

УДК 621.577

В. А. МАЛЯРЕНКО, д-р техн. наук, профессор, научный руководитель Центра энергосберегающих технологий ХНАГХ и АНОК «Ресурс»

Харьковская национальная академия городского хозяйства.

А. И. ЯКОВЛЕВ, д-р техн. наук профессор

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт».

## ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

*Рассмотрены термодинамические основы расчета парокompрессионных тепловых насосов. Представлены принципиальные схемы и описаны процессы работы идеального и реального парокompрессионных циклов. Приведены последовательность расчета одноступенчатого парового компрессионного теплового насоса, а также сравнение эффективности построенной на его основе системы отопления с традиционной.*

*Розглянуто термодинамічні основи розрахунку парокompресійних теплових насосів. Представлено принципові схеми та описані процеси роботи ідеального і реального парокompресійних циклів. Приведено послідовність розрахунку одноступінчатого парового компресійного теплового насоса, а також порівняння ефективності побудованої на його основі системи опалення з традиційною.*

**Вступление.** В качестве введения к данной статье приведем основные выводы прекрасного аналитического обзора «О рациональном использовании теплонасонных технологий в экономике Украины» [1]:

- Теплонасонная технология преобразования низкопотенциальной природной энергии или теплоты вторичных низкотемпературных энергоресурсов в высокопотенциальную тепловую энергию, пригодную для практического использования, представляет собой не очередную модернизацию традиционных энергоисточников, а внедрение нового, прогрессивного, высокоэффективного и экологически чистого способа получения теплоты.
- Тепловые насосы на сегодняшний день являются наиболее перспективными среди источников «нетрадиционной энергетики» для решения проблем энергосбережения и получения тепла в интервале температур 30-85 °С. Для преобразования низкопотенциальной теплоты наибольшее распространение в мировой практике получили парокompрессионные ТН с электрическим приводом.
- В мире эксплуатируются миллионы теплонасонных установок различного функционального назначения, (тепло- и хладоснабжения промышленных предприятий, отопление, кондиционирование, горячее водоснабжение объектов жилищно – коммунального комплекса, энергетики), обеспечивая колоссальную экономию первичных энергоресурсов и значительное снижение эмиссии CO<sub>2</sub> и других вредных выбросов в атмосферу.
- Украина существенно отстает от стран мирового сообщества, как по производству, так и внедрению ТНУ.
- Конкурентоспособность ТН зависит от большого числа факторов (термодинамических, конструктивных, экономических), функционального назначения, экологического воздействия на окружающую среду и др.
- Внедрение теплонасонных установок в энергозатратные отрасли украинской экономики может дать энергетический эффект, превосходящий все остальные энергосберегающие

мероприятия вместе взятые, позволяя, помимо энергосбережения, разрешить экономические, экологические и социальные проблемы.

- Непрофессиональный подход к выбору и внедрению теплонасосных технологий, оборудования ТНУ, его монтажу и сервисному обслуживанию может привести к условиям нерациональной эксплуатации и дискредитации самой идеи применения теплонасосной техники.

Таким образом, технология тепловых насосов – важная составляющая модернизации энергоснабжения и энергосбережения на основе использования нетрадиционных и возобновляемых источников энергии. В частности, возобновляемая солнечная и ветровая энергия может с успехом использоваться как непосредственно энергоустановками, так и, опосредствованно, тепловыми насосами. Согласно данным [1 – 12], внедрение современных технологий сжигания топлива в комбинации с системами использования возобновляемых энергий позволяет получать ~ 40 % экономии традиционных энергоресурсов в системах отопления и горячего водоснабжения. В зависимости от конкретных условий капитальные затраты на сооружение единичных установок с тепловыми насосами на сегодняшний день колеблются в пределах от 10 до 20 тыс. евро, что несколько выше стоимости традиционных отопительных систем. Однако более низкие эксплуатационные расходы и постоянный рост цены на топливные энергоресурсы гарантируют окупаемость теплонасосных установок менее чем за 10 лет.

В то же время, вопросам теории и практики теплонасосной техники в информационно – методической и научно – технической литературе Украины уделяется пока еще крайне недостаточное внимание. Как следствие, далеко не все знакомы с основами «построения» и работы тепловых насосов. Цель настоящей работы – восполнить данный пробел.

**Немного истории.** Тепловой насос (ТН) является одним из термотрансформаторов – устройств, обеспечивающих подачу тепла от одних тел к другим, имеющим разные температуры. Термотрансформаторы могут быть повышающими, если предназначены для передачи теплоты к телам с низкой температурой, и понижающими, если с их помощью передается теплота телам с высокой температурой [2-4].

Способность теплового насоса брать энергию из окружающей среды выгодно отличает его от прочих теплогенераторов, которые все свои тепловые потери вместе с продуктами сгорания сбрасывают в атмосферу. Для того, чтобы тепловой насос мог отнимать энергию от окружающей среды при относительно низкой температуре, к нему необходимо подвести энергию, в большинстве случаев, электрическую. Обычно при теплонасосном отоплении требуется примерно в три раза меньше электрической энергии, чем при ее прямом преобразовании в тепловую, например, в электрорадиаторах.

Долгое время тепловой насос оставался термодинамической загадкой, хотя принцип его работы вытекает из трудов Карно, в частности, описания цикла Карно, опубликованного в его диссертации еще в 1824г. Практическую теплонасосную систему, названную умножителем тепла, в 1852 г предложил лорд Кельвин, который показал, как холодильную машину можно эффективно использовать для целей отопления. Термодинамически ТН идентичен холодильной машине, однако, если холодильник охлаждает, то ТН нагревает теплоноситель.

Следует отметить, что если холодильные машины развивались уже в конце XIX в., то тепловые насосы получили практическое развитие лишь в 20-х и 30-х годах прошлого века, когда в 1930 г в Англии была создана первая теплонасосная установка для отопления и горячего водоснабжения дома, использующая тепло окружающего воздуха. Первая крупная теплонасосная установка в Европе была введена в действие в Цюрихе в 1938–1939 гг. В ней использовались тепло речной воды, ротационный компрессор и хладагент, обеспечивая отопление ратуши водой с температурой 60 °С при мощности 175 кВт. Имелась система аккумуляции тепла с электронагревателем для покрытия пиковой нагрузки, в летние месяцы установка работала на охлаждение. Первый английский тепловой насос для крупного

здания объемом 14200 м<sup>3</sup> был установлен в Норвиче. Источник тепла – речная вода, температура подаваемой воды 50<sup>0</sup>С, хладагент – двуокись серы [2-4].

В конце 40-х годов в США пришли к выводу, что коммерческий успех будет выше, если выпускать «агрегатированные» установки, полностью собранные на заводе – изготовителе и встроенные в дома. И уже в 1952 г. такие тепловые насосы поступили на рынок. В первый год было выпущено 1000 агрегатов, в 1954 г. вдвое и в 1957 г. – в 10 раз больше. В 1963 г. было выпущено уже 76000 агрегатов, большинство из которых было установлено в южных штатах, где требовались охлаждение летом и отопление зимой. Такие тепловые насосы могли успешно конкурировать с обычными котлами, вырабатывающими только тепло[3].

Энергетический кризис 1973 г. положил начало новому периоду быстрого роста интереса к тепловым насосам. В 1976 г. было продано 300 тыс. агрегатов. Количество эксплуатируемых в США превысило 2 млн. Интерес к тепловым насосам никогда не был так велик, как в настоящее время. В Европе, Японии и США выпускают установки для теплоснабжения квартир, общественных зданий и промышленных процессов. Международное энергетическое агентство и Европейское экономическое сообщество выдвинули крупные программы развития тепловых насосов, которые позволяют использовать энергию более эффективно, восстанавливать сбросную энергию, чем определяется их важная роль в сохранении энергетических ресурсов.

*Основы теории.* В 1824 г. Карно впервые ввел понятие термодинамического цикла, которое остается фундаментальной основой для сравнения и оценки эффективности тепловых двигателей, в частности, ТН. Тепловой насос можно рассматривать как обращенную тепловую машину, которая воспринимает тепло от высокотемпературного источника и отдает его при низкой температуре, совершая полезную работу. Для получения тепловым насосом тепла при низкой температуре и отдаче его при более высокой необходимо совершить работу. Следовательно, тепловой насос – это устройство, воспринимающее (при помощи жидкого или газового теплоносителя) тепловой поток  $Q_L$  при низкой температуре  $T_L$ , необходимую для привода энергию  $W$  и использующее данные потоки энергии при повышенной температуре  $T_H > T_L$  (рис. 1).

Обе эти машины обратимы, существует конечный предел эффективности каждой из них (в обоих случаях – отношение  $Q_H/W$ ). В случае тепловой машины оно записывается в виде  $W/Q_H$  и называется термическим КПД, для теплового насоса остается в виде  $Q_H/W$  и называется коэффициентом преобразования (КОП), который следует отличать от аналогичного отношения  $Q_L/W$ , применяемого в холодильной технике и называемого  $КОП_{охл}$ . Поскольку  $Q_H = W + Q_L$ , то  $КОП_{охл} = КОП - 1$ .

Цикл Карно на рис. 2 изображает рабочий процесс идеальной тепловой машины, работающей в заданном интервале температур. Стрелки показывают направление процессов для теплового насоса.

Тепло изотермически подводится при температуре  $T_L$  и изотермически отводится при температуре  $T_H$ . Сжатие и расширение происходят при постоянной энтропии, работа подводится от внешнего двигателя. Используя определение энтропии и законы термодинамики, можно показать, что коэффициент преобразования для цикла Карно имеет вид

$$КОП = T_L / (T_H - T_L) + 1 = T_H / (T_H - T_L).$$

Отсюда следует, что никакой тепловой насос не может иметь  $КОП$  лучше предельного цикла Карно.

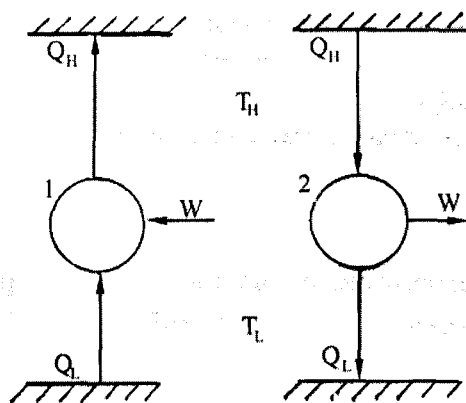


Рис. 1 – Термодинамическая схема теплового насоса и теплового двигателя:  
1 – тепловой насос; 2 – тепловой двигатель;  $T_H$  – высокая температура;  $T_L$  – низкая температура

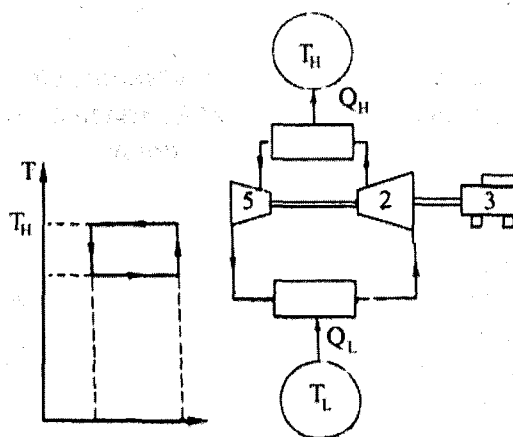


Рис. 2 – Идеальный теплонасосный цикл Карно: 1 – источник тепла; 2 – компрессор; 3 – приводной двигатель; 4 – потребитель тепла; 5 – расширительная машина

С целью приближения к идеальному циклу Карно (циклу с механической компрессией пара), а фактически – с целью создания совершенного теплового насоса, необходимо стремиться к подводу теплоты при условиях, близких к изотермическим. Для этого подбираются рабочие хладагенты, изменяющие агрегатное состояние при необходимых температурах и давлениях. Они поглощают тепло при испарении и отдают при конденсации. Сжатие пара, как правило, требует, чтобы пар был сухим.

Воспользуемся широко применяемой на практике для парокомпрессионных циклов диаграммой «давление – удельная энтальпия ( $p-h$ )» (рис. 3) для иллюстрации рабочего процесса, когда сжатое рабочее тело (перегретый пар) под высоким давлением покидает компрессор в т. 1. Прежде чем пар начнет конденсироваться в т. 2, его следует охладить при постоянном давлении. Между точками 2 и 3 происходит конденсация при постоянной температуре. Адиабатическое расширение представлено на  $p-h$  диаграмме вертикальной прямой 3 – 4.

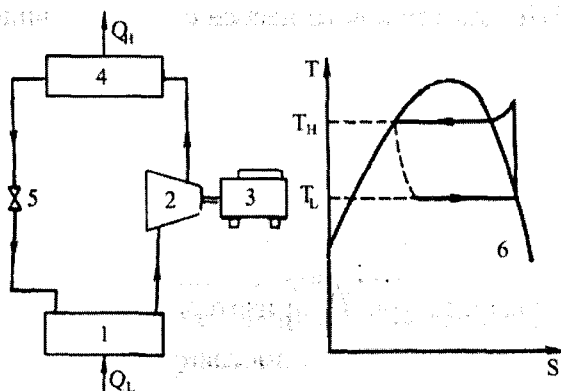


Рис. 3 – Парокомпрессионный цикл:  
1 – испаритель; 2 – компрессор;  
3 – приводной двигатель; 4 – конденсатор; 5 – дроссельный клапан;  
5 – пограничная кривая

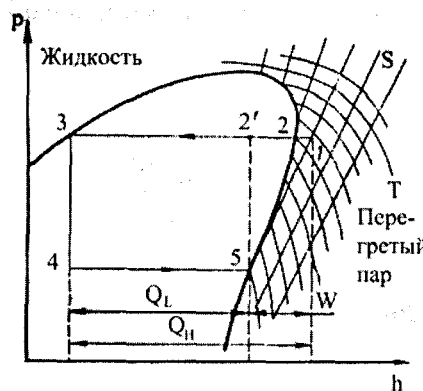


Рис. 4 – Идеальный парокомпрессионный цикл

Для расчета цикла необходимо знать состояние рабочего тела только на входе в компрессор и выходе из него. Остальное изображается прямыми линиями. Испарение

происходит при постоянных давлении и температуре между точками 4 и 5. Входящая в испаритель смесь содержит значительную долю пара, иногда до 50 % по массе, и эта доля рабочего тела, естественно, не участвует в процессе испарения и поглощения тепла. Между точками 5 и 1 происходит изоэнтروпийное сжатие сухого пара.

Это – идеализированный цикл. Из-за необратимости процесса расширения его эффективность меньше, чем у цикла Карно. Диаграмма  $p-h$  позволяет на горизонтальной оси откладывать энтальпию и осуществлять прямой отсчет  $Q_H$ ,  $Q_L$ ,  $W$  и  $Q_H = Q_L + W$ , что дает возможность сразу оценить значение КОП. Для получения высокого КОП значение  $Q_H$  должно быть велико, а  $W$  (работа сжатия) – мала.

Описанный парокompрессионный цикл одинаков для теплового насоса и холодильной машины. Его часто называют обратным (или просто) циклом Ренкина, хотя в действительности цикл Ренкина относится к процессам выработки энергии в паровых турбинах: это цикл получения (преобразования) энергии при расширении пара в турбине.

Отклонение от идеализированного цикла определяется КПД компрессора в реальном цикле. Из-за теплообмена между рабочим телом и компрессором и необратимости течения внутри компрессора повышение энтальпии в нем больше, чем в идеализированном цикле, что также повышает выходную температуру (рис. 4). Повышение энтальпии оценивается изоэнтропическим КПД компрессора, в реальном компрессоре обозначается  $W'$ , а при идеальном изоэнтропическом сжатии  $W$ . Изоэнтропический КПД равен  $W/W'$  для компрессоров составляет около 70 %.

Работа реального парокompрессионного теплового насоса показана на рис. 5 а, где: КМ – компрессор, К – конденсатор, ПО – переохладитель, РВ – регулирующий вентиль, И – испаритель и ОЖ – отделитель жидкости.

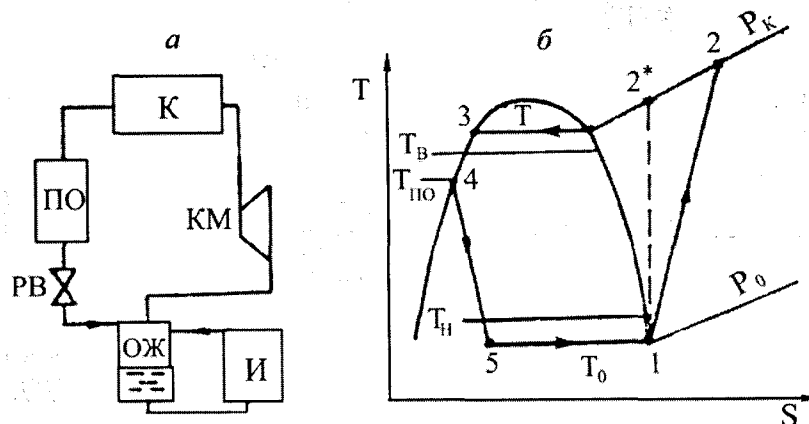


Рис. 5. Принципиальная схема и процесс работы реального парокompрессионного теплового насоса:  
а – принципиальная схема; б – процесс работы в диаграмме  $T-S$

Тепло от нижнего источника подводится к рабочему агенту в испарителе И. В результате подвода тепла рабочий агент кипит в испарителе при давлении  $P_0$  и температуре  $T_0$ . Пар, полученный в испарителе, поступает в отделитель жидкости ОЖ, где освобождается от капель влаги, а затем засасывается в компрессор КМ, в котором пары рабочего агента сжимаются от давления  $P_0$  до давления  $P_k$ . Температура пара при этом соответственно повышается от  $T_0$  до  $T_2$ . Из компрессора пар поступает в конденсатор.

В  $T-S$  диаграмме (рис. 5 б) 1 – 2 – сжатие в компрессоре (из-за трения и необратимого теплообмена процесс сжатия 1 – 2 не совпадает с процессом изоэнтропного сжатия 1 – 2\*); 2 – 3 – охлаждение и конденсация рабочего агента в конденсаторе; 3 – 4 –

охлаждение жидкого рабочего агента в переохладителе; 4 – 5 – дросселирование рабочего агента в регулирующем вентиле; 5 – 1 – испарение рабочего агента в испарителе за счет тепла, подведенного от охлаждаемого тела.

Максимальный КОП идеального цикла Карно например, при температуре воды 65°C и после очистки ее при температуре 35°C может составить:

$$КОП_k = T_L / (T_H - T_L) + 1 = (273 + 35) / (65 - 35) + 1 = 11,3.$$

На практике, исходя из опытных данных, температуры испарения и конденсации, можно принять  $T_H = 75^\circ C$  и  $T_L = 15^\circ C$ . Отметим, что в испарителе требуется большая разность температур, поскольку чтобы получить полезную теплоту, сбрасываемая вода должна быть охлаждена от 35°C, до уровня 20°C.

Вместе с тем, в реальном цикле с хладагентом фреон R 12 величина КОП значительно ниже и составит КОП = 3,29, а с учетом механического КПД компрессора, который потребует затраты дополнительной работы, и того меньше (полный КОП = 3,29 · 0,95 = 3,13). Величина КОП отражает меру полезности теплового насоса как выработку значительного количества тепла при затрате сравнительно малой работы. Идеальным был бы привод теплового насоса за счет энергии ветра или гидроэнергии, но это не всегда возможно.

Для оценки различных теплонасосных систем с приводом компрессора за счет различных топлив или источников энергии применяют коэффициент первичной энергии (КПЭ), учитывающий не только КОП, но и КПД преобразования первичной энергии в работу привода компрессора. КПЭ особенно важен при рассмотрении тепловых насосов, к которым подводится только тепло. В их комбинированных схемах потоки тепла и работы не всегда различимы. КПЭ можно представить как отношение

$$КПЭ = \frac{\text{Полезное тепло от теплового насоса}}{\text{затраты первичной энергии}}$$

или при, использовании в качестве привода компрессора тепловой машины с термическим КПД  $\eta_T$ , как  $КПЭ = \eta_T \cdot КОП$ .

При применении теплового насоса в качестве источника теплоты КПЭ показывает, насколько ТН выгоден по сравнению с обычным водогрейным (паровым) котлом. Так, если, в качестве привода взять двигатель дизеля с  $\eta_T = 0,4$ , то  $КПЭ = 0,4 \cdot 3,1 = 1,24$ . Другими словами, тепловой насос дает на 24 % больше тепла, чем прямое сжигание топлива. Если же дополнительно использовать 35 % первичной энергии, обратившейся в тепло на выхлопе и в радиаторе дизеля, то КПЭ соответственно возрастет и составит  $КПЭ = 1,24 + 0,35 = 1,59$ . Из сравнения приведенных данных с КПЭ = 0,7-0,8 обычной системы теплоснабжения с котельной, следует, что тепловой насос дает вдвое больше полезного тепла на единицу использованного топлива.

*Последовательность расчета парокompрессионного теплового насоса.* Указанные соотношения могут быть использованы при расчете теплового насоса по следующей схеме.

✓ Удельный (на единицу массы хладагента) тепловой поток в конденсаторе (кДж/кг) равный  $g_k = T_k \cdot \Delta S$ , представляет собой сумму удельного теплового потока в испарителе  $g_u = T_u \cdot \Delta S$  и затраченной в цикле удельной работы в компрессоре  $l = l_{сж} - l_p = (T_k - T_u) \Delta S$ , т.е.

$$g_k = g_u + l. \tag{1}$$

Формула (1) представляет собой уравнение энергетического баланса теплового насоса и соответствует первому закону термодинамики.

✓ Энергетическая эффективность теплового насоса оценивается коэффициентом преобразования  $\varphi = g_k/l$ , или для идеального теплового насоса,  $\varphi_{ид} = T_k/(T_k - T_u)$ . Из выражения (1) следует, что  $g_k > 1$ , т.е.  $\varphi > 1$ , а при  $(T_k - T_u) \rightarrow 0$ ,  $\varphi_{ид} \rightarrow \infty$ .

Если механическая и электрическая энергии могут быть неограниченно преобразованы в другие формы энергии и поэтому представляют собой так называемую эксергию, то энергия в форме теплового потока состоит из эксергии и анергии – непревратимой части энергии или теплового потока на уровне температуры окружающей среды  $T_{o.c}$ .

При постоянной температуре  $T(T > T_{o.c})$  тепловой поток  $g$ , его эксергия  $e_g$  и анергия  $a_g$  связаны следующими соотношениями:  $g = e_g + a_g$ ,  $e_g = g(T - T_{o.c})/T = g \cdot \tau_e$ ,  $a_g = gT_{o.c}/T = g(1 - \tau_e)$ . В этом случае

$$\tau_e = (T - T_{o.c})/T \tag{2}$$

Величина (2) равна термическому КПД прямого обратимого цикла Карно является функцией состояния термодинамической системы и окружающей среды и носит название эксергетической температурной функции.

✓ Степень термодинамического совершенства энергетических установок определяется эксергетическим КПД

$$\eta_e = E_0/E_n = (E_n - D_e)/E_n, \tag{3}$$

где  $E_{отв}$ ,  $E_{под}$  – отводимая от установки и подводимая к ней эксергия;  $D_e$  – потери эксергии.

Эксергетический КПД теплового насоса при подводе теплоты от окружающей среды, когда эксергия теплового потока в испарителе равна нулю, можно определять по формуле

$$\eta_e = e_{гк}/l = g_k \tau_e / l = \varphi \cdot \tau_e, \tag{4}$$

где  $e_{гк}$  – отводимая удельная эксергия теплового потока в конденсаторе.

В любой реальной теплонасосной установке эксергетический КПД, значение которого служит показателем совершенства установки, всегда меньше единицы.

✓ Полезный тепловой поток, отводимый от ТНУ, складывается из теплового потока в конденсаторе  $g_k = h_2 - h_3$  и теплового потока в охладителе конденсата  $g_{o.к} = h_3 - h_4$ .

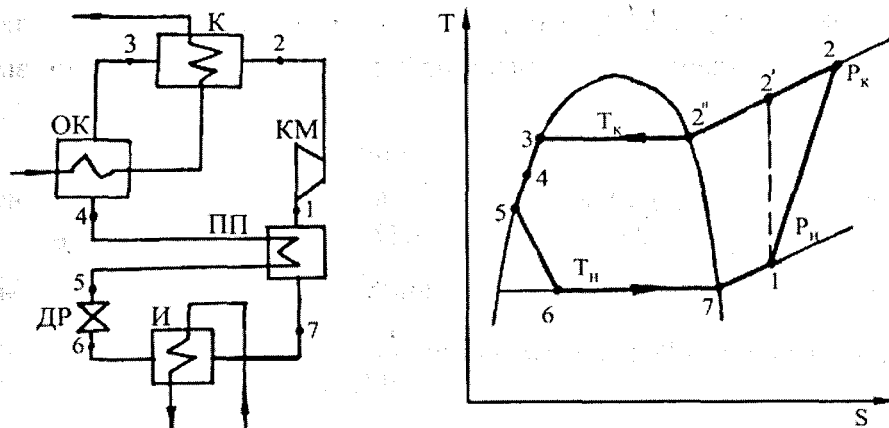


Рис. 6. Принципиальная схема теплонасосной установки и круговой процесс в диаграмме  $T - S$  с регенеративным теплообменом потока пара перед компрессором:  
 ОК – охладитель конденсата рабочего тела; ДР – дроссельный вентиль; ПП – перегреватель пара рабочего тела; И – испаритель; КМ – компрессор; К – конденсатор

✓ Внутренняя удельная работа компрессора  $l_g = h_2 - h_1 = (h'_2 - h_1)/\eta_i$ , удельная работа электропривода компрессора  $l = l_g/\eta_{эм} = (h'_2 - h_1)/(\eta_i \eta_{эм})$ , где  $\eta_i$  – внутренний (адиабатный) КПД компрессора;  $\eta_{эм}$  – электромеханический КПД компрессора (произведение КПД электродвигателя и механического КПД компрессора).

✓ Коэффициент преобразования определяется соотношением  $\varphi = (g_k + g_{o.k})/l$ , или  $\varphi = Q/N$ , где  $Q$  – тепловой поток, отводимый от теплонасосной установки (тепловая мощность ТНУ), кВт;  $N$  – электрическая мощность привода компрессора ТНУ, кВт.

✓ Массовый расход циркулирующего рабочего тела  $G_{p.t} = Q/(g_k + g_{o.k})$ , кг/с.

Анализ эффективности отдельных процессов и ТНУ в целом производится эксергетическим методом, для чего определяют составляющие эксергетического баланса согласно уравнению  $l + e_{gu} = e_{gk} + e_{d.o.k} + \Sigma de$ .

✓ Подводимая к ТНУ эксергия состоит из работы  $l$  и эксергии теплового потока в испарителе  $e_{gu} = g_u \cdot \tau_{ex}$ , где  $\tau_{ex}$  – эксергетическая температурная функция состояния «холодного» источника теплоты (теплоотдатчика, охлаждаемого теплоносителя) и окружающей среды.

✓ Энергия теплового потока в испарителе определяется по формуле:  $a_{gu} = g_u(1 - \tau_{ex})$ . При температуре «холодного» источника  $T_x = T_{o.c}$  согласно (2),  $\tau_{ex} = 0$ , тогда  $e_{gu} = 0$ ,  $a_{gu} = g_u$ .

✓ Отводимая от ТНУ эксергия может быть вычислена как для суммарного теплового потока в конденсаторе и охладителе конденсата по формуле  $e_0 = (g_k + g_{o.k})\tau_{e,2}$ , так и для каждого потока отдельно:

$$e_{g.k} = g_k \cdot \tau_{e,k}, \quad e_{d.o.k} = g_{o.k} \cdot \tau_{e.o.k}, \quad e_0 = e_{d.k} + e_{d.o.k}.$$

Результаты их расчета идентичны, так как эксергетическая температурная функция  $\tau_{e,2}$  состояния «горячего» источника теплоты (теплоприемника, нагреваемого теплоносителя) и окружающей среды при постоянной температуре «горячего» источника  $T_2$  постоянна, а при переменной  $T_2$  равна средневзвешенному значению подобных функций применительно к конденсатору ( $\tau_{e,k}$ ) и охладителю конденсата ( $\tau_{e.o.k}$ ):  $\tau_{e,2} = (g_k \cdot \tau_{e,k} + g_{o.k} \cdot \tau_{e.o.k})/(g_k + g_{o.k})$ . Однако с учетом возможного построения диаграммы потоков эксергии и энергии предпочтительнее отдельно вычислять те или другие потоки по элементам оборудования.

Значения  $\tau_{ex}$ ,  $\tau_{e,2}$ ,  $\tau_{e,k}$ ,  $\tau_{e.o.k}$  при постоянных значениях температуры теплоотдатчика и теплоприемника определяют по формуле (2); а при переменных значениях температуры – по формуле  $\tau_{e,2} = (T_{cp} - T_{o.c})/T_{cp}$ , где  $T_{cp} = \Delta h/\Delta S$  – среднетермодинамическая температура теплоносителя при его нагреве или охлаждении, которую можно вычислить по формуле  $T_{cp} = \frac{T_1 - T_2}{\ln(T_1/T_2)}$ .

✓ Отводимая от ТНУ энергия также может быть вычислена любым из двух способов, но предпочтительнее отдельный способ  $a_{d.k} = g_k(1 - \tau_{e,k})$ ,  $a_{d.o.k} = g_{o.k}(1 - \tau_{e.o.k})$ .

– Потери эксергии  $ede$  слагаются из внешних потерь в различных процессах (элементах оборудования).



Внешние потери эксергии в приводе компрессора определяются электромеханическим КПД  $d_{e\partial} = l(1 - \eta_{эм}) = l_g(1 - \eta_{эм})/\eta_{эм}$ .

Внутренние потери эксергии в компрессоре и дросселе, где процессы протекают адиабатно (без теплообмена с окружающей средой), определяются возрастанием энтропии рабочего тела  $d_{e,км} = T_{o,c}(S_2 - S_1)$  и  $d_{e,\partial p} = T_{o,c}(S_6 - S_5)$ .

Внешние потери эксергии в конденсаторе, охладителе конденсата и испарителе, где происходят процессы теплообмена с теплоприемником и теплоотдатчиком, определяются разностью начальных и конечных значений эксергии за вычетом отводимой эксергии (в конденсаторе и охладителе конденсата) или с прибавлением подводимой эксергии (в испарителе):

$$d_{ек} = e_2 - e_3 - e_{гк} = h_2 - h_3 - T_{o,c}(S_2 - S_3) - g_k \tau_{ек} = g_k(1 - \tau_{ек}) - T_{o,c}(S_2 - S_3) = a_{\partial,к} - T_{o,c}(S_2 - S_3),$$

$$d_{e,o,к} = e_3 - e_4 - e_{\partial,o,к} = a_{\partial,o,к} - T_{o,c}(S_3 - S_4),$$

$$d_{eu} = e_6 - e_7 + e_{гу} = h_6 - h_7 - T_{o,c}(S_6 - S_7) + g_u \tau_{ex} = T_{o,c}(S_7 - S_6) - a_{гу}.$$

При расчете процессов и составляющих энергетического и эксергетического балансов ТНУ значения параметров рабочего тела (энтальпии, энтропии) в характерных состояниях кругового процесса (расчетных точках на термодинамических диаграммах) находят по таблицам или диаграммам термодинамических свойств рабочих тел в зависимости от известных параметров (температуры, давления) и агрегатного состояния.

На основе эксергетического баланса определяются подводимая и отводимая эксергия в каждом элементе оборудования ТНУ, а также эффективность (эксергетический КПД) этих элементов и ТНУ в целом. Результаты эксергетического анализа используются для выявления наиболее целесообразных путей совершенствования установок.

Эксергетический КПД ТНУ равен

$$\eta_{e,тн\text{у}} = \frac{e_0}{e_n} = \frac{e_{гк} + e_{\partial,o,к}}{l + e_{гу}} = \frac{(g_k + g_{o,к}) \cdot \tau_{e,m}}{l + g_u \cdot \tau_{ex}}$$

или, с учетом  $\varphi = (g_k + g_{o,к})/l$ ,

$$\eta_{e,тн\text{у}} = \tau_{e,z} [1/\varphi + (1 - 1/\varphi)\tau_{e,x}]^{-1}.$$

Из данных формул видно, что  $\eta_{e,тн\text{у}} = \varphi \cdot \tau_{e,z}$  только при  $\tau = 0$ . Если  $\tau_{e,x} > 0$  ( $T_{x,ср} > T_{o,c}$ ) эксергетический КПД ТНУ не равен отношению действительного и идеального коэффициентов преобразования:  $\bar{\varphi} = \varphi/\varphi_{иг} = \varphi(T_{z,ср} - T_{x,ср})/T_{z,ср}$ , это объясняется неучетом превратимой (работоспособной) части низкопотенциальной теплоты в затратах энергии при определении коэффициентов преобразования.

✓ Экономия топлива (%), которая может быть получена для системы с ТНУ по сравнению с традиционной котельной, определяется выражением

$$\delta B = (\varphi - \varphi_{зр}) 100 / \varphi,$$

где  $\varphi_{зр}$  — граничный коэффициент преобразования, при котором ТНУ равноэкономичны по расходу топлива с котельными (при  $\eta_0 = 0,85$ ;  $\eta_{кэс} = 0,38$ ;  $\eta_{лэн} = 0,92$ ;  $\varphi_{зр} = \eta_{кот}/(\eta_{кэс} \cdot \eta_{лэн}) = 0,85/(0,38 \cdot 0,92) = 2,43$ ).

Как известно, КПД любого вида, в том числе эксергетический, выражает эффективность установки по эксплуатационным значениям отводимой и подводимой энергии (эксергии). В последнее время применяют новый показатель эффективности – коэффициент энергии – нетто  $K_{нт}$ , определяемый отношением энергии  $W_{отв}$ , отводимой от установки за все время ее эксплуатации, к сумме затрат энергии на создание установки (единовременные затраты)  $W_{ед}$  и затрат энергии на добычу, транспортировку и преобразование первичной энергии в течение срока службы установки  $W_{д.т}$ .

$$K_{нт} = W_{отв} / (W_{ед} + W_{д.т}).$$

Принимая во внимание отмеченные выше преимущества оперирования эксергетическими категориями, целесообразно ввести понятие коэффициента эксергии – нетто  $K_e$ , определение которого аналогично  $K_{нт}$  заменой в нем энергетических показателей эксергетическими.

Сумма величин, обратных  $K_e$  и  $\eta_e$ ,  $Z_e = 1/K_e + 1/\eta_e$  имеет смысл затрат эксергии, отнесенных к отводимой преобразованной эксергии, и является аналогом удельных приведенных затрат (на единицу полученной энергии) в технико-экономических расчетах. Первый член суммы – единовременные затраты, второй член – текущие. Величина  $Z_e$  служит универсальным показателем эффективности, с помощью которого можно проводить оптимизацию параметров без использования стоимостных показателей.

✓ Для термодинамических расчетов более привычным является представление показателей в виде КПД. Тогда можно записать предлагаемый КПД по эксергии – нетто:

$$\eta_{ент} = 1/Z_e = 1/(1/\eta_e + 1/K_e). \quad (5)$$

Оптимальное значение  $\eta_e$  можно найти после подстановки в (5) зависимости  $K_e(\eta_e)$ , которую в общем виде можно выразить степенным законом с двумя параметрами  $0 < A < m$ :

$$K_e = A \cdot \eta_e^{-m}. \quad (6)$$

Подстановка (6) в (5) и решение уравнения  $d\eta_{ент}/d\eta_e = 0$  приводят к выражению оптимальной величины  $\eta_e$  как

$$\eta_e^{opt} = \left( \frac{A}{m} \right)^{1/(m+1)}. \quad (7)$$

*Пример расчета одноступенчатого парового компрессионного теплового насоса.*

**Основная задача:** определение расхода рабочего агента, тепловых нагрузок отдельных агрегатов установки и расхода работы или электрической энергии на трансформацию тепла.

**Исходные данные:** тепловая нагрузка  $Q$ , кДж/с; температура теплоотдатчика  $t_n$ , °C; при переменной температуре  $t_n$  должны быть заданы или выбраны температуры среды на входе и выходе из испарителя установки  $t_{н1}$  и  $t_{н2}$ , °C; температура теплоприемника, которая должна поддерживаться с помощью теплового насоса  $t_с$ , °C; при переменной температуре должна быть задана температура теплоносителя на входе и выходе из конденсатора  $t_{с1}$  и  $t_{с2}$ , °C; рабочий агент; принципиальная схема установки; внутренний адиабатный КПД компрессора  $\eta_{ад}$ ; температура окружающей среды  $t_0$ , °C.

При большой разности температур ( $t_{e1} - t_{e2}$ ) в тепловых насосах целесообразно устанавливать перед дроссельным вентилем охладитель жидкого рабочего агента и включать его по нагреваемому теплоносителю последовательно за конденсатором. При этом снижаются потери в установке от дросселирования и необратимого теплообмена, так как теплоноситель охлаждает рабочий агент и поступает в конденсатор предварительно подогретым.

Расчет схемы установки :

- Задание или выбор (на основе технико-экономических расчетов) значений меньшей разности температур между греющей и нагреваемой средами в испарителе  $\Delta t_u$ , конденсаторе  $\Delta t_k$  и охладителе  $\Delta t_{охл}$ .
- Последовательное определение:
  - расчетной температуры испарения  $t_0 = t_{н2} - \Delta t_u$ ;
  - расчетной температуры конденсации  $t_k = t_{в2} + \Delta t_k$ .
- Определение параметров рабочего агента в характерных точках схемы рис. 7 ( по таблице или диаграмме):
  - параметров рабочего агента (хладагента) в т.1 (по температуре  $t_1 = t_0$ ) – давления  $P_1$ , МПа; удельной энтальпии сухого насыщенного пара  $h_1''$ , кДж/кг; удельной энтропии сухого насыщенного пара  $S_1''$ , кДж/(кг·К); удельного объема пара  $v_1$ , м<sup>3</sup>/кг;
  - параметров хладагента в т. 3 (по температуре  $t_k$ ) –  $P_3$ , МПа; удельной энтальпии насыщенной жидкости  $h_3$ , кДж/кг; удельной энтропии насыщенной жидкости  $S_3'$ , кДж/(кг·К);

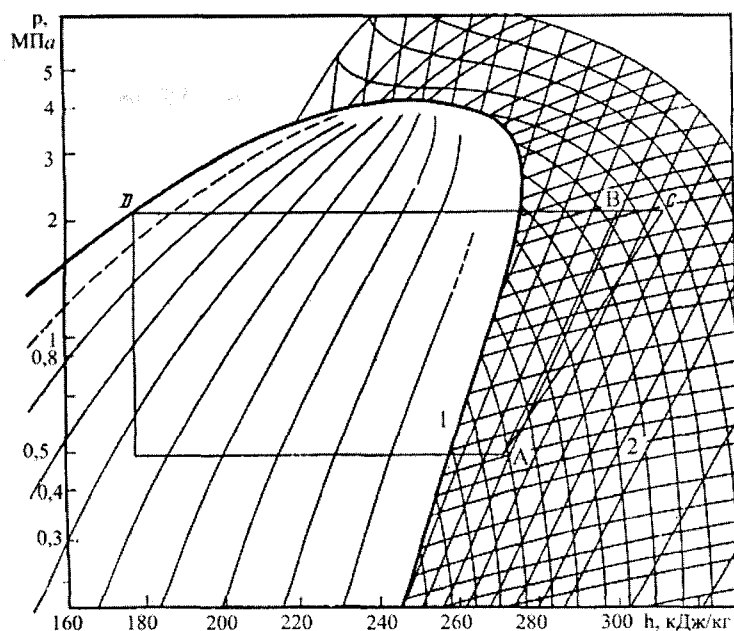


Рис. 7. Парокомпрессионный цикл на хладагенте R12:

1 – линия насыщения, 2 – изотермы

- параметров хладагента в т. 2\* – давления равного давлению в т. 3, т. е.  $P_2^* = P_3$ ; энтропии перегретого пара равной энтропии насыщенного пара в т. 1, (процесс сжатия пара по линии 1 – 2\* протекает по адиабате, следовательно,  $S_2^* = S_1''$ );

– параметров хладагента в т. 2 – давления, равного давлению хладагента в т. 2\* и 3; зная адиабатный КПД компрессора, удельную энтальпию перегретого из выражения

$$h_2 = (h_2^* + h_1'' \cdot \eta_{ад} - h_1'') / \eta_{ад};$$

– параметров хладагента в т. 4 – температуру хладагента из выражения  $t_4 = t_{в2} + \Delta t_{охл}$ ; по температуре  $t_4$  и таблице насыщенного пара –  $P_4$ ,  $h_4'$  и  $S_4'$ ;

– параметров хладагента в т. 5 – температуры и давления равных температуре и давлению в т. 1, т. е.  $t_5 = t_1$  и  $P_5 = P_1$ . В связи с тем, что энтальпия хладагента при дросселировании не изменяется, то  $h_5 = h_4'$ .

- Определение удельного расхода тепла на 1 кг хладагента в отдельных аппаратах теплового насоса: подвод тепла в испарителе  $g_{и} = h_1'' - h_5$ ; отвод тепла в конденсаторе  $g_{к} = h_2 - h_3'$ ; отвод тепла в охладителе  $g_{охл} = h_3' - h_4'$ ; подвод тепла в компрессоре (внутренняя работа)  $l = h_2 - h_1''$ .
- Составление баланса тепла для проверки правильности расчета  $g = l + g_{и} = g_{к} + g_{охл}$
- Определение расчетного расхода хладагента, расчетной нагрузки отдельных аппаратов, электрической мощности компрессора и энергетических показателей установки: массового расхода хладагента (кг/с)  $G = Q_{в} / g$ ; объемной производительности компрессора ( $m^3/c$ )  $V = G \cdot v_1$ ; расчетной тепловой нагрузки испарителя (кВт)  $Q = G \cdot g_{и}$ ; расчетной тепловой нагрузки охладителя (кВт)  $Q_{охл} = G \cdot g_{охл}$ ; электрической мощности привода компрессора (кВт)  $N_э = l \cdot G / \eta_{э}$ ; коэффициента преобразования тепла  $\phi = Q_{в} / N_э$ .
- Расчет среднетермодинамической температуры теплоносителя:

«холодного» источника –  $T_{ср.н} = \frac{T_{н1} - T_{н2}}{\ln T_{н1} / T_{н2}}$ ,

«горячего» источника –  $T_{ср.в} = \frac{T_{в1} - T_{в2}}{\ln T_{в1} / T_{в2}}$ .

- Расчет эксергетической температурной функции состояния:

«холодного» источника –  $\tau_{ex} = (T_{ср.н} - T_{о.с}) / T_{ср.н}$ ,

«горячего» источника –  $\tau_{e,z} = (T_{ср.н} - T_{о.с}) / T_{ср.в}$ .

- Расчет эксергетического КПД теплонасосной установки

$$\eta_{емпу} = \tau_{e,z} [1/\phi + (1 - 1/\phi)\tau_{ex}]^{-1}. \quad 0$$

- Расчет экономии топлива, которая может быть получена при использовании ТНУ по сравнению с котельной,

$$\delta B = (\phi - \phi_{гр}) \cdot 100 / \phi.$$

*Сравнение эффективности системы отопления на основе парокомпрессионного ТН с традиционной.* Проиллюстрируем, следуя [4], рабочий процесс реального теплового насоса, питаемого электроэнергией от тепловой электростанции. Для этого воспользуемся эксергетической диаграммой, показанной на рис. 9, подобной диаграмме рис. 8. Здесь все процессы тепловой электростанции и полное уменьшение эксергии в ней показаны упрощенно в виде прямой линии – от 100 % на входе до 36 % на выходе из ТЭС.

Штриховкой показан поток эксергии в каждом из элементов теплового насоса, цифры – эксергетический КПД в процентах по отношению к эксергии топлива на ТЭС.

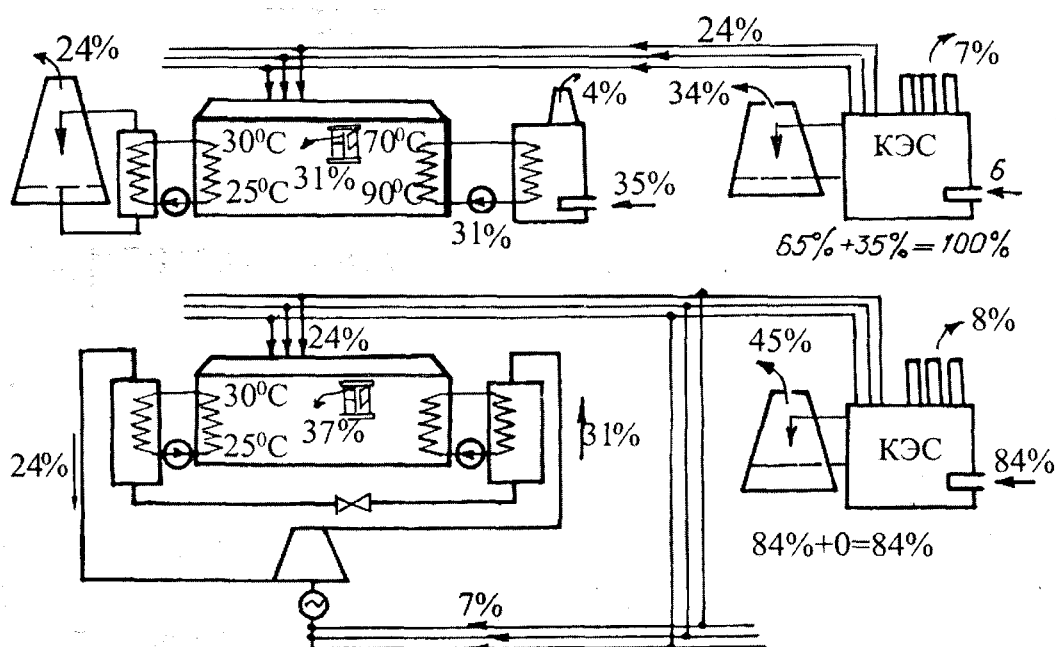


Рис. 8 – Схема теплового насоса для отопления завода (вверху – традиционная схема с котельной и градирней)

Описание рабочего процесса теплового насоса мы не повторяем, так как оно уже было приведено ранее. На диаграмме  $T-S$  (температура – энтропия) процесс 1 – 2 – сжатие фреона в компрессоре КМ, процесс 2 – 3 – охлаждение и конденсация паров в конденсаторе К, 3 – 4 – охлаждение жидкого фреона в охладителе конденсата ОК, 4 – 5 – сброс давления в дросселе ДР и 5 – 1 – испарение в испарителе И (рис. 6).

Из диаграммы видно, что поток отведенной потребителю эксергии составит сумма 15,5 % в конденсаторе и 4,7 % в охладителе конденсата, т. е. 20,3 %. Полный поток энергии, подведенный потребителю с учетом теплоты из окружающей среды, составляет 116,7 % по отношению к теплоте сгорания топлива, сожженного на ТЭС для питания теплового насоса. Если бы вместо системы ТЭС – тепловой насос использовалась крупная котельная, то даже она дала бы потребителю не более 85 % теплоты сгорания топлива.

Для сравнения приведем схему энергоснабжения крупного промышленного предприятия, где за 100 % принята сумма потоков энергии, подводимых к ТЭС и котельной предприятия (рис. 9). Это традиционная схема энергоснабжения. Вся теплота, подводимая от котельной (31 %), идет на отопление здания и теряется через стены, а также с уходящим вентиляционным воздухом. Электрическая мощность от электростанции (24 %) почти полностью превращается в низкопотенциальную теплоту в охлаждающей воде в градирне.

На нижней части рис. 9 показан вариант применения теплового насоса. ТН фактически возвращает теплоту из оборотной системы водоснабжения (24 %), поскольку она вся в сумме с электроэнергией, затраченной на сжатие фреона (7 %), поступает на вход, т. е. на отопление здания, отчего котельная ликвидируется. Как видно из схем, в случае теплонасосного варианта потребляется всего лишь 84 % топлива по сравнению с традиционной схемой, т. е. 16 % топлива экономится.

Таким образом, тепловой насос как имеющий более высокий эксергетический КПД позволяет получить существенную экономию топлива. Попутно решается экологическая задача, связанная с ликвидацией продуктов сгорания котельной (теплоэлектроцентралью).

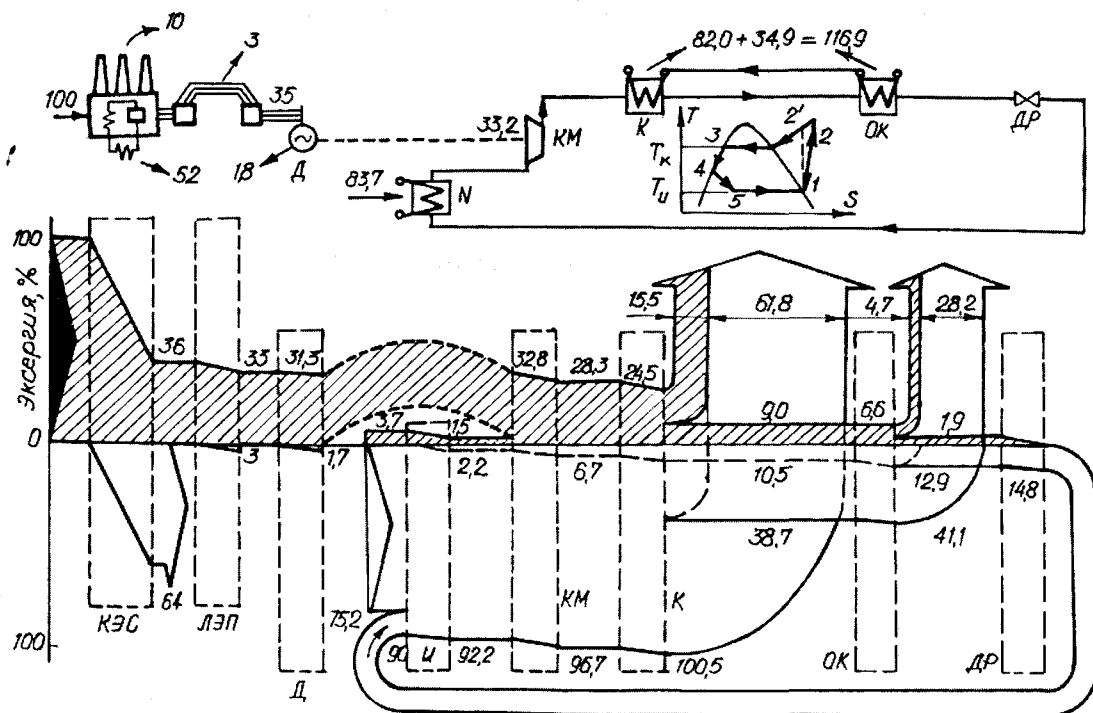


Рис. 9. Энергетическая диаграмма теплонасосной станции (вверху – ее термодинамическая схема и цикл)

Список литературы

1. Мацевитый Ю. М., Чиркин Н. Б., Богданович Л. С., Клепанда А. С. О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины // Энергосбережение · Энергетика · Энергоаудит; № 3, 2007. – С. 20 – 32.
2. Баранников Н. М. Расчет установок и теплообменников для утилизации вторичных энергетических ресурсов / Н. М. Баранников, Е. В. Аронов. – Изд. Красноярского университета, 1992. – 212 с.
3. Рей Д. Тепловые насосы / Д. Рей, Д. Макмайкл. – М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с.
4. Янговский Е. И. Промышленные тепловые насосы / Е. И. Янговский, Л. А. Левин. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 122 с.
5. Мхитарян Н. М. Энергетика нетрадиционных и возобновляемых источников. Опыт и перспективы / Н. М. Мхитарян. – Киев: Наукова думка, 1999. – 320 с.
6. Мартыновский В. С. Тепловые насосы / В. С. Мартыновский. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1955. – 192 с. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. – М.: Энергия, 1979. – 285 с.
7. Зысин В. А. Отопительные установки с тепловым насосом. Труды ЦКТИ. Кн. 4, вып. 1. – М. – Л.: Машгиз, 1947. – С. 31 – 39. Комбинированные парогазовые установки и циклы. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 186 с.
8. Ундриц Г. Ф. Использование холодильных машин для целей отопления / Г. Ф. Ундриц // Изв. энерг. ин-та им. Г. М. Кржижановского. – 1993. – Т. 1. – С. 107 – 132.
9. Белан Н. В., Шепетов Ю. А. Учебная установка «Тепловой насос», ХАИ, 2006, – 10 с.
10. Маляренко В. А., Лисак Л. В. Энергетика, докiлля, енергозбереження. – Харків, “Рубiкон”, 2004. – 251 с.

11. Кривцов В. С., Олейников А. М., Яковлев А. И. Неисчерпаемая энергия. Кн. 3. Альтернативная энергетика. – Харьков, ХАИ, 2006. – 650 с.

12. Шестаков В. Н., Подопрігора А. И., Теличко В. А. Современная система отопления при помощи теплонасосных установок // Энергосбережение • Энергетика • Энергоаудит; № 4, 2007. С. 34–39.

## THERMODYNAMIC BASES of CALCULATION PAPOKOMPRESSИОННЫХ of THERMAL PUMPS

V. A. MALJARENKO, Dr. Scie. Tech, Pf.

A. I. JAKOVLEV, Dr. Scie. Tech, Pf.

*Are considered thermodynamic bases of calculation pairscompressions thermal pumps. Basic schemes are presented and processes of work ideal and real pairscompressions cycles are described. Are resulted sequence of calculation one-stage steam compressions the thermal pump, and also comparison of efficiency of the system of heating constructed on its basis with traditional.*

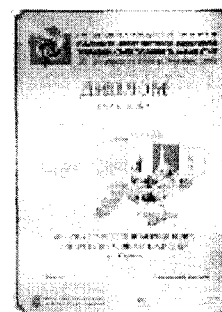
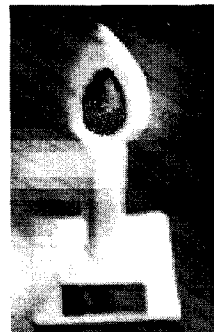
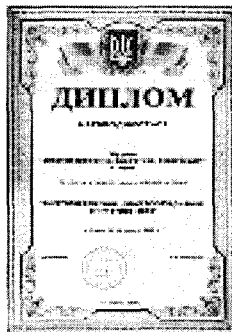
В 2006 году журнал

**«Энергосбережение • Энергетика • Энергоаудит»**

стал лауреатом Всеукраинского конкурса

**«ЛІДЕР 2006 паливно-енергетичного комплексу»**

и дипломантом нескольких международных выставок



Уважаемые читатели!

На страницах журнала

**«ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ • ЭНЕРГЕТИКА • ЭНЕРГОАУДИТ»**

продолжается заочное заседание «круглого стола» на тему:

**«Государственная политика энергосбережения**

**в Украине:**

**организация, управление, стимулирование».**

К обсуждению данной темы приглашаем

руководителей государственных администраций

и энергопередающих компаний, промышленных предприятий,

ученых и всех заинтересованных.

Вашу позицию по указанной проблеме предлагаем

изложить в письменном виде и направить в наш адрес:

61002, г. Харьков, ул. Миросицкая, 60,

Тел./факс (057) 7-149-451, тел. 7-149-450, E-mail: [sveco\\_ltd@rambler.ru](mailto:sveco_ltd@rambler.ru)