

Теплофікаційні каскадні машини призначено для одночасного виробництва низькопотенційного холоду та високопотенційного тепла в одноступеневих циклах-каскадах з різними робочими речовинами. Наведено спосіб термодинамічного аналізу вказаних машин з циклом верхнього каскаду R744 в надкритичній області. Встановлено вплив основних параметрів робочих речовин на термодинамічну досконалість теплофікаційного каскадного циклу та машини в цілому

Ключові слова: теплофікаційна каскадна машина, R744, надкритичний цикл, ступінь термодинамічної досконалості

Теплофикационные каскадные машины предназначены для одновременного производства низкопотенциального холода и высокопотенциального тепла в одноступенчатых циклах-каскадах с разными рабочими веществами. Приведен способ термодинамического анализа указанных машин с циклом верхнего каскада R744 в надкритической области. Установлено влияние основных параметров рабочих веществ на термодинамическое совершенство теплофикационного каскадного цикла и машины в целом

Ключевые слова: теплофикационная каскадная машина, R744, надкритический цикл, степень термодинамического совершенства

УДК 536.7

DOI: 10.15587/1729-4061.2016.65939

ОЦЕНКА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО СОВЕРШЕНСТВА ЦИКЛОВ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ КАСКАДНЫХ МАШИН

Л. И. Морозюк

Доктор технических наук профессор

Кафедра криогенной техники

Институт холода, криотехнологий и

экоэнергетики им. В. С. Мартыновского

Одесской национальной академии

пищевых технологий

ул. Дворянская, 1/3, г. Одесса, Украина, 65082

E-mail: lara.morozyuk@mail.ru

1. Введение

Производство холода на температурном уровне $-110...-30$ °С осуществлялось многоступенчатыми и каскадными машинами. В соответствии с правилами, установленными в холодильной технике, для производства холода на уровне температур $-70...-30$ °С использовали двухступенчатые машины с рабочими веществами R717 и R22. Производство холода на уровне температур $-110...-50$ °С осуществляли каскадные машины. В высокотемпературном верхнем каскаде (ВК) использовали рабочие вещества среднего давления R12, R22 и вещества высокого давления R13, R14 в низкотемпературном нижнем каскаде (НК).

Для производства холода на уровне температур $-70...-50$ °С можно было использовать оба типа машин. Выбор определялся конкретными особыми условиями потребителя.

Машины для производства низкопотенциального холода с одновременным производством тепла (теплофикационные) выпускали только в соответствии с техническим заданием индивидуального заказчика.

В современной холодильной и теплонасосной технике указанные рабочие вещества запрещены к использованию, что привело к перераспределению температурных границ производства холода между многоступенчатыми и каскадными машинами. Промышленные установки многоступенчатого сжатия работают с нижним уровнем температур -50 °С, что определено свойствами R717. Производство холода с более низкими температурами осуществляют каскадными машинами. Из всего многообразия рабочих ве-

ществ, предлагаемых рынком, исследователями для каскадных машин были отобраны пары, которые при соблюдении общих правил выбора обладали главными преимуществами: оба вещества натуральные, имеют нулевые значения ODP и близкие к нулю GWP. Именно эти заключения легли в основу появления нового поколения каскадных машин.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

О новом использовании низкокипящих природных рабочих веществ впервые было заявлено на конференции IIR (Международного Института Холода, Франция) в 1994 г. [1]. После этого начались исследования и научные дискуссии о рабочих веществах для низкотемпературных циклов, в результате которых появились новые схемно-цикловые решения каскадных холодильных машин. Одновременно обсуждались и вопросы создания теплофикационных машин.

Наиболее известной и изученной стала машина с парой веществ R717/R744 (R717 – в ВК, R744 – в НК). Термодинамический анализ цикла машины установил, что перспективной областью ее использования являются большие холодопроизводительности при температурах в охлаждаемых объектах $-50...-30$ °С. В работе [2] представлены результаты экспериментального исследования указанной машины с применением винтовых компрессоров, в работе [3] – опубликованы итоги экспериментального исследования машины в составе скороморозильного устройства. При всех положительных

качествах машина оказалась непригодной для работы в качестве теплофикационной, о чем утверждается в работе [4] и предлагается новое решение: использовать R717 в НК, а R744 – в ВК. Такое решение позволяет осуществлять одновременное производство холода и тепла, поскольку отвод тепла в цикле ВК происходит при надкритических параметрах R744. В этой же работе рассмотрен вариант замены R717 на R290 с целью увеличения температурного интервала работы машины.

В работе [5] представлен анализ нескольких пар веществ, в которых рабочим веществом ВК служит R744. В НК предлагается использовать группу веществ HFC-типа, обеспечивающую получение температур ниже температуры тройной точки R744. В группу вошли R125, R41, R32 и R23. Авторы работы [5] показали, что такие вещества могут быть использованы при проектировании каскадных холодильных машин с температурами ниже $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$. В работе приведена информация об экспериментальных исследованиях каскадных машин с азеотропными смесями R170/R23 и R170/R116 в НК для получения температур ниже $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Особого внимания заслуживает работа [6]. В ней рассмотрено использование R744 одновременно в обоих каскадах. В ВК процесс отвода тепла осуществляется в надкритической области, в НК процесс подвода тепла (производство холода) – в области температур ниже тройной точки (trans – triplecycle). Дросселирование в НК осуществляется в двухфазную зону «пар – твёрдое тело» с осаждением сухого льда внутри испарителя. Сухой лёд сублимирует при контакте с потребителем холода, а каскадная машина работает непрерывно со стабильным температурным режимом в испарителе ниже $-56,6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Реализация в ВК надкритического цикла R744 с температурами отвода тепла $50...120\text{ }^{\circ}\text{C}$, а возможно и выше, способствует созданию теплофикационных каскадных машин широкого спектра областей применения.

Термодинамический анализ высокоэффективной теплофикационной компрессорной одноступенчатой машины с R744 и надкритическим циклом описан в работе [7] более 30 лет назад, но реализация идеи не состоялась ввиду отсутствия машиностроительной базы для холодильных компрессоров высокого давления. В настоящее время компрессоры выпускают в промышленном масштабе ведущие мировые фирмы [8, 9], поэтому практическое воплощение идеи вполне реально.

При всех положительных технических решениях в приведенных работах анализ энергетической эффективности выполнен неверно. В теплофикационных машинах соотношение величин термических эффектов (производство тепла $Q_{\text{гор}}$, холода $Q_{\text{хол}}$, затраченная мощность W) определяется Первым законом термодинамики $Q_{\text{гор}} = Q_{\text{хол}} + W$. Грубейшей ошибкой для определения коэффициента преобразования $\text{COP}_{\text{тф}}$ является суммирование полезных эффектов ($Q_{\text{гор}} + Q_{\text{хол}}$) [6], поскольку величина $Q_{\text{хол}}$ носит характер вложенности в величину $Q_{\text{гор}}$. Расчетное выражение для $\text{COP}_{\text{тф}}$ записывают в виде $\text{COP}_{\text{тф}} = Q_{\text{гор}} / W$, а факт присутствия двух термических эффектов излагают в тексте [7].

Как отмечалось в работе [10], энергетическое совершенство каскадной машины недостаточно оценивать абсолютной величиной коэффициента преобразования COP машины в зависимости от $T_{\text{ки}}$. Энергетическая эффективность должна быть описана относительной величиной – степенью термодинамического

совершенства $\eta_{\text{стс}}$. При этом обратимым образцом был выбран сложный цикл Карно ВК – Карно НК, поскольку процессы в простых действительных циклах осуществляются в области насыщения для данных рабочих веществ с большим приближением к процессам цикла Карно.

Продолжением термодинамического анализа каскадных машин явилась работа [11]. В ней представлен способ выбора соответственных циклов-образцов для каскадных холодильных машин с надкритическим циклом R744 в верхнем каскаде, что дает возможность использовать энтропийно-цикловой метод для термодинамической оценки каскадной машины с любой комбинацией циклов-каскадов. В первом приближении образцовым был принят сложный цикл Карно ВК-Карно НК, в котором условно процесс отвода тепла в ВК был принят изотермическим, а реальный процесс отвода тепла при переменной температуре считался источником необратимых потерь.

Такой подход к определению термодинамического совершенства каскадных машин с циклами в надкритической области является первым этапом энтропийно-цикловой метода термодинамического анализа действительных циклов холодильных машин.

Более благоприятные энергетические показатели получаются, когда машина служит для совместного производства холода и тепла, и это можно установить, продолжая термодинамический анализ каскадных машин.

3. Цель и задачи исследования

Целью работы является развитие энтропийно-цикловой метода термодинамического анализа теплофикационных каскадных машин с учетом энергосбережения путем формирования комплекса «цикл-рабочие вещества».

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать способ выбора соответственных циклов-образцов для теплофикационной каскадной машины;
- разработать способ определения коэффициента преобразования $\text{COP}_{\text{цo}}$ цикла-образца;
- показать на частном примере использование энтропийно-цикловой метода для оценки термодинамического совершенства теплофикационной каскадной машины.

4. Выбор соответственных циклов-образцов

Принципиальная схема каскадной машины представлена на рис. 1.

Для проведения анализа каскадной машины принимаем несколько допущений, которые упрощают анализ, но не влияют на конечный его результат. Во всех современных работах по каскадным машинам R744 является рабочим веществом одного из каскадов, поэтому его два главных параметра – температура критическая $T_{\text{кр}} = 32\text{ }^{\circ}\text{C}$ и температура тройной точки $T_{\text{тр}} = -56,6\text{ }^{\circ}\text{C}$, будут базовыми в анализе (рис. 2). В этом случае возможные варианты циклов-образцов представлены следующим образом.

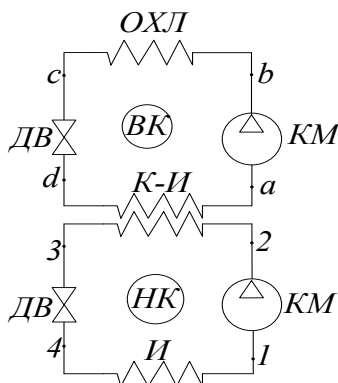


Рис. 1. Принципиальная схема каскадной машины: НК – нижний каскад; ВК – верхний каскад, КМ – компрессор; И – испаритель; КИ – конденсатор-испаритель; ДВ – дроссель; ОХЛ – газовый охладитель

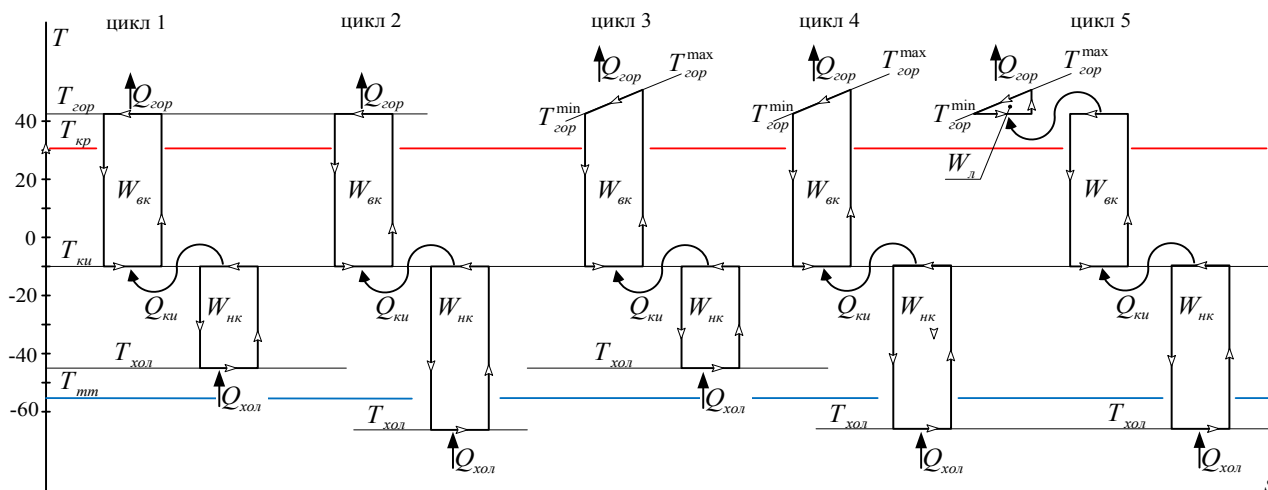


Рис. 2. Циклы-образцы для теплофикационных каскадных машин

Циклы 1 и 2 соответствуют каскадным машинам для производства тепла на уровне $T_{гор} > T_{кр}$ и холода на двух уровнях $T_{хол} > T_{тт}$ и $T_{хол} < T_{тт}$. Такие циклы могут быть реализованы с парами рабочих веществ: в ВК рабочие вещества высокотемпературные (низкого давления), в НК – R744.

Образцом выбран сложный цикл Карно ВК – Карно НК, поскольку процессы в простых действительных циклах осуществляются в области насыщения с большим приближением к циклу Карно.

Циклы 3 и 4 соответствуют каскадным машинам для производства тепла при переменной температуре $T_{гор}^{max} > T_{гор}^{min} > T_{кр}$ и холода на двух уровнях: $T_{хол} > T_{тт}$ и $T_{хол} < T_{тт}$. Такие циклы могут быть реализованы с парами рабочих веществ: в ВК – рабочие вещества низкотемпературные (высокого давления), в том числе и R744.

Температуры в процессе отвода тепла ВК превышают критические значения $T_{кр}$, поэтому соответственный обратимый цикл для каскадной машины должен учитывать все особенности цикла с R744 и сохранять тот же полезный эффект, что и в действительном цикле.

В цикле ВК процесс подвода тепла осуществляется при постоянной температуре $T_{ки}$, процесс отвода тепла – при переменной температуре $T_{гор}$, в связи с этим в цикле-образце ход температур должен копировать

рабочее вещество. В таких случаях циклом-образцом для каскадной машины может служить цикл 5, сочетание «треугольного» цикла Лоренца в интервале температур $T_{гор}^{min} \dots T_{гор}^{max}$, цикла Карно ВК в интервале температур $T_{ки} \dots T_{гор}^{min}$ и цикла Карно НК в интервале температур $T_{гор}^{min} \dots T_{ки}$ (рис. 2) Процесс отвода тепла в цикле Лоренца должен иметь постоянную теплоемкость [7].

5. Определение коэффициента преобразования $COP_{цo}$ цикла-образца

Коэффициент преобразования для цикла-образца теплофикационной каскадной машины может быть представлен выражением

$$COP_{цo} = \frac{aq_{го}^{BK}}{w_{ц}^{HK} + aw_{ц}^{BK} + aw_{л}^{BK}}, \tag{1}$$

где $q_{го}^{BK}$ – удельная тепловая нагрузка на газовый охладитель ВК, отнесенная к 1 кг массового расхода рабочего вещества НК; $w_{ц}^{HK}, w_{ц}^{BK}, w_{л}^{BK}$ – работа в циклах Карно НК, ВК и цикле Лоренца, отнесенная к 1 кг массового расхода рабочего вещества НК, соответственно; а – отношение массовых расходов рабочих веществ ВК и НК.

Определение работы в «треугольном» цикле Лоренца основано на термодинамическом анализе цикла,

приведенном в работах [7, 13]. Для процесса нагрева теплоносителя от $T_{г0}^{min}$ до $T_{г0}^{max}$ «треугольный» цикл имеет вид (рис. 3).

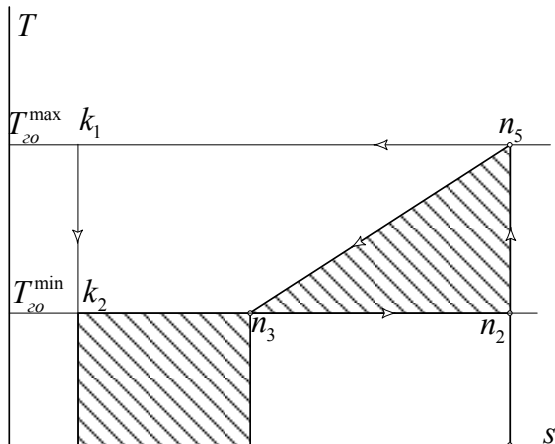


Рис. 3. Сопоставление «треугольного» цикла при постоянной теплоемкости в процессе n_3n_5 с циклом Карно

Сопоставим величины работ, которые нужно затратить для нагрева (процесс n_3n_5) с помощью циклов Лоренца ($n_3n_5n_2$) и Карно ($k_1k_2n_2n_5$). В последнем к теплоносителю подводится тепло при температуре $T_{г0}^{max}$ (рис. 3). Количество подведенного тепла в циклах одинаковое. Отношение работ в циклах ψ определяется обратным отношением их коэффициентов преобразования [13]

$$\psi = \frac{COP_K}{COP_L} = \left(1 - \frac{T_{г0}^{min}}{T_{г0}^{max} - T_{г0}^{min}} \ln \frac{T_{г0}^{max}}{T_{г0}^{min}} \right) \frac{T_{г0}^{max}}{T_{г0}^{max} - T_{г0}^{min}}. \quad (2)$$

В рассматриваемых каскадных циклах отношение $(T_{г0}^{max} / T_{г0}^{min}) \rightarrow 1$ поэтому после математических преобразований в пределе получаем

$$\psi = \frac{COP_K}{COP_L} = \frac{T_{г0}^{max}}{T_{г0}^{max} + T_{г0}^{min}}. \quad (3)$$

Следовательно, для нагрева теплоносителя в процессах с постоянной теплоемкостью рабочего вещества эффективность цикла Лоренца не менее, чем вдвое выше цикла Карно.

Возвратимся к определению работы в цикле Лоренца, считая, что теплоемкость рабочего вещества постоянная и не является функцией температуры. Тогда тепло, подведенное при переменной температуре, может быть вычислено как

$$q_{г0}^{BK} = c(T_{г0}^{max} - T_{г0}^{min}), \quad (4)$$

где c – теплоемкость в процессе n_3n_5 .

При условии равенства $q_{г0}^{BK}$ в циклах получаем

$$w_K = \frac{q_{г0}^{BK}}{COP_K}, \quad (5)$$

и соответственно

$$w_L^{BK} = \psi w_K. \quad (6)$$

В действительных циклах холодильных машин процессы отвода и подвода тепла изобарические, поэ-

тому в качестве образца можно вместо цикла Лоренца использовать цикл Джоуля, при этом тепло, отводимое в газовом охладителе машины, определяется как

$$q_{г0}^{BK} = h_{n5} - h_{n3}, \quad (7)$$

где h_{n5} и h_{n3} – энтальпии в соответствующих точках цикла.

Однако не всегда рабочему веществу можно приписывать постоянную теплоемкость. Обратимся к состоянию R744, близком критическому (рис. 4).

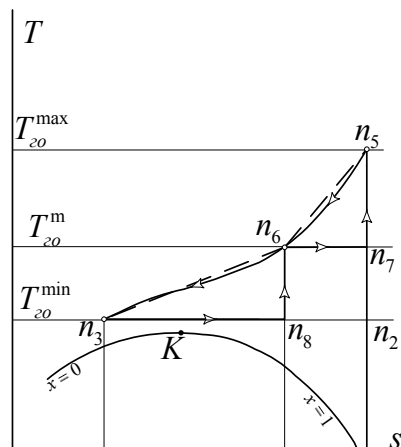


Рис. 4. Сопоставление «треугольного» цикла при переменной теплоемкости в процессе n_3n_5 с циклом Карно

Для R744 в указанной области существует аномалия, наблюдается фазовый переход второго рода со значительным изменением изобарной теплоемкости [14]. При анализе корректно было бы цикл $n_3n_5n_2$ разделить на несколько циклов, в которых теплоемкость можно считать не зависящей от температуры, например, на цикл $n_7n_5n_6$ в интервале температур $(T_{г0}^{max} \dots T_{г0}^m)$ и цикл $n_8n_6n_3$ в интервале $(T_{г0}^m \dots T_{г0}^{min})$. Далее рассчитывать работу в каждом цикле Лоренца в соответствии с уравнением (6).

6. Построение алгоритма решения задачи определения степени термодинамического совершенства цикла

Определение степени термодинамического совершенства цикла $\eta_{стс}$ является первым этапом энтропийно-циклового метода термодинамического анализа действительных циклов холодильных машин и тепловых насосов [10].

Применимость энтропийно-циклового метода для анализа многоступенчатых циклов с единым рабочим веществом и циклов каскадных холодильных машин с разными рабочими веществами в каскадах доказана в работах [10, 11].

Алгоритм решения задачи представим на схемно-цикловом решении теплофикационной каскадной машины с R744 в обоих каскадах (рис. 5). Действительный цикл каждого каскада представлен одноступенчатым циклом Планка. Такой выбор однозначно определяет состояния рабочих веществ на всасывании в компрессоры и перед дросселированием. При наличии одного и того же рабочего вещества в обоих каскадах и

отсутствии разности температур в конденсаторе-испарителе цикл является простейшим.

В диаграмме состояний T-s (рис. 5) действительный цикл представлен двумя контурами 1234 и abcd, образцовый – циклом Карно НК $m_1m_2m_3m_4$, двумя циклами Карно ВК $n_1n_2n_3n_4$ и $n_2n_7n_6n_8$ и двумя циклами Лоренца $n_7b_s n_6, n_8n_6n_3$.

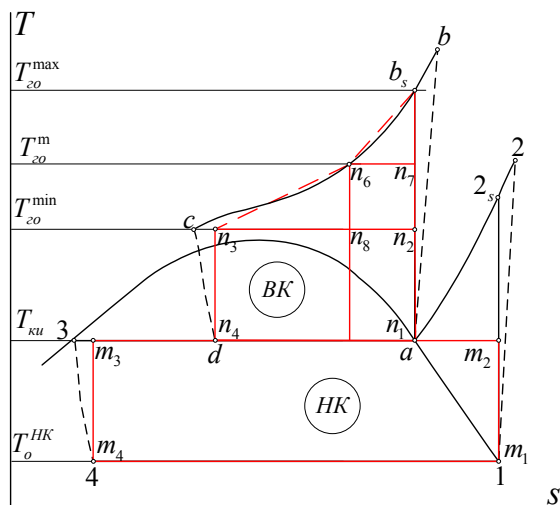


Рис. 5. Цикл теплофикационной каскадной машины с R744 в обоих каскадах, при $T_{ки} = 0$, где $T_{го}^{max}, T_{го}^{min}$ – граничные температуры в газовом охладителе ВК; $T_{о}^{НК}$ – температура кипения в НК, $T_{ки}$ – температура в конденсаторе-испарителе. $T_{го}^m$ – промежуточная температура в газовом охладителе

Для конкретных рабочих веществ и температурных режимов удельные характеристики цикла – массовую холодопроизводительность НК $q_o^{НК}$, работу компрессоров НК и ВК при адиабатном сжатии $w_{кс}^{НК}$ и $w_{кс}^{ВК}$ действительную работу компрессоров НК и ВК $w_k^{НК}$ и $w_k^{ВК}$, тепловую нагрузку на конденсатор НК $q_k^{НК}$, массовую холодопроизводительность ВК $q_o^{ВК}$, тепловую нагрузку на газовый охладитель $q_{го}^{ВК}$, отношение массовых расходов рабочих веществ ВК и НК a , работу циклов Карно НК и ВК $w_{ц}^{НК}$, $w_{ц}^{ВК}$ определяют в соответствии с методикой, приведенной в работе [11].

Степень термодинамического совершенства составит

$$\eta_{стс} = \text{COP}_л / \text{COP}_{цо} = \frac{w_{ц}^{НК} + a \sum w_{ц}^{ВК} + a \sum w_{л}^{ВК}}{w_k^{НК} + a w_k^{ВК}} \quad (8)$$

Таким образом, решение задачи сводится к определению работы в каждом отдельном простом цикле: Карно и Лоренце в цикле-образце, действительных циклах отдельных каскадов, и отношения массовых расходов рабочих веществ по каскадам.

6. Пример проведения оценки степени термодинамического совершенства теплофикационной каскадной машины

В качестве примера решим «энергетическую» задачу для теплофикационной каскадной машины с единым рабочим веществом в каскадах R744/744. Входные данные: холодопроизводительность $Q_o = 100$ кВт,

минимальная температура в газовом охладителе $T_{го}^{шт} = 50$ °С, температура кипения в НК $T_{о}^{НК} = -50$ °С индикаторный КПД компрессоров $\eta_i = 0,75$ давление в газовом охладителе $p_{охл} = 90 \dots 120$ бар. Выбор входных данных произведен на основании анализа технической информации для одноступенчатых циклов с R744 [8].

Результаты расчетов приведены в графическом виде на рис. 6.

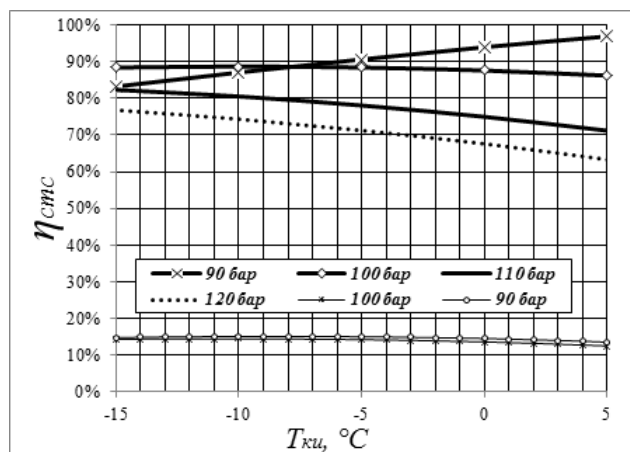


Рис. 6. Степень термодинамического совершенства циклов каскадных машин (верхние кривые – теплофикационная машина, нижние кривые – холодильная машина с одним полезным эффектом)

Расчет, в соответствии с рис. 5, приводит к следующим ориентировочным данным, характеризующим эффективность машины с циклами Планка в каскадах. Общая степень термодинамического совершенства цикла оценивается высокими значениями. При всех давлениях в газовом охладителе она не ниже 60 %. Для интервала температур в конденсаторе-испарителе $T_{ки} = -5 \dots +5$ °С влияние давления существенное. Наивысшие значения $\eta_{стс} = 0,85 \dots 0,90$ соответствуют низким давлениям $p_{охл} = 90 \dots 100$ бар, для $T_{ки} = -15 \dots -10$ °С влияние давления ослабевает, и степень термодинамического совершенства составляет $\eta_{стс} = 0,78 \dots 0,88$ независимо от давления. Для всего интервала температур в конденсаторе-испарителе $T_{ки} = -15 \dots +5$ °С стабильностью характеризуется режим давления $p_{охл} = 100$ бар.

В качестве сравнения на графике приведены значения степени термодинамического совершенства $\eta_{стс}$ каскадной машины с одним полезным эффектом – производством холода [11]. Применение в верхнем каскаде цикла с R744 в области, близкой к критическому состоянию, сопряжено со значительными энергетическими потерями вследствие больших разностей температур при отводе тепла от рабочего вещества в окружающую среду.

7. Анализ способа оценки термодинамического совершенства теплофикационной каскадной машины

Сформированный способ оценки сложного цикла каскадной машины с двумя термическими эффектами является инструментом, с помощью которого устанавливается круг рациональных решений, К ним относятся: выбор веществ для каскадов, выбор промежуточной

граничной температуры между каскадами и рабочего давления в газовом охладителе. При этом действительный цикл машины рассматривается как совокупность теоретических циклов Планка с минимальным количеством необратимостей, что ограничивает представление о возможностях машины. Дальнейшая оценка должна быть осуществлена при последовательном включении в схему машины элементов, влияющих как на энергетические характеристики цикла, так и на эксплуатационную надежность машины, например, регенеративных теплообменников, отделителей жидкости и др.

Если учесть сочетание достаточно высоких температур производимого тепла $T_{\text{то}}^{\text{max}} = 90...120\text{ }^{\circ}\text{C}$ и низких температур производимого холода $T_{\text{о}}^{\text{нк}} = -50\text{ }^{\circ}\text{C}$ в каскадной теплофикационной машине, следует признать, что энергетические показатели совместного производства тепла и холода в действительных машинах весьма высоки.

Каскадные холодильные установки и машины с R744 в качестве рабочего вещества верхнего каскада и циклом в надкритической области, с точки зрения энергосбережения, необходимо проектировать теплофикационными, с одновременным производством тепла и холода.

8. Выводы

1. Для анализа теплофикационных каскадных машин, работающих с веществами низкого давления в верхнем каскаде, необходимо использовать в качестве обратимого образца сложный цикл Карно ВК – Карно НК. В машинах с веществами высокого давления и надкритическим циклом верхнего каскада, в частности R744, необходимо использовать сложный цикл Карно НК – Карно ВК – Лоренц ВК. В таких случаях процессы в действительных циклах осуществляются с большим приближением к обратимым образцам.

2. При определении коэффициента преобразования $\text{COP}_{\text{то}}$ цикла-образца необходимо учитывать отношение массовых расходов рабочих веществ в каскадах, полученного в расчете действительного цикла каскадной машины.

3. На частном примере оценки термодинамического совершенства теплоиспользующей каскадной машины с R744 в верхнем каскаде показано, что энергетические характеристики цикла и температурный уровень производимого тепла зависят не только от промежуточной граничной температуры между каскадами, но и от давления в газовом охладителе верхнего каскада.

Литература

1. Lorentzen, G. The use of natural refrigerants, IIR conference on new application of natural working fluids in refrigeration and air-conditioning [Text] / G. Lorentzen. – Germany, 1994.
2. Bingming, W. Experimental Investigation on the Performance of NH_3/CO_2 Cascade Refrigeration System with Twin-Screw Compressor [Text] / W. Bingming, W. Huagen, L. Jianfeng, X. Ziwen // International Journal of Refrigeration. – 2009. – Vol. 32, Issue 6. – P. 1358–1365. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2009.03.008
3. Dopazo, A. Experimental Evaluation of a Cascade Refrigeration System Prototype with CO_2 and NH_3 for Freezing Process Application [Text] / A. Dopazo, J. Fernandez-Seara // International Journal of Refrigeration. – 2011. – Vol. 34, Issue 1. – P. 257–267. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.07.010
4. Bhattacharyya, S. Optimization of a $\text{CO}_2\text{-C}_3\text{H}_8$ Cascade System for Refrigeration and Heating [Text] / S. Bhattacharyya, A. Kumar, R. K. Khurana, J. Sarkat // International Journal of Refrigeration. – 2005. – Vol. 28, Issue 8. – P. 1284–1292. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.08.010
5. Di Nicola, G. Blends of Carbon Dioxide and HFCs as Working Fluids for the Low-Temperature Circuit in Cascade Refrigerating Systems [Text] / G. Di Nicola, G. Giuliana, F. Polonara, R. Stryjekb // International Journal of Refrigeration. – 2005. – Vol. 28, Issue 2. – P. 130–140. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2004.06.014
6. Yamaguchi, H. Investigation of Dry Ice Blockage in an Ultra-Low Temperature Cascade Refrigeration System Using CO_2 as a Working Fluid [Text] / H. Yamaguchi, X.-D. Niu, K. Sekimoto, P. Neksa // International Journal of Refrigeration. – 2011. – Vol. 34, Issue 2. – P. 466–475. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.11.001
7. Мартыновский, В. С. Анализ действительных термодинамических циклов [Текст] / В. С. Мартыновский. – М.: Энергия, 1972. – 216 с
8. Компрессоры для CO_2 [Электронный ресурс]. – Danfoss. – Режим доступа: <http://s-parts.com.ua/documentation-20/danfoss/co2.html> (дата обращения: 29.05.2012). – Загл. с экрана.
9. Новый спиральный компрессор для CO_2 [Электронный ресурс]. – Emerson Climate Technologies. – Режим доступа: http://www.emersonclimate.com/europe/Documents/RU_Documents/2011_0526_PREL_CO2scroll_RU.pdf (дата обращения: 26.10.2011). – Загл. с экрана.
10. Никульшин, Р. К. Энтропийный метод моделирования и анализа двухступенчатых циклов холодильных машин и тепловых насосов [Текст]: сб. науч. тр. 8-ой Межд. науч.-техн. конф. / Р. К. Никульшин, Л. И. Морозюк // Устойчивое развитие и искусственный холод. – 2012. – Т. 1. – С. 8–16.
11. Морозюк, Л. И. Термодинамический анализ каскадных холодильных машин с R744 в верхнем каскаде [Текст] / Л. И. Морозюк // Холодильная техника и технология. – 2016. – Т. 52, Вып. 1. – С. 12–17.
12. Morosuk, T. Entropy-cycle method for analysis of refrigeration machine and heat pump cycles [Text] / T. Morosuk, R. Nikulshin, L. Morosuk // Thermal Science. – 2006. – Vol. 10, Issue 1. – P. 111–124. doi: 10.2298/tsci0601111m
13. Rozhentsev, A. The analysis of triangular cycles of cooling and heating [Text] / A. Rozhentsev, V. A. Naer, C.-C. Wang // Applied Thermal Engineering. – 2005. – Vol. 25, Issue 1. – P. 21–30. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2004.05.009
14. Khaliq, A. Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration [Text] / A. Khaliq // International Journal of Refrigeration. – 2009. – Vol. 32, Issue 3. – P. 534–545. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.06.007