

## Повышение термодинамической эффективности рабочих циклов парокompрессионных тепловых насосов\*

Н.В. МИРОНОВА<sup>1</sup>, С.Л. ЕЛИСТРАТОВ<sup>2</sup>, Ю.В. ОВЧИННИКОВ<sup>3</sup>,  
В.Г. ТОМИЛОВ<sup>4</sup>

<sup>1</sup> 630073, РФ, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20, Новосибирский государственный технический университет, ассистент. E-mail: [miroponovaNina@inbox.ru](mailto:miroponovaNina@inbox.ru)

<sup>2</sup> 630073, РФ, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20, Новосибирский государственный технический университет, доктор технических наук, заведующий кафедрой ТЭС. E-mail: [elistratov.sl@yandex.ru](mailto:elistratov.sl@yandex.ru)

<sup>3</sup> 630073, РФ, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20, Новосибирский государственный технический университет, доктор технических наук, профессор. E-mail: [ovchinnikov@corp.nstu.ru](mailto:ovchinnikov@corp.nstu.ru)

<sup>4</sup> 630073, РФ, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20, Новосибирский государственный технический университет, доктор технических наук, профессор. E-mail: [v.tomilov@corp.nstu.ru](mailto:v.tomilov@corp.nstu.ru)

В настоящей работе рассмотрены возможности повышения основных показателей эффективности рабочих циклов парокompрессионных тепловых насосов – коэффициента преобразования и эксергетического КПД. Приведены два способа определения эксергетического КПД обратных термодинамических циклов Ренкина: на основе сравнения величин входящих и выходящих потоков эксергии различной природы; с учетом поэлементного и суммарного определения внутренних потерь эксергии. Показано, что оба подхода позволяют получить одинаковые конечные результаты. Представлены обобщенная схема, термодинамический цикл и подробное описание работы парокompрессионного теплового насоса. Приведены расчетные формулы и результаты определения удельных тепловых нагрузок отдельных аппаратов, потерь эксергии в них для семи рабочих термодинамических циклов на озонобезопасном рабочем теле R-134a. На основе сравнительного анализа показателей эффективности циклов обнаружено, что основной причиной снижения коэффициента преобразования, холодильного коэффициента и эксергетического КПД рабочих циклов парокompрессионных термотрансформаторов является процесс дросселирования горячего конденсата. Рассмотрены варианты снижения его температуры перед дросселированием за счет отвода теплоты на цели горячего водоснабжения, процессы внутрицикловой и внешней регенерации с подогревом низкопотенциального источника тепла. Внешняя регенерация за счет глубокой утилизации теплоты конденсата рабочего тела в отличие от внутрицикловой регенерации может производиться независимо от вида рабочего тела, режима эксплуатации теплового насоса и позволяет свести к минимуму неустранимые эксергетические потери от «горячего» дросселирования. Обнаружено, что для определения коэффициента преобразования цикла с внешней регенерацией тепла должна применяться особая процедура его определения. Предложе-

---

\* Статья получена 05 декабря 2017 г.

но для повышения термодинамической эффективности до минимума сокращать потери от «горячего» дросселирования за счет оптимального сочетания процессов внутрицикловой и внешней регенерации тепла.

**Ключевые слова:** парокompрессионный тепловой насос, низкопотенциальный источник тепла, термодинамический цикл, азеатропные и неазеатропное рабочие тела, коэффициент преобразования, холодильный коэффициент, эксергетический метод, эксергетические потери, эксергетический КПД, внутрицикловая и внешняя регенерация тепла

## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в качестве одного из основных средств энергосбережения рассматриваются тепловые насосы (ТН) различного типа. Наибольшее распространение среди ТН получили машины, в которых реализуется обратный цикл Ренкина (рис. 1, 2).

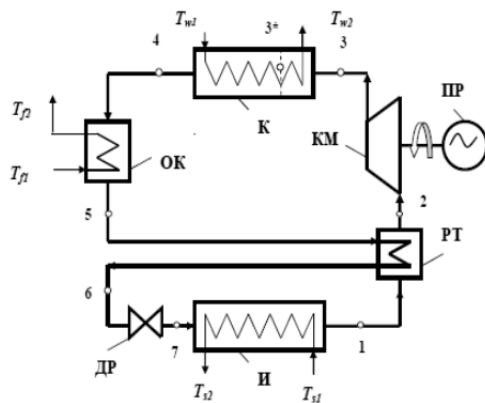


Рис. 1. Принципиальная схема парокompрессионного теплового насоса (ПКТН)

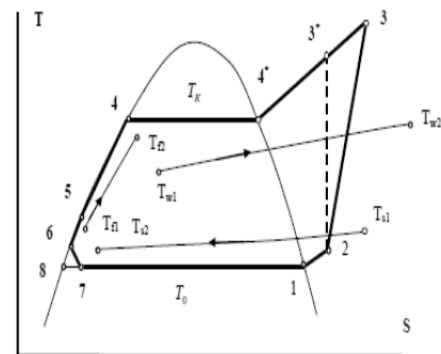


Рис. 2. Термодинамический цикл ПКТН

Представленная на рис. 1 принципиальная схема включает в себя все основные элементы не только ПКТН, но и парокompрессионных холодильных машин (ПКХМ), а отдельные рабочие процессы представлены при использовании в них неазеатропных рабочих тел (РТ). Рабочим процессам на рис. 2 соответствуют одноименные точки на рис. 1. Более сложные схемы и циклы ПКТН базируются на представленных структурных элементах и термодинамических процессах.

В испарителе И осуществляется при постоянном давлении  $P_0$  и температуре  $T_0$  кипение РТ при подводе теплоты от низкопотенциального источника тепла (процесс 7–1). Насыщенный пар РТ при давлении  $P_0$  перегревается (процесс 1–2) в регенеративном теплообменнике ТР обратным потоком жидкого РТ, поступающим из охладителя конденсата ОК. Перегретый пар с температурой  $T_2$  поступает на вход компрессора КМ, в котором производится его сжатие (процесс 2–3) до конечного давления  $P_K$  с повышением температуры до  $T_3$ . Компримированный пар с параметрами перегретого пара (точка 3) поступает в конденсатор К, где сначала происходит его охлаждение

(процесс 3–4\*) из состояния перегретого пара до состояния насыщения (точка 4\*), а затем конденсация (процесс 4\*–4) при постоянном давлении  $P_K$  и температуре  $T_K$ . Из конденсатора К конденсат РТ направляется в охладитель конденсата ОК, где производится отвод тепла теплоносителю  $F$  внешнего теплоприемника (процесс 4–5) с понижением температуры от  $T_K = T_4$  до  $T_5$ . Дальнейшее охлаждение РТ до температуры  $T_6$  производится в ТР обратным потоком пара, поступающим из испарителя И в компрессор КМ. Цикл завершается процессом дросселирования (процесс 6–7) жидкого РТ в дроссельном устройстве ДР от давления  $P_K$  до давления в испарителе  $P_0$  с понижением его температуры в процессе изоэнтальпийного расширения с  $T_6$  до температуры  $T_7 = T_0$  в испарителе.

В процессе реализации замкнутого термодинамического цикла к РТ в испарителе И подводится тепловая энергия от теплоотдатчика  $S$  (низкопотенциального источника тепла) с охлаждением его теплоносителя с температуры  $T_{S1}$  до  $T_{S2}$ . Также к РТ через приводное устройство в компрессоре в процессе сжатия подводится механическая энергия (эксергия). При этом мы не конкретизируем, из какого исходного вида энергии (электрическая, тепловая и др.) получена механическая энергия на валу компрессора. Отвод полезного тепла к внешнему потребителю осуществляется в конденсаторе К при нагреве теплоносителя внешнего теплоприемника  $W$  с температуры  $T_{W1}$  до  $T_{W2}$ . В общем случае дополнительно тепло от РТ полезно отводится в охладителе конденсата ОК какому-либо внешнему потребителю за счет нагрева теплоносителя теплоприемника  $F$  с температуры  $T_{f1}$  до  $T_{f2}$ . При использовании ПКТН в системах теплоснабжения потребителями тепловой энергии обычно являются системы отопления (СО) и горячего водоснабжения (ГВС). Как правило, для отопления используется тепло, выделяемое в конденсаторе, а для нагрева воды на нужды ГВС – тепло охлаждения конденсата РТ. При отсутствии потребности в ГВС для целей отопления используется также значительная часть тепла от охлаждения конденсата РТ, в этом случае теплоноситель системы отопления  $W$  последовательно или параллельно проходит через охладитель конденсата ОК и конденсатор К. Аналогичным образом ПКТН могут быть использованы в различного рода производственных технологиях.

## 1. ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ

В качестве общепринятых показателей энергетической эффективности применения ПКТН и ПКХМ используются соответственно коэффициент преобразования  $\varphi$  и холодильный коэффициент  $\varepsilon$  [1]:

$$\varphi = (q_K + q_{OK}) / l_D; \quad (1)$$

$$\varepsilon = q_{\text{И}} / l_{\text{Д}}, \quad (2)$$

где  $q_{\text{К}}$ ,  $q_{\text{ОК}}$  и  $q_{\text{И}}$  – теплота, переданная потребителям от рабочего тела в конденсаторе К и охладителе ОК (отопление, ГВС и др);  $l_{\text{Д}}$  – энергия, подведенная к компрессору К для сжатия рабочего тела.

Для выражений (1) и (2) справедливо соотношение

$$\varphi = 1 + \varepsilon, \quad (3)$$

где  $\varphi \geq 1$ ,  $\varepsilon \geq 0$ . Для практически важных случаев  $\varphi = 3 \div 5$ . Эти показатели иногда ошибочно отождествляют с коэффициентом полезного действия тепловых машин, который характеризует термодинамическое совершенство протекающих в них рабочих процессов.

Эксергетический метод анализа эффективности преобразования в тепловых машинах различных по своей природе видов энергии [1] позволяет в сочетании с известными значениями  $\varphi$  и  $\varepsilon$  произвести комплексную оценку эффективности машин, работающих по обратным термодинамическим циклам, а также определить пути и пределы их совершенствования.

Удельное значение теплоэксергии  $e$  (кДж/кг) входящих или выходящих из элементов ПКТН потоков тепловой энергии  $q$  с абсолютной температурой  $T$  можно определить, используя известное соотношение

$$e = q \cdot \tau_e. \quad (4)$$

Здесь  $\tau_e = 1 - T_{\text{ОС}} / T$  – температурная эксергетическая функция. В зависимости от температуры окружающей среды  $T_{\text{ОС}}$  область изменения (рис. 2) ее значений  $-\infty < \tau_e \leq 1$  для  $0 < T < \infty$ .

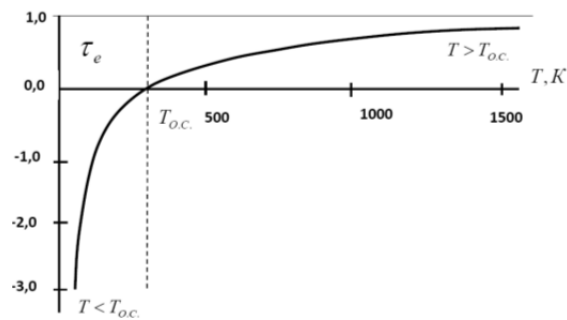


Рис. 3. Зависимость эксергетической температурной функции от абсолютной температуры

В достаточно узкой зоне температур вблизи  $T_{\text{ОС}}$  работает значительное количество теплотехнических устройств (тепловые насосы, холодильные машины, теплообменники и др.) и осуществляется техногенный сброс тепла на промышленных предприятиях. Здесь небольшие изменения температуры

могут приводить к значительным изменениям значений  $\tau_e$ , а эксергия больших по величине потоков тепла становится незначительной. Использование этих низкопотенциальных потоков тепла является актуальной задачей энергосбережения.

Смена знака  $\tau_e$  при переходе через  $T_{OC}$  не является основанием считать эксергию отрицательной. При температурах  $T > T_{OC}$  знаки величин  $\tau_e$  и  $e_q$  совпадают. Это означает, что направления теплового потока и эксергии совпадают: система совершает работу и от системы отводится тепло ( $q > 0$ ). При  $T < T_{OC}$ , отводя теплоту из системы к окружающей среде ( $q < 0$ ), мы подводим к ней эксергию и знаки величин  $\tau_e$  и  $e_q$  не совпадают. Во всех этих случаях теплоэксергия  $e_q$  имеет положительные значения.

Величину эксергетического коэффициента полезного действия  $\eta_e$  технической системы с замкнутым рабочим циклом можно определить двумя независимыми способами.

В первом случае его значение определяется в виде отношения суммы выходящих из технической системы потоков удельной эксергии к входящим:

$$\eta_e^1 = \frac{\sum_{1}^n e_{\text{ВЫХ}}}{\sum_{1}^m e_{\text{ВХ}}}, \quad (5)$$

где в общем случае количество ( $n$  и  $m$ ), а также природа происхождения входящих и выходящих потоков эксергии могут различаться [2].

Второй способ позволяет определить это значение через определение суммы потерь удельной эксергии  $d_i$  в отдельных процессах термодинамического цикла:

$$\eta_e^2 = \frac{\sum_{1}^n e_{\text{ВХ}} - \sum_{1}^k d_i}{\sum_{1}^n e_{\text{ВХ}}}. \quad (6)$$

Применительно к схеме и рабочему циклу ПКТН (рис. 1, 2) входящими потоками эксергии являются удельная теплоэксергия низкопотенциального источника тепла  $e_S = q_H \cdot \tau_S^q$  и удельная механическая энергия (работа) для сжатия пара рабочего тела  $l_D$ , а выходящими – удельная теплоэксергия потоков теплоты, отводимой потребителю из конденсатора  $e_w = q_K \cdot \tau_w^S$  и охладителя конденсата  $e_f = q_{OK} \cdot \tau_f^q$ .

## 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО КПД НА ОСНОВЕ СООТНОШЕНИЯ ВЫХОДЯЩИХ И ВХОДЯЩИХ ПОТОКОВ ЭКСЕРГИИ

В отношении выбора температуры окружающей среды  $T_{OC}$  для оценки эксергетической эффективности термотрансформаторов (холодильных машин, тепловых насосов, устройств для одновременной выработки тепла и холода и др.) в литературе [2] существуют различные подходы. Предполагается, что конкретное значение  $T_{OC}$  не оказывает влияния на конечные результаты сравнительных расчетов. При анализе термодинамических циклов в качестве температуры окружающей среды в работе [3] была использована температура кипения РТ в испарителе как удобный уровень для расчета эксергетической эффективности низкотемпературных технических систем. Не связанный с температурой подход к выбору параметров окружающей среды предложен В.С. Мартыновским [4]. Рекомендовано в инженерной практике руководствоваться следующим положением: «Источник тепла, которому приписывается роль окружающей среды, должен быть выбран на основе двух наиболее существенных признаков, а именно: он должен обладать практически неограниченной теплоемкостью и тепловой контакт с ним рабочего тела должен происходить с наименьшими экономическими затратами».

С учетом вышеотмеченных особенностей выбора параметров окружающей среды примем во внимание следующее.

1. Эксергетическая температурная функция  $\tau_\theta$  может принимать в окрестности  $T_{OC}$  очень малые знакопеременные величины (рис. 3), что может значительно повлиять на точность расчетов эксергии тепловых потоков.

2. Для ПКТН окружающей средой являются источники низкопотенциального тепла, обладающие неограниченной теплоемкостью (окружающий воздух, реки, озера, моря, подземные источники теплой воды, крупные технологические сбросы тепла промпредприятий, сточные хозяйственно-бытовые стоки городов и др.).

3. Непосредственно в процессе теплообмена в аппаратах ПКТН температуры теплоносителей внешних источников, в том числе низкопотенциального тепла, изменяются.

4. Значения удельных эксергий РТ в характерных точках термодинамического цикла ПКТН могут быть определены по формуле Гюи–Стодолы [5]:

$$e_i = h_i - h_{OC} - T_{OC}(S_i - S_{OC}), \quad (7)$$

где  $T_{OC}$ ,  $h_{OC}$  и  $S_{OC}$  – соответственно температура, энтальпия и энтропия РТ при температуре и давлении окружающей среды;  $h_i$ ,  $S_i$  – соответственно энтальпия и эксергия РТ в характерных точках рабочего термодинамического цикла (рис. 1).

5. Выражение для температурной эксергетической функции для потоков тепла в аппаратах ПКТН:

$$\tau_i^q = 1 - T_{OC} / T_i, \quad (8)$$

где  $T_i$  – температура теплоносителя  $i$ -го внешнего теплоприемника или теплоотдатчика в процессе теплопередачи.

Значение  $T_i$  можно определить, как в работе [5]:

$$T_i = (t_{2i} - t_{1i}) / \ln(t_{2i} / t_{1i}) + 273. \quad (9)$$

Здесь  $t_{1i}$  и  $t_{2i}$  – соответственно температуры теплоносителя, °С, внешнего  $i$ -го теплоприемника или теплоотдатчика на входе и выходе из теплообменного аппарата.

Для удобства расчетов в качестве параметров окружающей среды целесообразно принять такую среднюю температуру теплоносителя  $T_S$  низкопотенциального источника тепла  $S$ , при которых все значения удельной теплоэксергии РТ в характерных точках цикла не будут принимать отрицательные значения. Применительно к принципиальной схеме (рис. 1) получим:

$$T_f = (t_{f2} - t_{f1}) / \ln(t_{f2} / t_{f1}) + 273; \quad (10)$$

$$\tau_f^q = 1 - T_{OC} / T_f; \quad (11)$$

$$T_W = (t_{W2} - t_{W1}) / \ln(t_{W2} / t_{W1}) + 273; \quad (12)$$

$$\tau_W^q = 1 - T_{OC} / T_W^B; \quad (13)$$

$$T_S = (t_{S1} - t_{S2}) / \ln(t_{S1} / t_{S2}) + 273; \quad (14)$$

$$\tau_S^q = 1 - T_{OC} / T_S; \quad (15)$$

$$\eta_e^1 = (q_K \cdot \tau_W^q + q_{OK} \cdot \tau_f^q) / (I_D / \eta_{Э.М} + q_{И} \cdot \tau_S). \quad (16)$$

### 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО КПД НА ОСНОВЕ УЧЕТА ПОТЕРЬ ЭКСЕРГИИ

Анализ будем проводить на уровне определения внутренних и внешних потерь эксергии. Потери эксергии по отдельным элементам проводим последовательно по направлению движения потока эксергии, начиная с подвода электроэнергии к электроприводу компрессора. Дальнейший расчет внутренних потерь эксергии производим с учетом значений входной эксергии в каж-

дом элементе ПКТН и потерь эксергии в предыдущих элементах. Итоговые результаты представлены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры РТ в характерных точках цикла для R-134a

| Точка | Давление, МПа | Температура, К (°C) | Энтальпия, кДж/кг | Энтропия, кДж/кг | Эксергия, кДж/кг |
|-------|---------------|---------------------|-------------------|------------------|------------------|
| 1     | 0,2722        | 271(–2)             | 396,04            | 1,7231           | 21,23            |
| 2     | 0,2722        | 285 (+12)           | 408,77            | 1,7689           | 21,43            |
| 3*    | 1,9777        | 358 (+85)           | 453,00            | 1,7689           | 65,66            |
| 3     | 1,9777        | 367(+94)            | 463,45            | 1,7978           | 68,16            |
| 4*    | 1,9777        | 340(+67)            | 427,81            | 1,6967           | 60,31            |
| 4     | 1,9777        | 340(+67)            | 299,12            | 1,3183           | 35,61            |
| 5     | 1,9777        | 289,8 (+16,8)       | 222,77            | 1,0803           | 24,67            |
| 6     | 1,9777        | 280,5(+7,5)         | 210,07            | 1,0361           | 24,11            |
| 7     | 0,2722        | 271 (–2)            | 210,07            | 1,0372           | 23,81            |
| 8     | 0,2722        | 271(–2)             | 197,37            | 0,9904           | 23,97            |

Расчет производился с учетом параметров рабочего цикла с хладагентом R-134a для условий:  $T_{S1} = 276 \text{ °K}(+3 \text{ °C})$ ,  $T_{S2} = 274 \text{ °K}(+1 \text{ °C})$ ,  $T_{W2} = 335 \text{ °K}(+62 \text{ °C})$ .  $\Delta T_{\text{И}} = T_{S2} - T_0 = 3 \text{ °K}$ ;  $\Delta T_{\text{К}} = T_{\text{К}} - T_{W2} = 5 \text{ °K}$ . Для поршневого компрессора  $\varepsilon = 0,03$ ; электромеханический КПД компрессора  $\eta_{\text{Э.М}} = 0,95$ . Для определения термодинамических свойств РТ в характерных точках рабочего цикла (рис. 2) используем инженерную программу Coolpak. Значения удельных эксергий РТ в характерных точках термодинамического цикла ПКТН определены согласно выражению (7).

Таблица 2

Определение потерь эксергии и КПД процессов в элементах ПКТН

| Элементы ПКТН | Расчетные формулы и значения   |
|---------------|--|
| Электропривод | $e_{\text{ПР}} = e_{\text{ВХ}} = 1,00 e_{\text{ВХ}}$ ; $d_{\text{ПР}} = e_{\text{ВХ}} (1 - \eta_{\text{Э.М}})$<br>$\eta_{\text{ПР}}^e = (e_{\text{ВХ}} - d_{\text{ПР}}) / e_{\text{ВХ}} = 0,95$  |
| Компрессор    | $e_{\text{КМ}}^{\text{ВХ}} = e_{\text{ВХ}} - d_{\text{ПР}} = 0,95 e_{\text{ВХ}}$ ; $d_{\text{КМ}} = e_{\text{КМ}}^{\text{ВХ}} - (e_3 - e_2) = 0,138 e_{\text{ВХ}}$<br>$\eta_{\text{КМ}}^e = (e_{\text{КМ}}^{\text{ВХ}} - d_{\text{КМ}}) / e_{\text{КМ}}^{\text{ВХ}} = 0,855$   |
| Конденсатор   | $e_{\text{К1}} = e_3 - e_4 = 32,55 \text{ кДж/кг} = 0,566 e_{\text{ВХ}}$<br>$e_{\text{К2}} = q_{\text{К}} \cdot \tau_{\text{W}}^q = 27,41 \text{ кДж/кг} = 0,476 e_{\text{ВХ}}$<br>$e_{\text{К}}^{\text{ВХ}} = e_{\text{КМ}}^{\text{ВХ}} = e_{\text{КМ}}^{\text{ВХ}} - d_{\text{КМ}} = 46,73 \text{ кДж/кг} = 0,812 e_{\text{ВХ}}$<br>$d_{\text{К}} = e_{\text{К1}} - e_{\text{К2}} = 5,14 \text{ кДж/кг} = 0,089 e_{\text{ВХ}}$<br>$\eta_{\text{К}}^e = (e_{\text{К}}^{\text{ВХ}} - d_{\text{К}}) / e_{\text{К}}^{\text{ВХ}} = 0,89$ ; $\psi_{\text{К}}^{3-4*} = (e_3 - e_{4*}) / (e_3 - e_4) = 0,16$ |



Окончание табл. 2

| Элементы ПКГН                | Расчетные формулы и значения  |
|------------------------------|---|
| Охладитель конденсата        | $e_{OK}^{BX} = e_K^{BX} - d_K - e_{K2} = 14,18 \text{ кДж/кг} = 0,246e_{BX}$<br>$e_{OK1} = e_4 - e_5 = 10,94 \text{ кДж/кг} = 0,190e_{BX}$<br>$e_{OK2} = q_{OK} \cdot \tau_f^q = 4,94 \text{ кДж/кг} = 0,086e_{BX}$<br>$d_{OK} = e_{OK1} - e_{OK2} = 6,00 \text{ кДж/кг} = 0,104e_{BX}$<br>$\eta_{OK}^e = (e_{OK}^{BX} - d_{OK}) / e_{OK}^{BX} = 0,577$ |
| Регенеративный теплообменник | $e_{PT}^{BX} = e_{OK}^{BX} - d_{OK} - e_{OK2} = 3,24 \text{ кДж/кг} = 0,056e_{BX}$<br>$e_{PT1} = e_5 - e_6 = 0,56 \text{ кДж/кг} = 0,0097e_{BX}$<br>$e_{PT2} = e_2 - e_1 = 0,2 \text{ кДж/кг} = 0,003e_{BX}$<br>$d_{PT} = e_{PT1} - e_{PT2} = 0,36 \text{ кДж/кг} = 0,006e_{BX}$<br>$\eta_{PT}^e = (e_{PT}^{BX} - d_{PT}) / e_{PT}^{BX} = 0,890$        |
| Дроссельное устройство       | $d_{DP} = T_{OC} \cdot (S_7 - S_6) = e_6 - e_7 = 0,30 \text{ кДж/кг} = 0,005e_{BX}$<br>$e_{DP}^{BX} = e_{PT}^{BX} - d_{PT} = 2,88 \text{ кДж/кг} = 0,05e_{BX}$<br>$\eta_{DP}^e = (e_{DP}^{BX} - d_{DP}) / e_{DP}^{BX} = 0,896$  |
| Испаритель                   | $e_{II}^{BX} = e_{DP}^{BX} - d_{DP} = 2,58 \text{ кДж/кг} = 0,045e_{BX}$<br>$e_{II1} = q_{II} \cdot \tau_S^q = 0,0 \text{ кДж/кг} = 0,0e_{BX}$<br>$e_{II2} = e_1 - e_7 = 2,58 \text{ кДж/кг} = 0,045e_{BX}$<br>$d_{II} = e_{II2} - e_{II1} = 2,58 \text{ кДж/кг} = 0,045e_{BX}$<br>$\eta_{II}^e = (e_{II}^{BX} - d_{II}) / e_{II}^{BX} = 0,00$          |

Суммарные потери эксергии в тепловом насосе:

$$\sum_{i=1}^7 d_i = d_{IP} + d_{KM} + d_K + d_{OK} + d_{TP} + d_{DP} + d_{II} =$$

$$= 25,19 \text{ кДж/кг} = 0,438e_{BX}; \quad (17)$$

$$\eta_e^I = (q_K \cdot \tau_W^q + q_{OK} \cdot \tau_f^q) / (l_D / \eta_{Э.М} + q_{II} \cdot \tau_S) = 0,562; \quad (18)$$

$$\eta_e^{II} = e_{ВЫХ} / e_{ВХ} = \left( e_{ВХ} - \sum_1^n d_i \right) / e_{ВХ} = (57,54 - 25,19) / 57,54 = 0,562. \quad (19)$$

Таким образом, результаты расчетов по двум независимым методам совпали.

На рис. 4 приведены различные варианты рабочих циклов, являющихся частными случаями представленного на рис. 1 цикла, а в табл. 3 и 4 – результаты расчета их эффективности для вышеобозначенных исходных данных. Первые три цикла являются типовыми для ПКХМ.

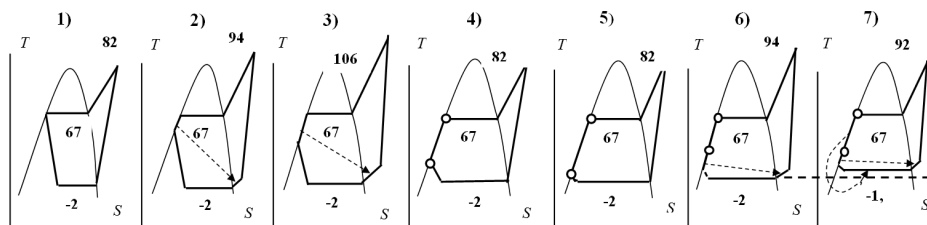


Рис. 4. Рабочие циклы ПКТН

Таблица 3

**Эксергетические потери рабочих циклов**

| Номер цикла | $x$   | $\theta$ | Относительные потери эксергии в элементах |       |       |       |       |       |       |
|-------------|-------|----------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|             |       |          | ПР  | КМ    | К     | ОК    | ТР    | ДР    | И     |
| 1           | 0,512 | –        | 0,05                                      | 0,176 | 0,088 | –     | –     | 0,232 | 0,024 |
| 2           | 0,448 | 0,2      | 0,05                                      | 0,138 | 0,089 | –     | 0,047 | 0,178 | 0,026 |
| 3           | 0,376 | 0,4      | 0,05                                      | 0,019 | 0,199 | –     | 0,105 | 0,126 | 0,029 |
| 4           | 0,12  | –        | 0,05                                      | 0,102 | 0,172 | 0,107 | –     | 0,019 | 0,042 |
| 5           | 0,064 | –        | 0,05                                      | 0,172 | 0,075 | 0,102 | –     | 0,005 | 0,045 |
| 6           | 0,064 | 0,2      | 0,05                                      | 0,138 | 0,089 | 0,104 | 0,013 | 0,005 | 0,045 |
| 7           | 0,062 | 0,2      | 0,05                                      | 0,136 | 0,090 | 0,106 | 0,013 | 0,006 | 0,023 |

Таблица 4

**Сравнительная эффективность рабочих циклов ПКТН (R-134a)**

| Номер цикла | $e_{вх},$<br>кДж/кг | $q_K,$<br>кДж/кг | $q_{OK},$<br>кДж/кг | $q_{ТР},$<br>кДж/кг | $q_{И},$<br>кДж/кг | $\eta_e$ | $\varphi$ |
|-------------|---------------------|------------------|---------------------|---------------------|--------------------|----------|-----------|
| 1           | 55,94               | 150,07           | –                   | –                   | 96,92              | 0,43     | 2,68      |
| 2           | 57,54               | 164,33           | –                   | 12,75               | 109,65             | 0,47     | 2,86      |
| 3           | 59,21               | 180,27           | –                   | 27,00               | 123,91             | 0,48     | 3,04      |
| 4           | 55,94               | 150,04           | 76,35               | –                   | 173,27             | 0,51     | 4,05      |
| 5           | 55,94               | 150,04           | 89,05               | –                   | 185,97             | 0,55     | 4,28      |
| 6           | 57,54               | 164,33           | 76,35               | 12,70               | 185,97             | 0,56     | 4,18      |
| 7           | 56,35               | 163,40           | 75,76               | 12,70               | 185,62             | 0,57     | 4,29      |

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе их сравнительного анализа можно сделать следующие выводы.

1. Для повышения термодинамической эффективности ПКТН необходимо использовать принцип внутрицикловой регенерации тепла для снижения эксергетических потерь от «горячего» дросселирования. Процесс дросселирования является полностью необратимым процессом. Его снижению способствует регенеративный нагрев пара на входе в компрессор (рис. 2, процессы 1–2 и 5–6; рис. 4, циклы 2, 3, 6 и 7). С увеличением степени внутрицикловой регенерации (показатель  $\theta$ ) возрастают значения  $\eta_e$  и  $\phi$ . Однако с ростом  $\theta$  возрастает температура компримированных паров и снижается эффективность работы конденсатора с связи с необходимостью охлаждения перегретых паров до состояния насыщения (рис. 2, процесс 3–4\*).

2. Увеличение глубины охлаждения конденсата (рис. 2, процесс 4–5) во всех случаях приводит к увеличению термодинамической эффективности рабочих циклов. Это возможно в случае использования теплоты охлаждения конденсата РТ для нужд ГВС и частично отопления.

3. При невозможности отвода тепла охлаждения конденсата на нужды ГВС или отопления можно осуществить подогрев теплоносителя низкопотенциального источника тепла, совершая процесс «внешней» регенерации. При этом уменьшается относительный расход электроэнергии на привод компрессора.

Внешняя регенерация (рис. 4, цикл 7) за счет глубокой утилизации тепла конденсата рабочего тела в отличие от внутрицикловой может производиться независимо от вида рабочего тела, режима эксплуатации ПКТН и позволяет свести к минимуму неустраняемые эксергетические потери от «горячего» дросселирования.

Однако, несмотря на относительное термодинамическое совершенство, процесс внешней регенерации создает парадокс в определении значения  $\phi$ . Согласно выражению (3) с учетом (2) имеем  $\phi = 4,29$ , тогда как расчеты согласно (1) дают значение  $\phi = 2,89$ , если учитывать в качестве полезно произведенного тепла только теплоту, отведенную в конденсаторе. Но это значение  $\phi$  выше, чем для цикла без внутрицикловой регенерации (рис. 4, цикл 1).

4. Во всех случаях для циклов ПКТН с неаэатропными рабочими телами для повышения термодинамической эффективности необходимо до минимума сокращать потери от «горячего» дросселирования за счет оптимального сочетания процессов внутрицикловой и внешней регенерации тепла.

Вышерассмотренные выводы справедливы также и для аэатропных рабочих тел, температура которых изменяется в процессах испарения и конденсации.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Применение тепловых насосов в теплоснабжении: монография / Г.Н. Петраков, В.Г. Стогней, А.В. Мартынов, О.Е. Работкина. – Воронеж: ВГТУ, 2007. – 259 с.
2. Бродянский В.М. О терминологической базе современной инженерной термодинамики // Известия РАН. Энергетика. – 2007. – № 1. – С. 21–27.
3. Янговский Е.И. Потоки энергии и эксергии. – М.: Наука, 1988. – 143 с.

4. Мартыновский В.С. Анализ действительных термодинамических циклов. – М.: Энергия, 1972. – 216 с.
5. Овчинников Ю.В. Основы технической термодинамики. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2010. – 292 с.
6. Исследования и разработки Сибирского отделения Российской академии наук в области энергоэффективных технологий / В.Е. Накоряков, С.Л. Елистратов, А.М. Клер, А.Ю. Маринченко. – Новосибирск: Наука, 2009. – 400 с.
7. Мартыновский В.С. Тепловые насосы. – М.: Госэнергоиздат, 1955. – 191 с.
8. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. – М.: Энергия, 1979. – 285 с.
9. Рей Д., Макмайкл Д. Тепловые насосы. – М.: Энергоиздат, 1982. – 220 с.
10. Radermacher R., Hwang Y. Vapor compression heat pumps with refrigerant mixtures. – New York: Taylor and Francis Group, 2005. – 307 p.
11. Stene J. Residential CO<sub>2</sub> heat pump system for combined space heating and hot water heating // International Journal of Refrigeration. – 2005. – Vol. 28. – P. 1259–1265.
12. Herold K.E., Radermacher R., Klein S.A. Absorption chillers and heat pumps. – Boca Raton, FL: CRC Press, 1996. – 329 p.
13. Thermodynamic performance of R32/R152a mixture for water source heat pumps / H. Lee, H. Kim, D. Kang, D. Jung // Energy. – 2012. – Vol. 40, N 1. – P. 100–106.
14. Zhao L., Bao J. Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle using zeotropic mixtures // Applied Energy. – 2014. – Vol. 130. – P. 748–756.
15. Exergy analysis of zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles / S. Lecompte, B. Ameel, D. Ziviani, M. van den Broek, M. De Paepe // Energy Conversion and Management. – 2014. – Vol. 85. – P. 727–739.
16. Deethayat T., Asanakham A., Kiatsirirot T. Performance analysis of low temperature organic Rankine cycle with zeotropic refrigerant by Figure of Merit (FOM) // Energy. – 2016. – Vol. 96, N 1. – P. 96–102.

*Елистратов Сергей Львович*, доктор технических наук, заведующий кафедрой тепловых электрических станций факультета энергетики Новосибирского государственного технического университета. Основное направление научных исследований – низкопотенциальная энергетика. Имеет более 100 публикаций, в том числе 2 монографии. E-mail: elistratov.sl@yandex.ru

*Миронова Нина Владимировна*, ассистент кафедры тепловых электрических станций факультета энергетики Новосибирского государственного технического университета. Основное направление научных исследований – низкопотенциальная энергетика. Имеет 11 публикаций. E-mail: mironovaNina@inbox.ru

*Овчинников Юрий Витальевич*, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры тепловых электрических станций факультета энергетики Новосибирского государственного технического университета. Основное направление научных исследований – тепловые электрические станции. Имеет более 100 публикаций, в том числе 5 монографий. E-mail: ovchinnikov@corp.nstu.ru

*Томилов Виталий Георгиевич*, доктор технических наук, профессор кафедры тепловых электрических станций Новосибирского государственного технического университета. Основное направление научных исследований – тепловые электрические станции. Имеет более 60 публикаций, в том числе 2 монографии. E-mail: v.tomilov@corp.nstu.ru

### ***Increasing thermodynamic efficiency of working cycles of steam compression heat pumps\****

N.V. MIRONOVA<sup>1</sup>, S.L. ELISTRATOV<sup>2</sup>, YU.V. OVCHINNIKOV<sup>3</sup>, V.G. TOMILOV<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Novosibirsk State Technical University, 20, K. Marx Prospekt, Novosibirsk, 630073, Russian Federation, assistant. E-mail: mironovaNina@inbox.ru

<sup>2</sup> Novosibirsk State Technical University, 20, K. Marx Prospekt, Novosibirsk, 630073, Russian Federation, D. Sc. (Eng.), head of the TPP department. E-mail: elistratov.sl@yandex.ru

<sup>3</sup> Novosibirsk State Technical University, 20, K. Marx Prospekt, Novosibirsk, 630073, Russian Federation, D. Sc. (Eng.), professor. E-mail: ovchinnikov@corp.nstu.ru

<sup>4</sup> Novosibirsk State Technical University, 20, K. Marx Prospekt, Novosibirsk, 630073, Russian Federation, D. Sc. (Eng.), professor. E-mail: v.tomilov@corp.nstu.ru

In the present work, the possibilities of increasing the main performance indicators of the working cycles of steam compression heat pumps, namely the conversion factor and the exergy efficiency are considered. Two ways of determining the exergy efficiency of the Rankin reverse thermodynamic cycles are given. They are based on the comparison of the values of incoming and outgoing exergy flows of a different nature taking into account the elemental and total definition of internal exergy losses. It is shown that both approaches make it possible to obtain identical final results. A generalized scheme, a thermodynamic cycle and a detailed description of the operation of a steam compression heat pump are presented. Calculation formulas and results of determining the specific thermal loads of individual apparatuses and exergy losses in them for seven operating thermodynamic cycles on the R-134a ozone-safe working fluid are given. On the basis of a comparative analysis of the cycle efficiency it was found that the process of throttling a hot condensate is the main reason for the reduction in the conversion factor, the refrigerating coefficient and the exergy efficiency of the operating cycles of the steam compression thermal transformers. The options for reducing the temperature before throttling due to heat removal for hot water supply purposes, internal and external regeneration processes with heating of a low-potential heat source are considered. External regeneration due to a deep utilization of the heat of the working fluid condensate in contrast to intra-cycle regeneration can be performed irrespective of the working medium type, the mode of operation of the heat pump and makes it possible to minimize irremovable exergic losses from "hot" throttling. It was found that a special procedure for its determination should be used to determine the conversion coefficient of a cycle with external heat recovery. It is proposed to increase the thermodynamic efficiency, to minimize the losses from "hot" throttling due to an optimal combination of intra-cycle and external heat recovery processes.

**Keywords:** steam compression heat pump; low-potential heat source; thermodynamic cycle; azeotropic and non-azeotropic working fluids; conversion factor, refrigerating efficiency; exergy method; exergy losses; exergy efficiency; in-cycle and external heat recovery

### **REFERENCES**

1. Petrakov G.N., Stognei V.G., Martynov A.V., Rabotkina O.E. *Primenenie teplovykh nasosov v teplosnabzhenii* [Application of heat pumps in heat supply]. Voronezh, VSTU Publ., 2007, 259 p.
2. Brodyanskii V.M. O terminologicheskoi baze sovremennoi inzhenernoi termodinamiki [About modern terminology of engineering thermodynamics]. *Izvestiya Rossiiskoi akademii nauk. Energetika – Proceedings of the Russian Academy of Sciences. Power Engineering*, 2007, no. 1, pp. 21–27.

---

\* Received 05 December 2017.

3. Yantovskii E.I. *Potoki energii i eksnergii* [The streams of energy and exergy]. Moscow, Nauka Publ., 1988. 143 p.
4. Martynovskii V.S. *Analiz deistvitel'nykh termodinamicheskikh tsiklov* [Analysis of actual thermodynamic cycles]. Moscow, Energiya Publ., 1972. 216 p.
5. Ovchinnikov Yu.V. *Osnovy tekhnicheskoi termodinamiki* [Fundamentals of technical thermodynamics]. Novosibirsk, NSTU Publ., 2010. 292 p.
6. Elistratov S.L., Nakoryakov V.E., Kler A.M., Marinchenko A.Yu. *Issledovaniya i razrabotki Sibirskogo otdeleniya Rossiiskoi akademii nauk v oblasti energoeffektivnykh tekhnologii* [Research and development of Siberian branch of the Russian academy of sciences in the field of energy efficient technologies]. Novosibirsk, Nauka Publ., 2009. 400 p.
7. Martynovskii V.S. *Teplovye nasosy* [Heat pumps]. Moscow, Gosenergoizdat Publ., 1995. 191 p.
8. Martynovskii V.S. *Tsikly, skhemy i kharakteristiki termotransformatorov* [Cycles, circuits and characteristics of thermotransformers]. Moscow, Energiya Publ., 1979. 285 p.
9. Reay D., Macmichael D. *Heat pumps*. Oxford, Pergamon Press, 1979 (Russ. ed.: Rei D., Makmaikl D. *Teplovye nasosy*. Moscow, Energoizdat Publ., 1982. 224 p.).
10. Radermacher R., Hwang Y. *Vapor compression heat pumps with refrigerant mixtures*. New York, Taylor and Francis Group, 2005. 307 p.
11. Stene J. Residential CO<sub>2</sub> heat pump system for combined space heating and hot water heating. *International Journal of Refrigeration*, 2005, vol. 28, pp. 1259–1265.
12. Herold K.E., Radermacher R., Klein S.A. *Absorption chillers and heat pumps*. Boca Raton, FL, CRC Press, 1996. 329 p.
13. Lee H., Kim H., Kang D., Jung D. Thermodynamic performance of R32/R152a mixture for water source heat pumps. *Energy*, 2012, vol. 40, no. 1, pp. 100–106.
14. Zhao L., Bao J. Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle using zeotropic mixtures. *Applied Energy*, 2014, vol. 130, pp. 748–756.
15. Lecompte S., Ameel B., Ziviani D., Broek M. van den, Paepe M. de. Exergy analysis of zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 85, pp. 727–739.
16. Deethayat T., Asanakham A., Kiatsiriroat T. Performance analysis of low temperature organic Rankine cycle with zeotropic refrigerant by Figure of Merit (FOM). *Energy*, 2016, vol. 96, no 1, pp. 96–102.

Для цитирования:

Повышение термодинамической эффективности рабочих циклов парокompрессионных тепловых насосов / Н.В. Миронова, С.Л. Елистратов, Ю.В. Овчинников, В.Г. Томилов // Научный вестник НГТУ. – 2018. – № 2 (71). – С. 143–156. – doi: 10.17212/1814-1196-2018-2-143-156.

For citation:

Mironova N.V., Elistratov S.L., Ovchinnikov Yu.V., Tomilov V.G. Povyshenie termodinamicheskoi effektivnosti rabochikh tsiklov parokompresionnykh teplovykh nasosov [Increasing thermodynamic efficiency of working cycles of steam compression heat pumps]. *Nauchnyi vestnik Novosibirskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta – Science bulletin of the Novosibirsk state technical university*, 2018, no. 2 (71), pp. 143–156. doi: 10.17212/1814-1196-2018-2-143-156.