

Шерстюк А.В., Харлампиди Д.Х., Братута Э.Г.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЕ ТЕСТИРОВАНИЕ СВЕРХКРИТИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

В последние годы в холодильных машинах (ХМ) и тепловых насосах (ТН) стали использовать так называемые природные хладагенты, среди которых особое место занимает углекислота (R744). Для этого хладагента характерна низкая критическая температура ($T_{кр} = 31 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_{кр} = 73,83 \text{ бар}$), поэтому для отвода теплоты в холодильном цикле при температуре выше, чем критическая используется конвективное охлаждение газа, а сам цикл при этом, является сверхкритическим. Особенностью сверхкритических циклов является то, что давление и температура в сверхкритической области не являются однозначно связанными параметрами, поэтому при проектировании ХМ или ТН давление нагнетания в цикле можно выбрать фактически любым, что безусловно повлияет на энергетическую эффективность установки. Преимуществом таких систем, является значительное изменение температуры газообразного R744 в сверхкритической области, которое позволяет осуществить нагрев теплоносителя в газоохладителе ТН до более высокой температуры при сравнительно небольших затратах энергии на привод компрессора. Кроме того, при проектировании газоохладителя ТН температурные эпюры хладагента и теплоносителя могут быть спроектированы таким образом, чтобы необратимые потери вследствие конечной разности температур были минимальны [1].

Известно [2], что использование энергетических критериев, таких как холодильный коэффициент или коэффициент преобразования дает только интегральную оценку эффективности. В некоторых случаях эти показатели даже могут дезориентировать, поскольку далеко несовершенная в термодинамическом отношении установка при определенном сочетании параметров в сверхкритическом цикле может иметь относительно высокие энергетические показатели, в то же время, потери от необратимости процессов в такой системе могут быть достаточно велики. Как известно [3], именно эксергетические потери, в итоге и определяют процесс «старения» технической системы и износа основных ее элементов. Поэтому окончательные выводы относительно эффективности сверхкритических ХМ и ТН могут быть сделаны только на основе детального анализа эксергетических потерь в элементах. Для этого, необходима разработка методики термодинамического анализа сверхкритического цикла.

Термодинамический анализ циклов целесообразно проводить, используя цикл–образец. Как известно [11], цикл–образец должен воспроизводить термодинамический характер процессов внешней среды, совершая их в обратном направлении без роста энтропии в системе. Установление цикла–образца сводится к нахождению цикла с минимальной работой. При этом результаты анализа целиком зависят от правильного выбора цикла образца.

Вопрос выбора цикла образца для сверхкритических циклов на наш взгляд, является дискуссионным. Использование универсальных циклов–образцов, таких как Карно и Лоренца, возможное в принципе, в данном случае может привести к неоднозначности результатов в оценке эффективности ХМ или ТН.

Обратный равновесный цикл Карно не является единственно возможным циклом для ТН и ХМ. Он применим при изотермном характере процессов подвода теплоты к рабочему телу и отвода теплоты в цикле. Если же процессы в источнике и приемнике теплоты являются политропными и обратимыми, то эталонным будет цикл Лоренца [4]. Наличие в сверхкритическом цикле участка с неизотермным отводом теплоты позволяет использовать в качестве цикла–образца цикл Лоренца, однако не стандартный его вид, а модификацию. Такой модифицированный цикл Лоренца–Карно включает следующие процессы: изобарно–изотермного подвода теплоты, изоэнтروпного сжатия, изобарного и неизотермного отвода теплоты (охлаждения) и изоэнтропного расширения. Отметим, что модифицированный цикл может быть использован в качестве образца только в том случае, если в процессах соблюдается условие термического равновесия между охлаждаемым рабочим веществом в газоохладителе и теплоносителем, т.е. температура рабочего вещества должна изменяться так же, как изменяется в процессе нагрева температура теплоносителя. Это условие для сверхкритического цикла безусловно соблюдается.

Коэффициент преобразования ТН для эталонного цикла Лоренца–Карно можно представить в виде

$$\mu_{\text{Лоренца–Карно}} = \frac{T_{w2} - T_{w1}}{(T_{w2} - T_{w1}) - T_s \cdot \ln(T_{w2}/T_{w1})}, \quad (1)$$

где T_{w1} и T_{w2} – температура теплоносителя на входе и выходе из газоохладителя; T_s – температура низко-

потенциального источника.

Степень термодинамического совершенства ТН для сверхкритических параметров с учетом внешней необратимости в цикле будет равна

$$\eta_{\text{стс}} = \frac{\mu_{\text{д}}}{\mu_{\text{Лоренца-Карно}}}, \quad (2)$$

где $\mu_{\text{д}}$ – коэффициент преобразования действительного цикла ТН.

Степень термодинамического совершенства ХМ для сверхкритических параметров без учета внешней необратимости в цикле

$$\eta_{\text{стс}} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\text{Лоренца-Карно}}}, \quad (3)$$

где $\varepsilon_{\text{Лоренца-Карно}} = \frac{T_0}{T_{\text{ГО}}^{\text{ср}} - T_0}$; $T_{\text{ГО}}^{\text{ср}} = \frac{i_2 - i_3}{S_2 - S_3}$ – среднетермодинамическая температура в газоохладителе.

Выражения (2) и (3) позволяют только интегрально оценить термодинамическое совершенство сверхкритической системы. Вместе с тем, для того чтобы определить потери от необратимости в каждом элементе, используя энтропийно-цикловой метод анализа [4], необходимо вписать цикл-образец в действительный цикл ХМ. В этом состоит определенная сложность, требующая пояснения. Как известно [4], главным условием при построении цикла-образца является одинаковая холодопроизводительность с действительным циклом. При этом, вписанный цикл-образец строится при средних температурах охлаждающего теплоносителя и источника теплоты и не должен выходить за контуры действительного цикла. Если вписать в действительный цикл ХМ цикл-образец Лоренца-Карно, то средняя температура в процессе отвода теплоты в цикле-образце может быть равна или превышать среднетермодинамическую температуру хладагента в газоохладителе для действительного цикла, что, разумеется, невозможно. Поэтому при анализе потерь от необратимости, следует использовать в качестве вписанного цикла-образца цикл Карно, однако построенный при начальной температуре охлаждающего теплоносителя в газоохладителе и конечной температуре источника теплоты в испарителе. Такое допущение возможно, поскольку основным параметром, определяющим уровень отвода теплоты в сверхкритическом цикле является температура хладагента на выходе из газоохладителя (ГО), непосредственно зависящая от температуры теплоносителя на входе в ГО.

Ниже предлагается методика энтропийно-циклового анализа процессов в сверхкритическом цикле.

По имеющемуся действительному сверхкритическому циклу 1–2–3–4 (рис. 1) проведем построение цикла-образца в температурных границах t_{w1} и t_{s2} .

Цикл-образец ($a-b-c-d$) внутренне и внешне обратим. Для обеспечения равенства холодопроизводительности действительного и эталонного циклов проведем следующие перепостроения. Точка d должна находиться на пересечении изоэнтальпийного процесса дросселирования 3–4 и изотермы t_{s2} . Таким образом, выполняется условие равенства энтальпий $i_3 = i_4$ и $i_4 = i_d$. Основанием цикла-образца является отрезок ($a-d$). При построении цикла-образца следует мысленно удалить кривую насыщения. Точка a эталонного цикла располагается на пересечении линии $i_1 = \text{const}$ и изотермы t_{s2} . Положение точки b находится на пересечении линии температуры $t_{w1} = \text{const}$ с процессом изоэнтропного сжатия ($a-b$) в эталонном цикле. Положение точки c цикла-образца определяется пересечением линии $t_{w1} = \text{const}$ с процессом изоэнтропного расширения ($c-d$). Таким образом, удельная холодопроизводительность действительного $i_1 - i_4$ (площадь $f-1-4-w$) равна удельной холодопроизводительности эталонного цикла $i_a - i_d$ (площадь $j-a-d-z$).

Эксергетические потери в компрессоре вследствие необратимости процесса сжатия

$$E_{\text{км}} = T_{\text{ос}} (S_2 - S_1) = \text{площадь } (f-k-h-g-f). \quad (4)$$

В точке 3 цикла (см. рис. 1) хладагент обладает запасом потенциальной энергии, которая эквивалентна по площади фигуре (3–e–4–d–c–m–3). При дросселировании потенциальная энергия переходит в кинетическую энергию струи потока хладагента, которая в результате торможения за дросселем переходит в теплоту трения и подводится к самому рабочему телу. Необратимые потери в процессе этого перехода равны

$$E_{\text{др}} = T_{\text{ос}} (S_4 - S_3) = \text{площадь } (3-e-4-d-c-m-3). \quad (5)$$

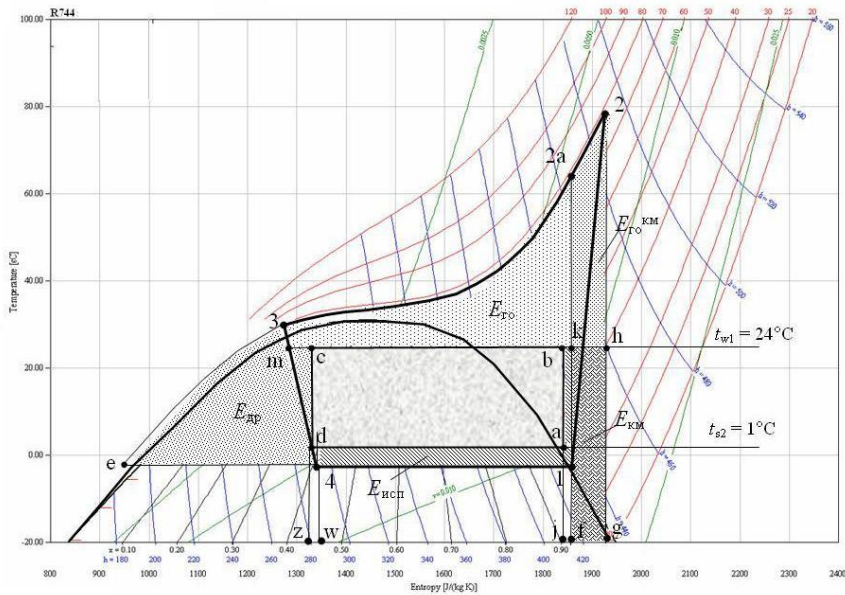


Рисунок 1 – Построение цикла-образца в S–T –диаграмме и определение эксергетических потерь в элементах сверхкритической ХМ

Эксергетические потери в испарителе

$$E_{\text{исп}} = T_{\text{oc}} (S_1 - S_4) - (i_1 - i_4) \frac{T_{\text{oc}}}{\bar{T}_{\text{исп}}} = n\ell(l - k - b - a - d - 4 - l), \quad (6)$$

где $\bar{T}_{\text{исп}} = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\ln(T_{s1}/T_{s2})}$.

Потери от необратимости в газоохладителе по данным [5]

$$E_{\text{го}} = (i_2 - i_3) \frac{T_{\text{oc}}}{\bar{T}_{\text{го}}} - T_{\text{oc}} (S_2 - S_3) + \left(-RT_{\text{oc}} \ln \left(1 - \frac{\Delta P_{\text{го}}}{P_2} \right) \right) = \text{площадь } (h - 2 - 2a - 3 - m - c - b - k - h), \quad (7)$$

где $\bar{T}_{\text{го}} = \frac{T_{w2} - T_{w1}}{\ln(T_{w2}/T_{w1})}$; R – универсальная газовая постоянная; $\Delta P_{\text{го}}$ – потери давления по тракту газоохладителя; T_{oc} – температура окружающей среды.

Часть эксергетических потерь в газоохладителе $E_{\text{го}}^{\text{км}}$ связана с необратимостью процесса сжатия в компрессоре. Эти потери обусловлены взаимодействием параметров газоохладителя и компрессора.

$$E_{\text{го}}^{\text{км}} = (S_2 - S_1) (\bar{T}_{2-2a} - T_{\text{oc}}) = \text{площадь } (h - 2 - 2a - k - h), \quad (8)$$

где $\bar{T}_{2-2a} = \frac{i_2 - i_{2a}}{S_2 - S_{2a}}$.

Эксергетический КПД при комплексном использовании теплоты и холода, как следует из [5], определяется соотношением

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{e_{\text{го}} + e_{\text{исп}}}{l_{\text{км}}}, \quad (9)$$

где $e_{\text{го}} = (q_{\text{го}} - T_{\text{oc}} (S_2 - S_3)) - E_{\text{го}}$ – удельная эксергия, отведенная в газоохладителе; $l_{\text{км}} = (i_{2a} - i_1) / \eta_{\text{ис}}$ –

удельная работа сжатия в компрессоре; $e_{исп} = q_{исп} \left(1 - \frac{T_{ос}}{\bar{T}_{исп}} \right)$ – эксергия отведенная в испарителе; $q_{исп}$ и $q_{го}$ – удельная холодопроизводительность и теплопроизводительность соответственно.

Эксергетический коэффициент преобразования энергии [7]

$$\eta_{пр.эн}^{экс} = \frac{(q_{исп} - T_{ос}(S_1 - S_4)) + (q_{го} - T_{ос}(S_2 - S_3))}{l_{км} - T_{ос}(S_2 - S_1)}$$

На рис. 2–4 показан характер распределения эксергетических потерь $E_{D,k}$ в элементах ТН, а также величин $\eta_{стс}$, $\eta_{пр.эн}^{экс}$ и $\eta_{экс}$ при варьировании P_2 .

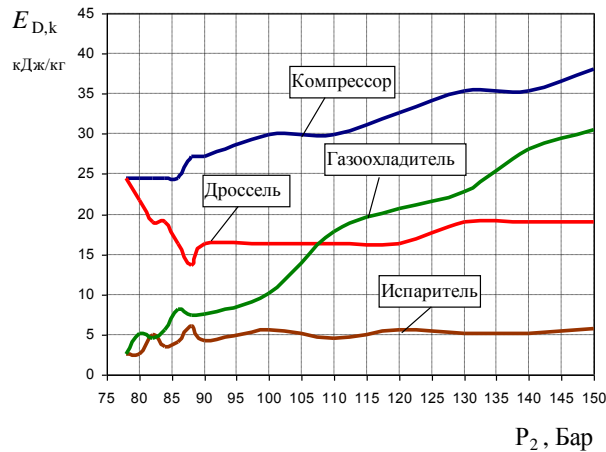


Рисунок 2 – Характер изменения эксергетических потерь в элементах ТН с R744 при варьировании давления нагнетания в сверхкритическом цикле

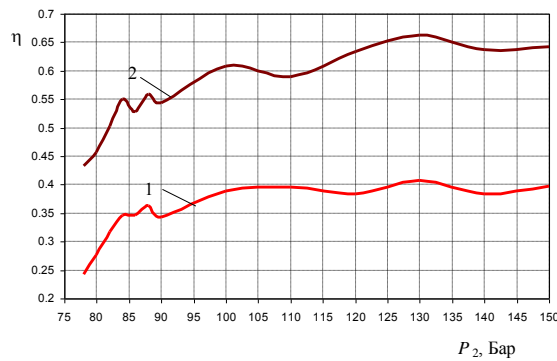


Рисунок 3 – Влияние давления нагнетания на изменение $\eta_{стс}$ и $\eta_{пр.эн}^{экс}$
 $1 - \eta_{стс}$; $2 - \eta_{пр.эн}^{экс}$

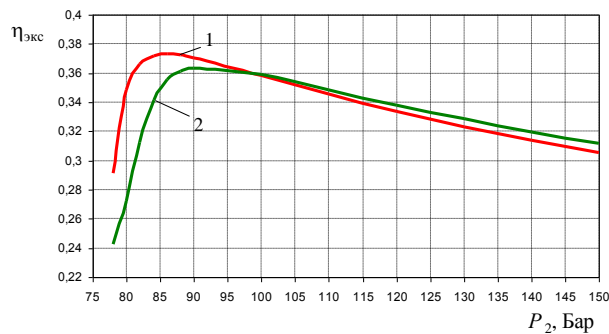


Рисунок 4 – Влияние на эксергетический КПД ТН давления нагнетания
 $1 - t_3 = 34 \text{ }^\circ\text{C}$; $2 - t_3 = 36 \text{ }^\circ\text{C}$

Зависимости получены при следующих исходных данных: $t_0 = -4$ °C; $\Delta T_{\text{пер}} = 5$ K; $\eta_{is} = 0,5$; $t_3 = 36$ °C, $T_{oc} = 272$ K, $t_{s1} = 8$ °C; $t_{s2} = 1$ °C, температура теплоносителя на входе в газоохладитель $T_{w1} = 24$ °C, на выходе $T_{w2} = 64$ °C. По результатам термодинамического анализа сверхкритических циклов можно сделать вывод, что значению $P_2^{\text{опт}}$ в цикле не соответствует минимальное значение эксергетических потерь ни в одном из элементов ТН. Эксергетические потери в каждом элементе имеют минимум при значениях P_2 , не совпадающих с $P_2^{\text{опт}}$. Этот эффект, является типичным проявлением системных интегративных свойств.

Исходя из вышеизложенного, можно сделать следующие выводы.

1. Предложенная методика позволяет оценить термодинамическую эффективность циклов ТН и ХМ не только на основе традиционно используемых коэффициента трансформации и холодильного коэффициента, но и на базе анализа эксергетических потерь, определяющих степень необратимости соответствующих процессов.

2. Установлен характер изменения эксергетических потерь в элементах ХМ и ТН при варьировании давления нагнетания в сверхкритическом цикле, а также установлены зависимости эксергетического КПД ТН в функции давления нагнетания при различных температурах рабочего тела в газоохладителе.

Литература

1. Калнинь И. М. Условия эффективного применения диоксида углерода в качестве рабочего вещества для тепловых насосов / И. М. Калнинь, В. А. Васютин, С. Б. Пустовалов // Холодильная техника. – 2003. – № 7. – С. 7–12.
2. Азиз М.А. Анализ термодинамической эффективности с использованием теплоты конденсации/ М.А. Азиз, В.П. Гаврилкин / Холодильная техника и технология. – 1987. – № 44. – С. 69–72.
3. Архаров А.М., Основы энтропийно–статистического анализа реальных энергетических потерь в низкотемпературных и высокотемпературных машинах и установках/ А.М. Архаров, В.М. Сычев / Холодильная техника. – 2005. – №. 12. – С. 14–23.
4. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Негоциант, 2006. – 721 с.
5. Sarkar J. Optimization of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications / J. Sarkar, Souvik Bhattacharyya, M. Ram Gopal // Int. J. Refrigeration. –2004. – Vol. 27, № 8. – P. 830–838.

УДК 621.564; 621.577

Шерстюк О.В., Харлампіди Д.Х., Братута Е.Г.

ТЕРМОДИНАМІЧНЕ ТЕСТУВАННЯ НАДКРИТИЧНИХ ЦИКЛІВ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН І ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

Проведено аналіз впливу режимних параметрів на енергетичну та эксергетичну ефективність холодильних машин та теплових насосів, що працюють за надкритичним циклом з холодоагентом R744. Розроблено методику термодинамічного аналізу надкритичних циклів. Вивчено вплив тиску нагнітання у надкритичному циклі на характер розподілення эксергетичних втрат у елементах холодильних машин та теплових насосів.

Sherstiuk A.V., Kharlampidi D.Kh., Bratuta E.G.

THERMODYNAMIC TESTING OF OVERCRITICAL CYCLES OF REFRIGERATING MASHINES AND HEAT PUMPS

The analysis of regime parameters influence on energy and exergy efficiency of refrigerating machines and heat pumps that works by overcritical cycle with R744 as refrigerating medium has been carried out. The method of thermodynamic analysis of overcritical cycles has been worked out. The influence of saturation pressure for overcritical cycle on exergy losses distribution in refrigerating machines and heat pumps has been studied out.