отработавших газов и испарителю теплового насоса (поз.11, см. рис.2.3).

Применение двухступенчатых компрессоров, с промежуточным охладителем позволяет значительно повысить COP ТН [10,11]. Для таких схем рационально использование тепловых аккумуляторов.

При работе теплового насоса в "межсезонный период" мощность теплового насоса определяется уже холодильной нагрузкой испарителя ТН, работающего уже в режиме холодильной машины. Если оказывается, что холодильная нагрузка испарителя в этот период больше, чем максимальный перепад энтальпий на испарителе ТН, работающего в зимний период, то возникает потребность в использовании "бросовой" теплоты от дымовых газов и контура охлаждения двигателя в адсорбционно-испарительной холодильной машине (см. раздел 3). В переходный период возможны режимы работы, когда комплекс работает как с генератором, так и без него (в пики потребления холода).

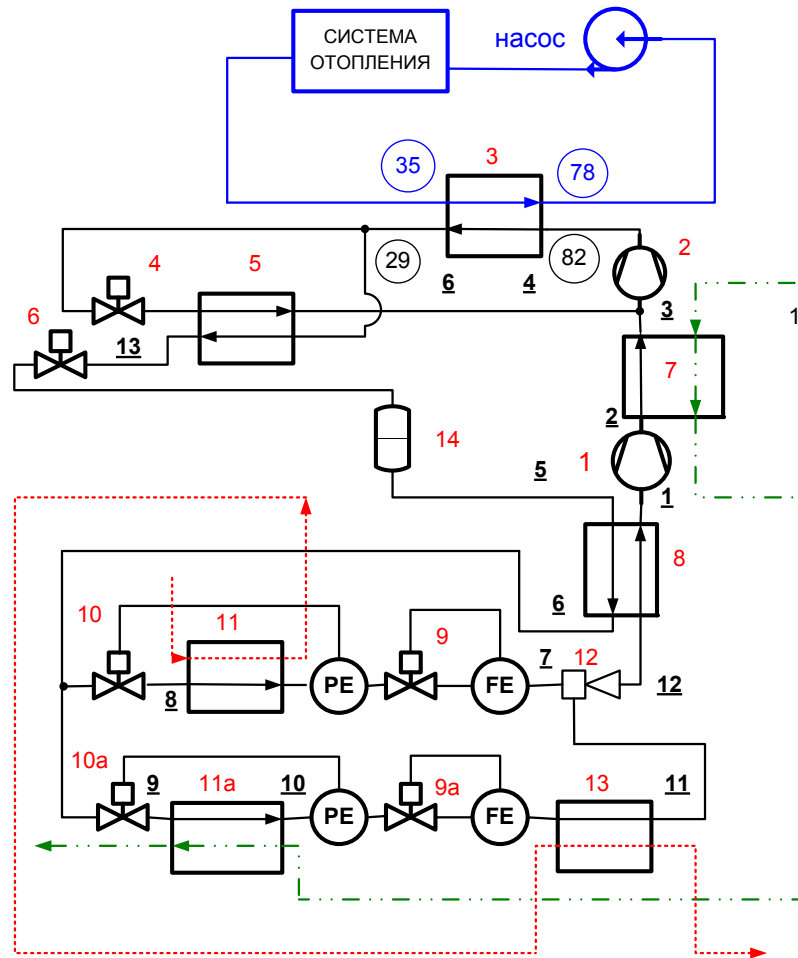
В этих ТН промежуточное охлаждение может быть обеспечено за счет применения теплообменника "воздух - хладагент". Известно также применение ТН с несколькими испарителями и эжектором [14-16].

В работе [11] предложен ряд схем двухступенчатых ТН. Для целей отопления и кондиционирования воздуха наиболее рациональна схема, которую авторы называют «расщепленным циклом» с двумя регулирующими клапанами и двухступенчатым компрессором.

$$G_{11} (\Delta h_{11} + \Delta h_{11ej}) + G_{11a} (\Delta h_{11a} + \Delta h_{ej2}) = (G_{11} + G_{11a}) \cdot \Delta h_{\Sigma} \quad (1.4)$$

$$G_{11a} = G_{11} \frac{\Delta h_{\Sigma} - \Delta h_{11} - \Delta h_{11ej}}{\Delta h_{11a} + \Delta h_{ej2} - \Delta h_{\Sigma}}. \quad (1.5)$$

$G_{11a}$  – расход хладагента через испаритель, на который подается окружающий воздух. через этот испаритель регулируется расход воздуха, с целью получения заданного перегрева хладагента.



**Рис.2.3. Тепловой насос с двумя одноступенчатыми компрессорами и системой утилизации теплоты ГПУ**

1,2 - компрессор (привод на схеме не показан), 3 – газоохладитель, 4 – регулирующий клапан, 5 – рекуперативный теплообменник, 6 – регулирующий клапан давления второй ступени компрессора, 7 – теплообменник охлаждения газа после первой ступени компрессора, 8 – рекуперативный теплообменник, 9, 9а – регулирующие клапаны расхода хладагента через испарители, 10, 10а – регуляторы перегрева пара после испарителя, 11, 11а – испарители, 12 – эжектор, 13 – теплообменник подогрева газа после испарителя, 14 - ресивер - отделитель жидкости. Красным цветом обозначены трассы горячего теплоносителя от ДВС, зеленым – наружный воздух, синим цветом обозначена система отопления. Числа красного цвета – обозначения аппаратов, числа со знаком подчеркивания – номера точек на схеме термодинамического цикла.

PROBLEMELE ENERGETICII REGIONALE 2(22) 2013  
 TERMOENERGETICĂ

Зависимость ЭНТАЛЬПИИ от давления

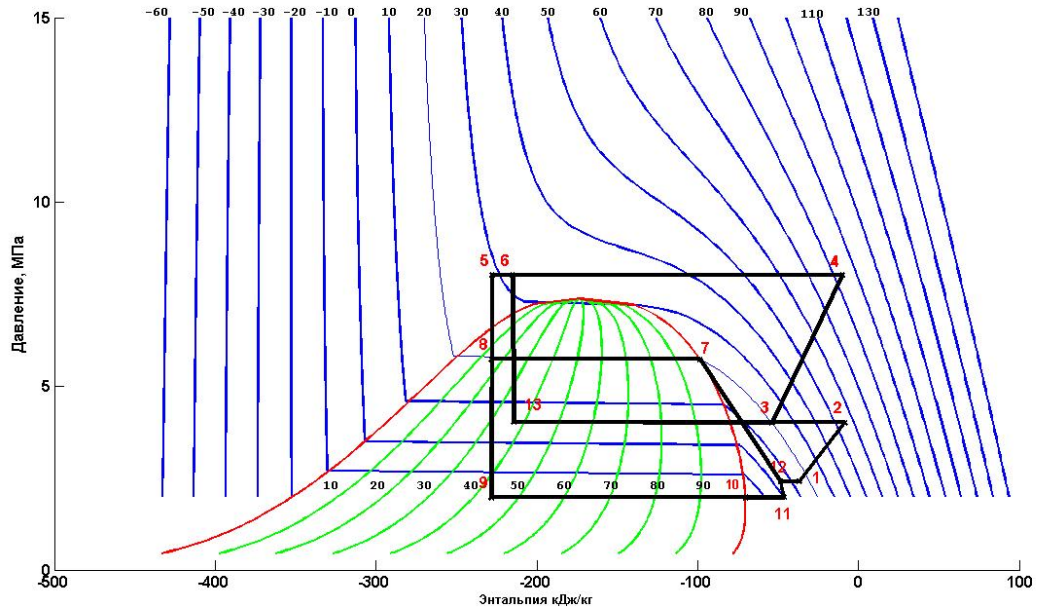


Рис.2.4 Термодинамический цикл ТНУ при температуре воздуха минус 16°C

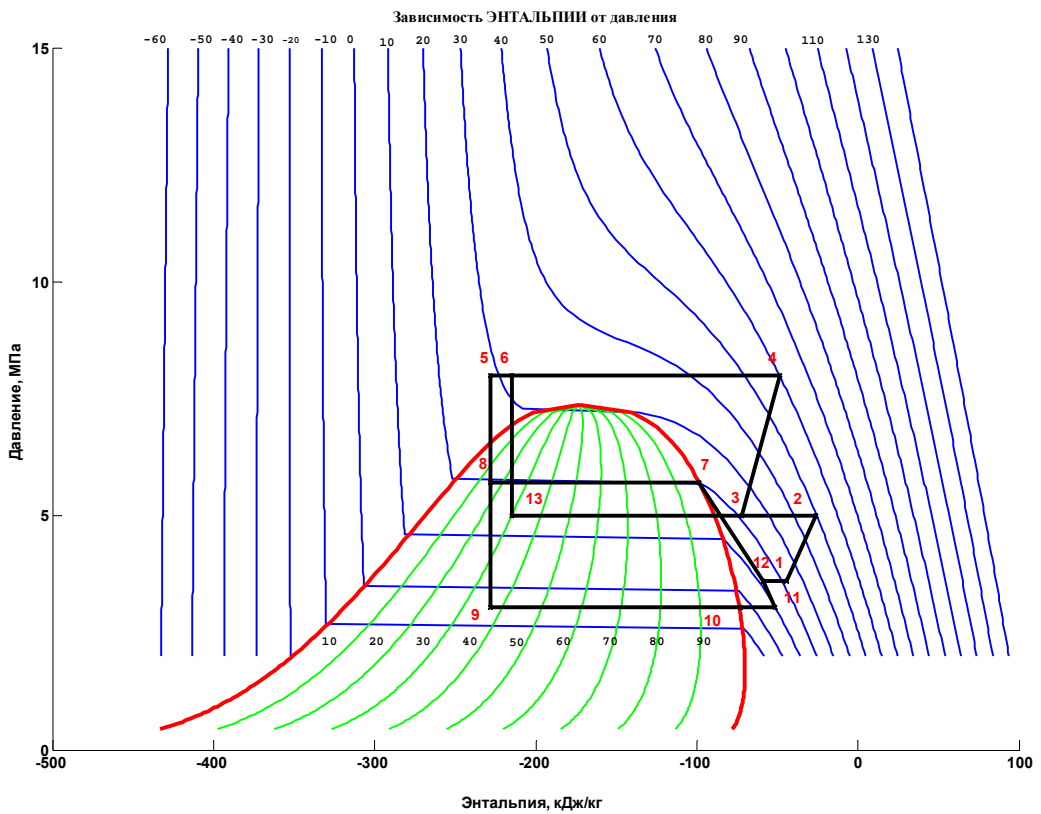
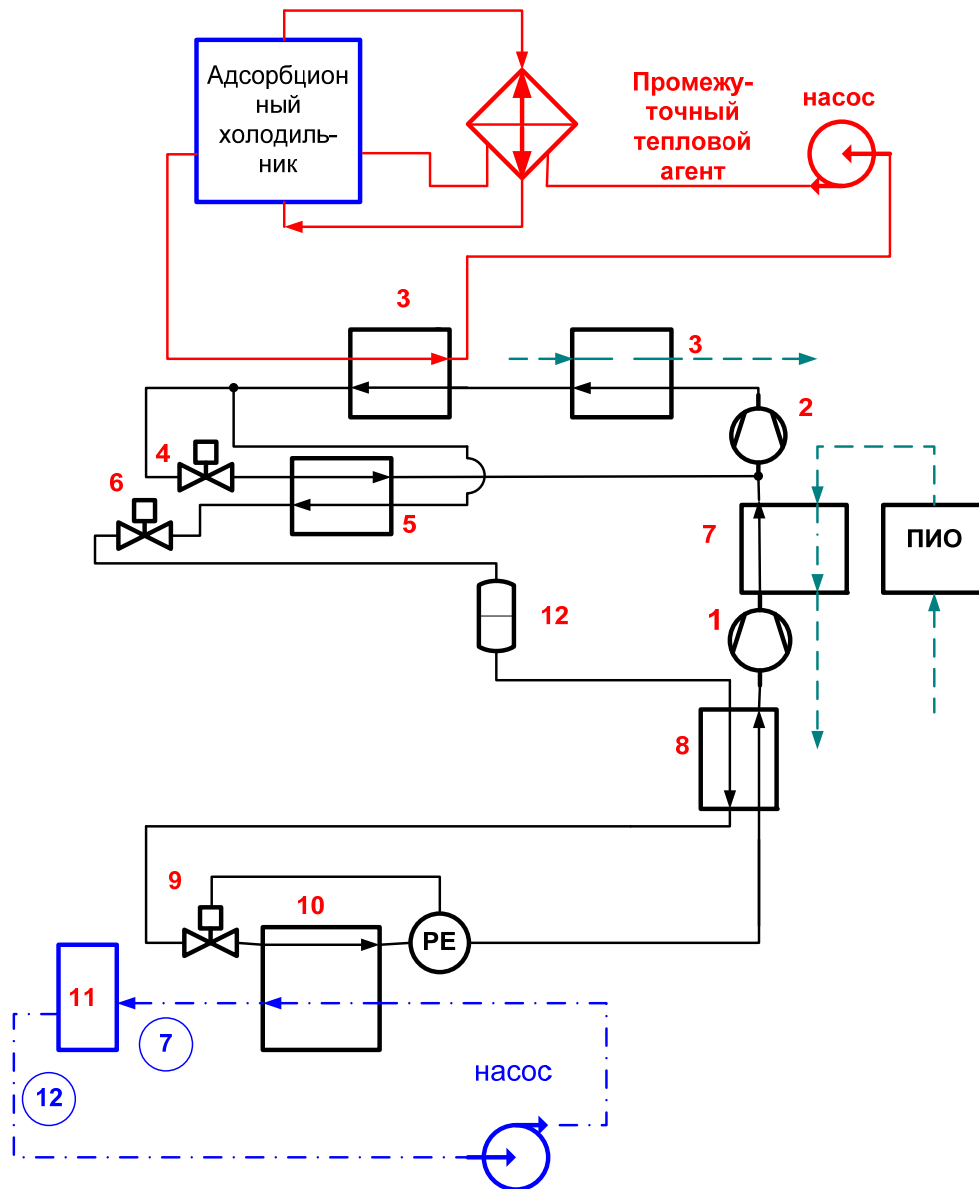


Рис.2.5. Термодинамический цикл ТНУ при температуре воздуха минус 1°C

Как показывает расчет, COP цикла (рис. 2.4) составляет 2,8 (температура наружного воздуха минус 16°C), а COP цикла (рис. 2.5) составляет 4,0 (среднегодовое значение для г. Кишинева).

### 3. Схемы поддержания микроклимата в теплый период года

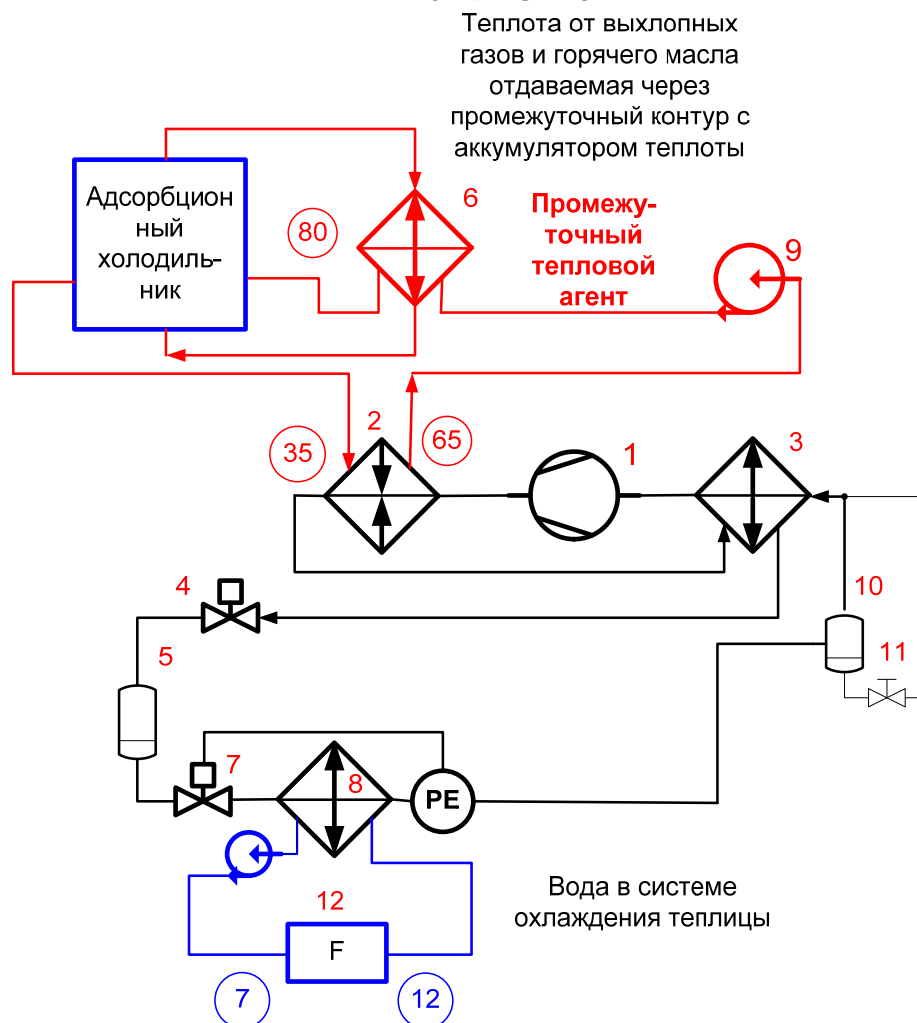
Одним из решений проблем энергоэффективности в системах кондиционирования воздуха является использование природного испарительного охлаждения. В данном разделе представлены два различных варианта систем кондиционирования воздуха (СКВ), основанных на использовании испарительного охлаждения. Первая СКВ представляет собой автономный вариант испарительного охладителя прямого типа и двух- или одноступенчатую парокомпрессионную холодильную машину (ХМ, рис.3.1., рис.3.2.), (система чиллер – фанкойлы). Вторая СКВ – адсорбционно-испарительная ХМ (АИХМ).



**Рис.3.1.** Схема кондиционирования микроклимата теплицы (вариант 2-х ступенчатого компрессора)

1,2 – компрессор, 3 – газоохладитель (воздушная и жидкостная части), 4 – регулирующий клапан, 5,8 – рекуперативные теплообменники, 6 – регулирующий клапан давления первой ступени компрессора, 7 – теплообменник – охладитель газа перед второй ступенью компрессора, 9 – регулятор давления испарителя, 10 – испаритель, 11 – фанкойл, ПИО – прямой испарительный охладитель.





**Рис.3.2.** Схема кондиционирования теплицы (вариант одноступенчатого компрессора)  
1 – компрессор, 2 – водяной конденсатор, 3, 6 - теплообменник, 4 - регулирующий клапан, 5, 10 – отделители жидкой фазы, 7 – клапан перепада давления, 8 – испаритель, 9 – насос циркуляционный, 11 – регулирующий клапан, 12 – фанкойлы.

Газоохладитель, поз.3. рис.3.1., состоит из воздушного газоохладителя и жидкостного. В схеме рис. 3.1 синей (штрихпунктирной) линией обозначена вода, которая циркулирует по замкнутому контуру, а зеленой (пунктирной) - воздух. Поддержание температурного режима аппарата, поз.7, может обеспечиваться как посредством ПИО, так и воздушным охлаждением (в зависимости от температуры окружающего воздуха), а аппарата 3, воздушным и жидкостным охлаждением (в зависимости от холодильной нагрузки и температуры наружного воздуха) или только воздушным охлаждением.

При охлаждении воздуха теплицы холодильная машина охлаждает водопроводную воду при температуре испарителя  $t_{ev} = 5^{\circ}C$ . Вода циркулирует по трубопроводам системы отопления теплицы.

Как было показано в [11] COP цикла (рис.3.1) при температуре испарителя  $4^{\circ}C$  и температуре наружного воздуха от  $24^{\circ}C$  до  $35^{\circ}C$  изменяется от 4,5 до 2,4. Схема, рис.3.2, может использоваться в режиме, когда охлаждение теплицы осуществляется как водяной системой охлаждения, так и воздушной системой охлаждения.

Рассмотрим случай, когда тепличным растениям требуются определенные температурный и влажностный режимы: требуемое значение температуры воздуха в теплице  $18 \pm 2^{\circ}C$  при значении относительной влажности  $80 \pm 5\%$ , то для поддержания данных параметров воздуха и энергосбережения предлагается использовать комбинированную систему: автономную систему адиабатического прямого

испарительного охлаждения воздуха (ПИО) и систему «чиллер – фанкойлы» (рис. 3.2). ПИО реализуется путем распыления воды в воздухе в виде тонкого монодисперсного аэрозоля по всей площади теплицы.

На диаграмме влажного воздуха  $h-x$  (рис.3.4) изображены процессы обработки воздуха. Точечными линиями показана зона оптимальных параметров воздуха для теплицы. Начальные параметры наружного воздуха даны для города Кишинева  $t=30,2^{\circ}\text{C}$ ,  $h=59,5\text{кДж/кг}$  (приложение 1 СНиП 2.04.05-91\*). Воздух в теплице увлажняется с помощью системы туманообразования и доохлаждается с помощью ПКХМ. Реальный процесс охлаждения воздуха в теплице показан пунктирной линией (процесс  $a - c$ ). Преимущество такой комбинированной системы – это меньшие капитальные затраты по сравнению с АИХМ. Недостатком является наиболее высокое потребление энергоресурсов.

Из диаграммы влажного воздуха  $h-x$  (рис.3.4) видно, что применяя только ПИО, поддерживать комфортные параметры воздуха не представляется возможным. Для дальнейшего доохлаждения воздуха до температуры  $18^{\circ}\text{C}$  используются парокомперсионная холодильная машина (ПКХМ) с доводчиками – фанкойлами. Для экономии энергоресурсов нами предлагается утилизация теплоты конденсации и теплоты выбросных газов с дальнейшим использованием в адсорбционной ХМ (рис. 3.2).

Данная СКВ обеспечивает снижение энергозатрат на привод ПКХМ в среднем на 12-14% по сравнению с ПКХМ [31].

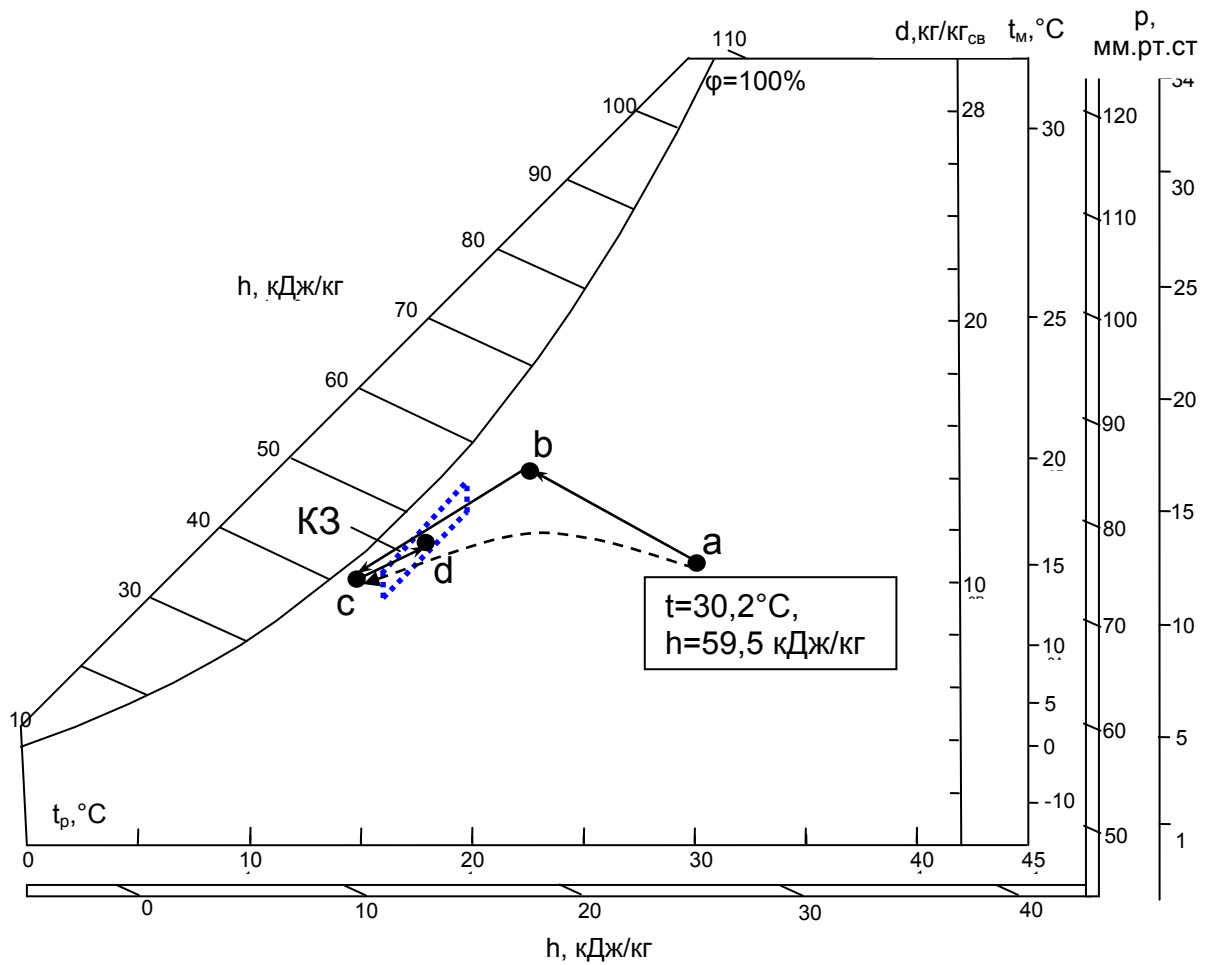
На рис.3.4 изображена комбинированная система АИХМ. Данная СКВ в теплый период года работает следующим образом: наружный воздух поступает в установку, осушается и нагревается без изменения теплосодержания (процесс  $a - b$  на рис.3.3). Далее осушенный воздух охлаждается в непрямом испарительном охладителе 6 (НИО) без изменения влагосодержания ( $b - c$ ). Затем доохлаждается в испарителе 7 ПКХМ ( $c - d$ ). В ПИО 5 воздушный поток увлажняется и охлаждается ( $d - e$ ). Обработанный воздух подается в теплицу, где происходит процесс ассимиляции тепло и влагоизбытков ( $e - f$ ). Отработанный вытяжной воздушный поток (вспомогательный) возвращается в НИО 6 и нагревается ( $f - g$ ), чтобы не обдувать конденсатор (КД) 4 ХМ горячим сухим воздухом, используем ПИО 5 ( $g - h$ ).

Это позволяет уменьшить нагрузку на конденсатор холодильной машины, снижая температуру конденсации, что в свою очередь позволяет применять комбинированные системы таких типов в любых климатических условиях. Для регенерации сорбента ( $k - m$ ) воздушный поток в первой ступени нагревается в КД 4, а затем в теплообменнике 3, который использует тепло выбросных газов от ДВС ( $h - i - k$ ).

Это является принципиальной новизной предлагаемой комбинированной системы от аналогичных АИХМ, которые используют электрообогрев, что нерационально с точки зрения энергоэффективности [22]. АИХМ оказывается полностью замкнутой по потребляемой воде при определенных параметрах наружного воздуха, поскольку затраты воды в ступени испарительного охлаждения могут быть полностью компенсированы конденсатом из испарителя 7 холодильной машины.

Пунктирной линией показана подпитка испарительного контура (рис.3.4). На основе выполненного аналитического обзора исследований последних лет в мире [28,29], а также опыта накопленного в ОГАХ по использованию испарительных охладителей [26,27], выбрано, в качестве основного направления повышения эффективности испарительного охлаждения, использование в АИХМ керамических блоков с многоканальной пористой структурой.

Переход на капиллярно-пористые материалы обеспечивает в аппаратах традиционного пленочного типа: снижение каплеуноса, уменьшение аэродинамического сопротивления для воздушного потока за счет отсутствия жидкостной пленки и максимально приближает смоченную поверхность насадки к ее конструктивной основе [32].



**Рис.3.3.** Процессы изменения состояния воздуха в комбинированной системе ПИО-ХМ  
 а – b процесс адиабатического увлажнения воздушного потока (реализуется благодаря системе туманообразования), b – c процесс охлаждения воздуха, который реализуется в системе ПКХМ – фанкойлы, c – d процесс ассимиляции теплоизбытков в теплице,  
 а – c реальный процесс охлаждения воздуха в теплице (процесс показан пунктирной линией).  
 Точечными линиями показана зона оптимальных параметров воздуха для теплицы (КЗ)

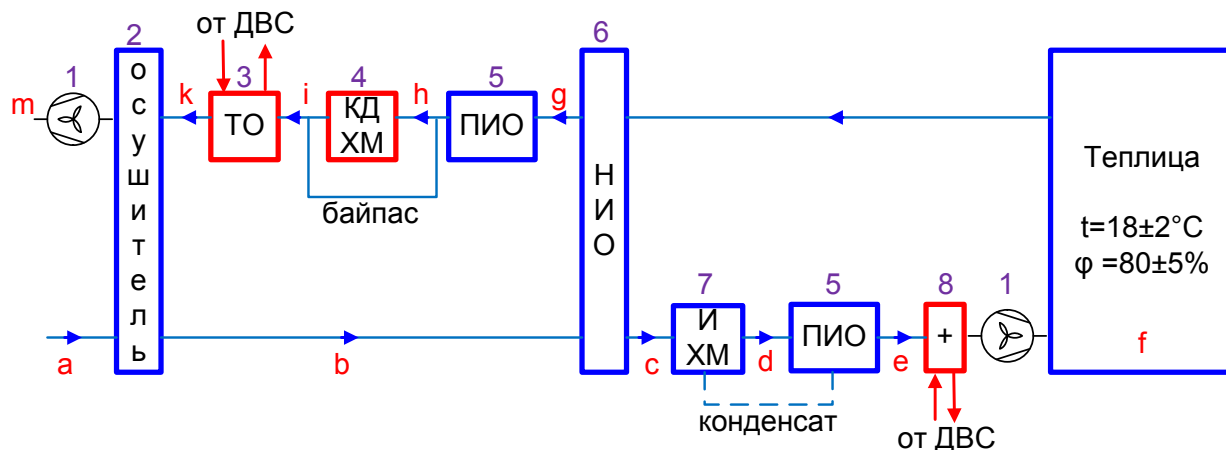


Рис.3.4. Схема АИХМ.

1 - Вентилятор, 2 – осушитель воздуха, 3 – теплообменник, 4 – конденсатор ХМ, 5 – испарительный охладитель прямого типа (ПИО), 6 – испарительный охладитель непрямого типа, 7 – испаритель ХМ, 8 – калорифер (используется в холодный период года)

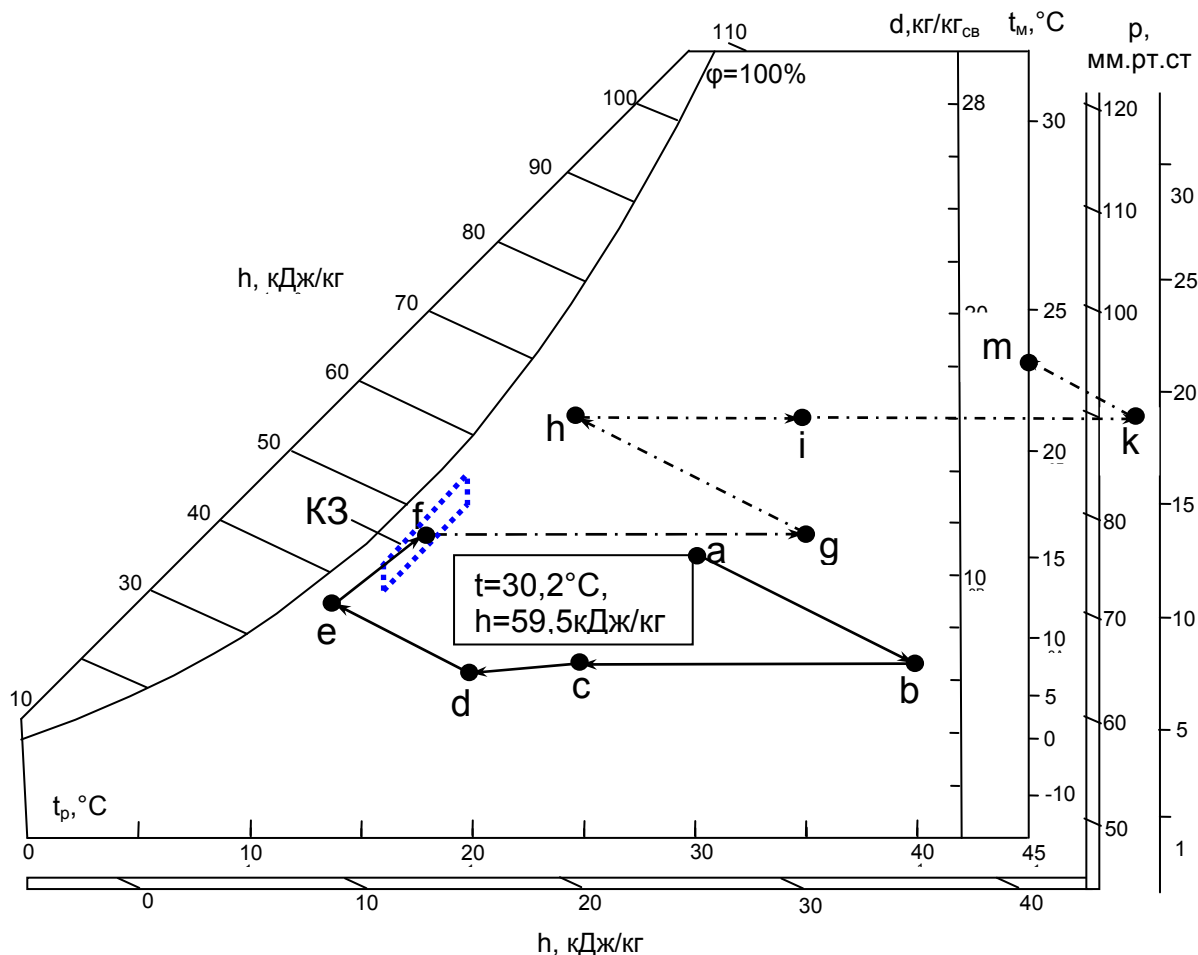


Рис.3.5. Процессы изменения состояния воздуха в АИХМ на h-t диаграмме влажного воздуха.

a – b осушение воздуха в адсорбере, b – c охлаждение воздуха в НИО, c – d охлаждение воздуха в испарителе ХМ, d – e охлаждение и увлажнение воздуха в ПИО, e – f процесс ассимиляции теплоизбытков в теплице, f – g нагрев воздуха в НИО, g – h охлаждение и увлажнение воздуха в ПИО, h – i нагрев воздуха в конденсаторе ХМ, i – k нагрев воздуха в теплообменнике от ДВС, k – m процесс регенерации сорбента.

Точечными линиями показана зона оптимальных параметров воздуха для теплицы (КЗ).

## Выводы

1. Предложенная схема двухступенчатой теплонасосной установки с газовым приводом компрессора позволяет обеспечить круглогодичный режим поддержания заданного микроклимата в теплице.

2. Рассмотрены когенерационные схемы теплонасосных и холодильных систем, в которых газовый привод всегда работает при максимальном КПД.

3. Комбинированная адсорбционно-испарительная холодильная машина оказывается полностью замкнутой по потребляемой воде при определенных параметрах наружного воздуха, поскольку затраты воды в ступени испарительного охлаждения могут быть полностью компенсированы конденсатом из испарителя холодильной машины.

4. Использование прямого испарительного охлаждения в комбинированной адсорбционно-испарительной холодильной машине позволяет уменьшить нагрузку на конденсатор холодильной машины, снижая температуру конденсации, что в свою очередь позволяет применять комбинированные системы таких типов в любых климатических условиях.

5. Наиболее перспективно использование аппаратов пленочного типа с многоканальной пористой керамической структурой насадки. Применение насадки из пористой керамики позволяет увеличить эффективность испарительного охлаждения воздуха.

6. Адсорбционно-испарительная холодильная машина позволяет снять климатические ограничения применимости испарительных методов охлаждения и существенно улучшить энергетические и экологические показатели альтернативных систем в целом.

## Литература

- [1] Zhi-Gao Sun A combined heat and cold system driven by a gas industrial engine. *Energy Conversion and Management* 48 (2007) 366–369.
- [2] Maidment GG, Zhao X, Riffat SB. Combined cooling and heating using a gas engine in a supermarket. *Appl Energ* 2001;68(4): 321–35.
- [3] Yang Zhao, Zhao Haibo, Fang Zheng Modeling and dynamic control simulation of unitary gas engine heat pump. *Energy Conversion and Management* 48 (2007) 3146–3153.
- [4] Jaehyeok Heo, Hoon Kang, Yongchan Kim Optimum cycle control of a two-stage injection heat pump with a double expansion sub-cooler. *International Journal of Refrigeration* 35(2012) 58 -67.
- [5] M. Teitel; I. Segal; A. Shklyar; M. Barak A Comparison between Pipe and Air Heating Methods for Greenhouses. *J. Agric. Engng Res.* (1999) 72, 259-273
- [6] Bjarne Andresen Tools for finite time thermodynamics, <http://www.fys.ku.dk/~andresen/BAhome/ownpapers/UNESCO-FTTtools.pdf>
- [7] M. Santoro, J. C. Schön, and M. Jansen Finite-time thermodynamics and the gas-liquid phase transition. *Physical Review E* 76, 061120 2007 <http://www-wales.ch.cam.ac.uk/Telluride.papers/FTTandgasliquidphasetransition.pdf>
- [8] J. Brenn, P. Soltic, Ch. Bach Comparison of natural gas driven heat pumps and electrically driven heat pumps with conventional systems for building heating purposes. *Energy and Buildings* 42 (2010) 904–908.
- [9] J. Sarcar, N. Agrawal Performance optimization of transcritical CO<sub>2</sub> cycle with parallel compression economization. *International Journal of Thermal Sciences* 49(2010) 838-843.
- [10] Natural Refrigerant CO<sub>2</sub>. [http://www.khlim-inet.be/media/drupal/NaReCO2\\_manual\\_2009.pdf](http://www.khlim-inet.be/media/drupal/NaReCO2_manual_2009.pdf)
- [11] Luca Cecchinato, Manuel Chiarello, Marco Corradi, Ezio Fornasieri, Silvia Minetto, Paolo Stringari, Claudio Zilio Thermodynamic analysis of different two-stage

- transcritical carbon dioxide cycles. *International Journal of Refrigeration* 32 ( 2009) 1058–1067.
- [12] Yanwei Wang<sup>a</sup>, Liang Cai, Xiaowei Shao, Gaolong Jin, Xiaosong Zhang Analysis on energy-saving effect and environmental benefit of a novel hybrid-power gas engine heat pump. *International Journal of Refrigeration* 36(2013), pp. 237-246.
- [13] V. Pandiyarajan, M. Chinna Pandian, E. Malan, R. Velraj, R.V. Seeniraj Experimental investigation on heat recovery from diesel engine exhaust using finned shell and tube heat exchanger and thermal storage system. *Applied Energy* 88 (2011) 77–87.
- [14] Jahar Sarkar Ejector enhanced vapor compression and heat pump systems — A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (2012) 6647 – 6659.
- [15] Шит М.Л., Шит Б.М. Система автоматического управления тепловым насосом в составе установки для пастеризации и охлаждения молока, часть II. *Problemele Energeticii Regionale*, N1(21), 2013, с.73-81.
- [16] Information about cogeneration systems of greenhouses.  
<http://www.greenhouses.kz/files/file5.pdf>
- [17] Jieyue Wang, Liang Cai, Yanwei Wang, Yanbin Ma, Xiaosong Zhang “Modeling and optimizaton matching of a coaxial parallel – type hybrid power gas engine heat pump”. *Energy* 55(2013), June 2013, p.1196-1204.
- [18] Лукьянов А.В., Остапенко В.В, Александров В.Д. Аккумуляторы тепловой энергии на основе фазового перехода. *Вестник Национальной Донбасской Академии Строительства и Архитектуры*. Вып. "Інженерні системи та техногенна безпека" 2010-6(86).  
[http://archive.nbu.gov.ua/portal/natural/VDnabia/2010\\_6/11\\_luk%27yanov.pdf](http://archive.nbu.gov.ua/portal/natural/VDnabia/2010_6/11_luk%27yanov.pdf)
- [19] Долинский А.А., Басок Б.И., Коломейко Д.А. Эффективность когенерационных тепловых схем. *Наукові праці*. Том 61. Випуск 48.
- [20] [http://archive.nbu.gov.ua/portal/soc\\_Gum/npchdu/Anthropogenic\\_safety/2007\\_48/48-5.pdf](http://archive.nbu.gov.ua/portal/soc_Gum/npchdu/Anthropogenic_safety/2007_48/48-5.pdf)
- [21] Yngbai Xie, Liyong Lun, Zhun Yu, Xuedong Zhang Performance of Cogeneration System Incorporating Gas Engine Driven Heat Pump. In [Challenges of Power Engineering and Environment](#), 2007, pp 61-63. Proceedings of the International Conference on Power Engineering 2007.  
[http://link.springer.com/chapter/10.1007%2F978-3-540-76694-0\\_10](http://link.springer.com/chapter/10.1007%2F978-3-540-76694-0_10).
- [22] Jinggang Wang, Ligai Kang, Zhenjing Yin A Combination of CO<sub>2</sub> Transcritical Cycle with Desiccant Cooling. 2009 Chinese Control and Decision Conference (CCDC 2009), pp.1962-1966.
- [23] Hideki Yamaguchi, Yoshinori Hisazumi, Hitoshi Asano, Hikaru Morita, Toshihiro Hori, Toshiki Matsumoto, Tetsuo Abiko Development of a New Cogeneration System for Local Community. In [Challenges of Power Engineering and Environment](#), 2007, pp 61-63. Proceedings of the International Conference on Power Engineering 2007.  
<http://link.springer.com/book/10.1007/978-3-540-76694-0/page/1>
- [24] E. Elgendy, J. Schmidt Experimental Investigation of Gas Engine Driven Heat Pump Used in Water Cooling. *The Online Journal on Power and Energy Engineering (OJPEE)*. Vol. (1) – No. (3), pp. 90-94.
- [25] Jiazhen Ling, Osamu Kuwabara, Yunho Hwang, Reinhard Radermacher Experimental evaluation and performance enhancement prediction of desiccant assisted separate sensible and latent cooling air-conditioning system. *International Journal of Refrigeration* 34 ( No 4, 2011) pp. 946 – 957.
- [26] Горин А.Н., Дорошенко А.В. Альтернативные холодильные системы и системы кондиционирования воздуха. 2-е переработанное и дополненное издание. – Донецк.: Норд-Пресс, 2007. – 362 с.
- [27] Дорошенко А.В. Компактная тепломассообменная аппаратура для холодильной техники (теория, расчет, инженерная практика). Докторская диссертация,

Одесский институт низкотемпературной техники и энергетики. Одесса. - 1992. – т. 1. – 350 с., т. 2. – 260 с.

- [28] E.V. Gomes, F.J. Rey Martinez, F. Varela Diez, M.J. Molina Leyva, R. Herrero Martin. Description and Experimental results of a semi-indirect ceramic evaporative cooler. International Journal of Refrigeration. 28 (2005) p. 654-662.
- [29] F.J. Rey Martinez, E. Velasco Gomez, C. Martin Garcia, J.F. Sanz Requena, L.M. Navas Gracia, S. Hernandez Navarro, A. Correa Guimaraes, J. Martin Gil. Life cycle assessment of a semi-indirect ceramic evaporative cooler vs. a heat pump in two climate areas of Spain. Applied Energy 88 (2011).-P. 914-921.
- [30] <http://www.propoliv.com/info/articles/teplitsy/sistema-isparitelnogo-okhlazhdenija-metody-okhlazhdenija-teplits/>
- [31] Дорошенко А.В., Чебан Д.Н. Использование пористой керамики в области испарительного охлаждения и теоретический анализ комбинированных систем. Холодильная техника и технология, №2 (142), 2013. – 4 с.
- [32] Чебан Д.Н., Дорошенко А.В. Использование пористой керамики для испарительных и испарительно – парокомпрессионных систем. Problemele Energeticii Regionale. №1 (21) 2013. с. 57-64.
- [33] Ying-Lin Li, Xiao-Song Zhang, Liang Cai A novel parallel-type hybrid-power gas-driven engine heat pump system. International Journal of Refrigeration 30(2007) 1134-1142.

**Сведения об авторах:**



**Дорошенко Александр Викторович** – профессор, доктор технических наук. Область научных интересов: теплообмен, гидродинамика, двухфазные потоки, альтернативная энергетика, холодильная и криогенная техника. E-mail: [dor\\_av@i.ua](mailto:dor_av@i.ua)



**Шит Михаил Львович** – к.т.н., в.н.с., лаборатории, «Энергетической эффективности и возобновляемых источников энергии» Института энергетики АНМ. Область научных интересов: тепловые насосы, автоматическое управление технологическими процессами в энергетике, промышленности, сельском хозяйстве. E-mail: [mihail\\_sheet@yahoo.com](mailto:mihail_sheet@yahoo.com)



**Иойшер Анатолий Матусович** – к.ф.-м.н., зав. лабораторией Микропроводов и нитевидных наноструктур Института "ELIRI" (Кишинев). Область научных интересов: нанотехнология, сенсоры, производство тепла и холода с помощью вихревых труб и термоэлектрических тепловых насосов. E-mail: [amyosher@gmail.com](mailto:amyosher@gmail.com).



**Чебан Дмитрий Николаевич** – аспирант. Область научных интересов: кондиционирование воздуха, испарительное охлаждение, альтернативная энергетика. E-mail: [chebandima@yandex.ru](mailto:chebandima@yandex.ru)



**Шит Борис Михайлович** – инженер-программист Института энергетики АНМ. Область научных интересов: тепловые насосы, автоматическое управление технологическими процессами в энергетике, промышленности, сельском хозяйстве. E-mail: [boris@fld.rambler.ru](mailto:boris@fld.rambler.ru).