

Л.Ф. БОНДАРЕНКО

В.М. ЯРОШЕНКО

Одесский технологический институт
холодильной промышленностиТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЦИКЛОВ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ
ИЗОБАРНОГО ПОТОКА ОХЛАЖДЕННОГО ВОЗДУХА

Резюме. Рассматриваются термодинамические обратные циклы, предназначенные для охлаждения атмосферного воздуха до умеренно-низких температур. На основе эксергетического метода приводятся термодинамические сопоставления действительных циклов воздушных и парокомпрессионных холодильных машин, генерирующих поток холодного воздуха.

В некоторых, практически важных, случаях основной целью работы холодильной машины является получение потока холодного воздуха. Обычно он затем используется в изобарном процессе, а иногда не может быть возвращенным в цикл, например, ввиду загрязненности или по каким-то другим причинам.

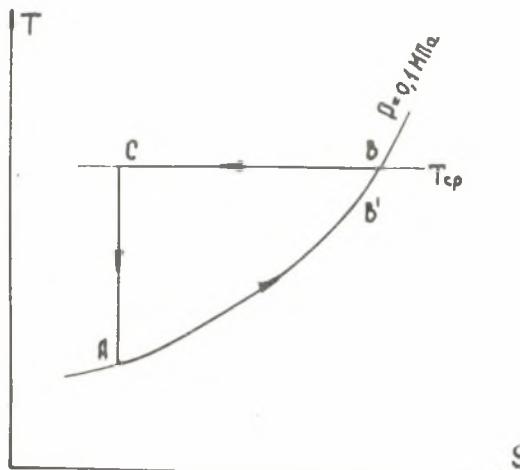


Рис. 1. Обратимый цикл Лоренца

На рис. 1 в диаграмме $T-S$ показан обратимый цикл, соответствующий поставленной задаче. Процесс $A-B$ на рис. 1 заканчивается при температуре окружающей среды, но во многих случаях он по технологическим соображениям должен заканчиваться при $T_{B'} < T_B$. Поскольку, в принципе, процесс $B'-B$ может быть использован для регенеративного подохлаждения наружного воздуха и положение точки B' может быть различным без изменения теоретической холодоизбыточности цикла, в дальнейшем будем рассматривать цикл ABC (какой цикл иногда называют циклом Лоренца).

Холодильный коэффициент обратимого цикла ABC равен

$$\epsilon_{ABC} = \frac{T_B - T_A}{T_B \ln \frac{T_B}{T_A} - (T_B - T_A)} \quad (1)$$

Рассмотрим теперь теоретические циклы холодильных машин при помощи которых можно приблизиться к обратимому для реализации процесса охлаждения A-B. В качестве таких теоретических циклов можно рассмотреть: циклы паровой и воздушной холодильных машин (рис. 2).

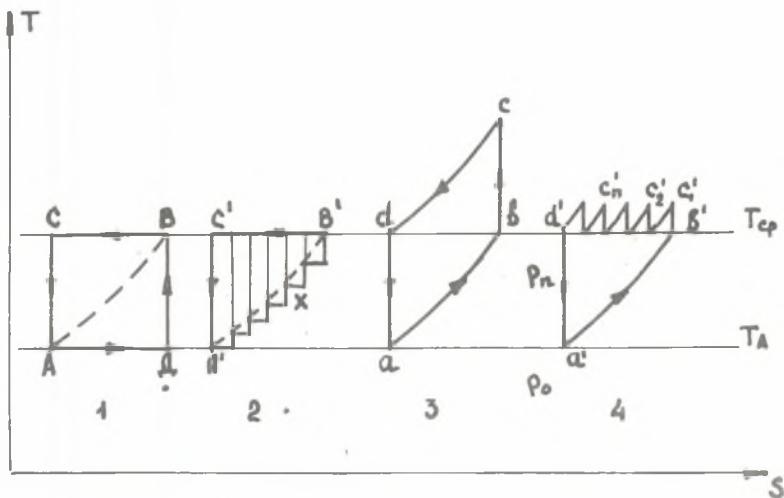


Рис. 2. Теоретические циклы паровых (1, 2) и газовых (3, 4) холодильных машин

На рис. 2 (1) представлен цикл Карно, имеющий холодильный коэффициент

$$\epsilon_{ABC\Delta} = \frac{T_A}{T_B - T_A} \quad (2)$$

Исследования, проведенные В.С. Мартыновским и И.М. Шнайдом свидетельствуют о том, что цикл Карно в рассматриваемом случае энергетически проигрывает треугольному циклу ABC в 2 раза и более. Такое сопоставление иллюстрируется на рис. 3.

Вполне естественно, что приближение к обратимому циклу можно осуществить применения ступенчатый цикл Карно, пример которого приведен на рис. 2 (2). Количество ступеней охлаждения определяется на основе тщательного технико-экономического анализа и, как правило, зависит от разности температур \$T_B - T_A\$ (величины охлаждения).

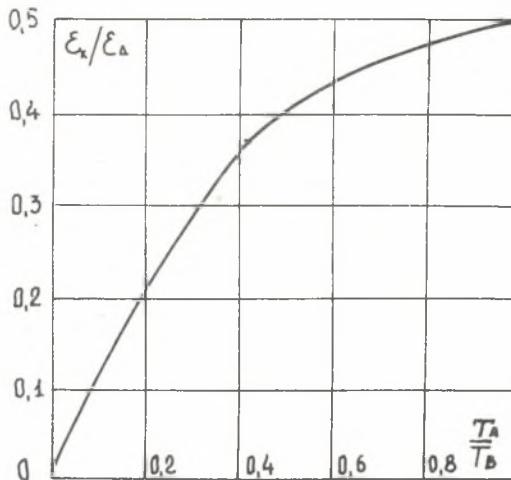


Рис. 3. Сопоставление обратимых циклов Карно и Лоренца

При бесконечном увеличении числа ступеней можно столь угодно приближаться к обратимому образцу, но практическое значение имеет рассмотрение 2-х ступенчатого процесса.

При двухступенчатом "двуихтермном" приближении можно оптимизировать этот цикл по промежуточной температуре T_x .

Исходя из выражения для холодильного коэффициента этого теоретического цикла

$$\epsilon = \frac{T_A \ln \frac{T_x}{T_A} + T_x \ln \frac{T_B}{T_x}}{(T_B - T_A) \ln \frac{T_x}{T_A} + (T_B - T_x) \ln \frac{T_B}{T_x}}, \quad (3)$$

находим $\left(\frac{\partial \epsilon}{\partial T_x}\right)_{T_A, T_B} = 0$ – выражение для определения оптимальной и промежуточной температуры

$$\ln \frac{T_B}{T_x} + \frac{T_A}{T_x} - 1 = 0 \quad (4)$$

Это, как известно, трансцендентное уравнение, решение которого для начальной температуры $T_B = 298^\circ\text{C}$ приведено в таблице 1. Не трудно заметить, что для умеренно низких температур (до 250 K) оптимальная температура может определяться, как среднеарифметическая

$$T_x \approx \frac{T_A + T_B}{2} \quad (5)$$

Другим методом реализации процесса АВ является использование цикла воздушной холодильной машины (рис. 2 (3)). Известно, что легко показать, что однотермный цикл КАРНО и цикл воздушной холодильной машины имеют одинаковые холодильные коэффициенты, а следовательно и одинаковую степень термодинамического совершенства в сравнении с обратимым образцом цикла (ABC). Цикл воздушной машины также можно приблизить к обратимому, применяя принцип многоступенчатого сжатия с промежуточным охлаждением. Цикл воздушной холодильной машины с многоступенчатым сжатием приведён на рис. 2 (4).

Холодильный коэффициент теоретического цикла воздушной машины с многоступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением определяется из выражения

$$\epsilon = \frac{1 - \left(\frac{P_o}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{\left[\left(\frac{P_1}{P_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \dots + \left(\frac{P_n}{P_{n-1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - n \right] - \left[1 - \left(\frac{P_o}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (6)$$

где

$$P_n = \frac{P_o}{\left(\frac{T_A}{T_B} \right)^{\frac{1}{k-1}}} \quad (7)$$

Степень сжатия в каждой ступени можно определить из выражения

$$\pi_i = \frac{P_1}{P_o} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_n}{P_{n-1}} = \sqrt[n]{\frac{P_n}{P_o}} \quad (8)$$

С учётом этого, уравнение (6) примет вид

$$\epsilon = \frac{\left[1 - \left(\frac{P_o}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{\left(\pi_1^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) n - \left[1 - \left(\frac{P_o}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (9)$$

В первом рассмотренном случае приближение к обратимому образцу с (ПХМ) мы стремимся от изотермического охлаждения перейти к изобарному, а во втором случае наоборот — от изобарического к изотермному. Однако, как известно, ограничителем таких переходов всегда на практике являются конечные разности температур, то есть внешние необратимости.

Рассмотрим как влияют внешние необратимости, свойственные циклам ПХМ и ВХМ, при приближении их к обратимому, то есть когда число изотерм в цикле

ПХМ и число ступеней сжатия, в цикле ВХМ стремится к бесконечности. Такие теоретические циклы приведены на рис. 4 (а, б).

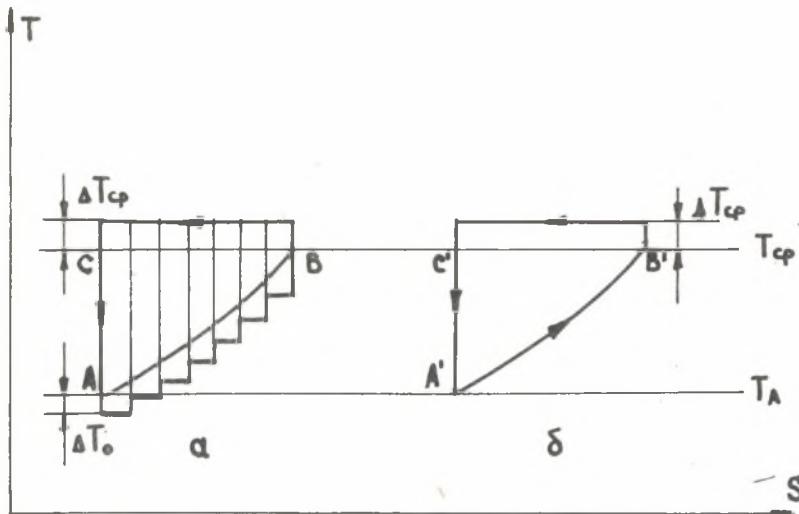


Рис. 4. Характерные внешние необратимости в ступенчатом цикле Карно (а) и цикле Лоренца (б)

Таблица 1

T_A	288	278	268	258	248	238	228	218	208	198	188
T_X	293	288	283	278	272	267	262	257	251	246	240

Уравнения для определения холодильного коэффициента многотермного цикла ПХМ и многоступенчатого цикла ВХМ имеют следующий вид

$$\xi_{\text{ПХМ}} = \frac{T_B - T_A}{(T_B + \Delta T_{cp}) \ln \frac{T_B - \Delta T_o}{T_A - \Delta T_o} - (T_B - T_A)}, \quad (10)$$

$$\xi_{\text{ВХМ}} = \frac{T_B - T_A}{(T_B + \Delta T_{cp}) \ln \frac{T_B}{T_A} - (T_B - T_A)} \quad (11)$$

Условно принимая, что $\Delta T = \Delta T_o = \Delta T_{cp}$ продифференцируем уравнения (10), (11) по ΔT

$$\left[\frac{\partial \xi}{\partial (\Delta T)} \right]_{\text{ПХМ}} = - \frac{(T_B - T_A) \left[\ln \frac{T_B - \Delta T}{T_A - \Delta T} + \frac{(T_B + \Delta T)(T_A - T_B)}{(T_A - \Delta T)(T_B - \Delta T)} \right]}{\left[(T_B + \Delta T) \ln \frac{T_B - \Delta T}{T_A - \Delta T} - (T_B - T_A) \right]^2} \quad (12)$$

$$\left[\frac{\partial \xi}{\partial (\Delta T)} \right]_{\text{ВХМ}} = - \frac{(T_B - T_A) \ln \frac{T_B}{T_A}}{\left[(T_B + \Delta T) \ln \frac{T_B}{T_A} - (T_B - T_A) \right]^2} \quad (13)$$

Сопоставляя уравнения (12), (13) очевидно, что внешние необратимости в ПХМ в большей степени сказываются на холодильный коэффициент, чем в теоретическом цикле ВХМ. При $T_B = 298 \text{ K}$, $T_A = 258 \text{ K}$ разность температур $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ снижает холодильный коэффициент ПХМ на 17% больше чем ВХМ, а при $\Delta T = 20^\circ\text{C}$ уже на 30%.

В то время как внешние необратимости в большей мере влияют на холодильный коэффициент парокомпрессионной машины, внутренние необратимости, как известно, в значительно большей степени влияют на энергетические коэффициенты воздушной холодильной машины.

Окончательное решение при выборе того либо иного типа холодильной машины может быть принято только при учёте как внешних, так и внутренних необратимостей, то есть на основании действительных холодильных коэффициентов.

Действительный холодильный коэффициент может быть вычислен аналитическим путём с введением соответствующих эмпирических коэффициентов, характеризующих внешние и внутренние потери в цикле.

Для цикла ВХМ с многоступенчатым сжатием уравнение для определения холодильного коэффициента иммет следующий вид

$$\xi = \frac{(T_B + \Delta T) \left[1 - \left(\frac{1 + \frac{\Delta P_o}{P_o}}{\frac{P_n}{P_o}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_g - \Delta T}{\frac{T_B + \Delta T}{\eta_{ki}} \cdot n \left[\left[\eta_i \left(1 + \frac{\Delta P_i}{P_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] - (T_B + \Delta T) \left[1 - \left(\frac{1 + \frac{\Delta P_o}{P_o}}{\frac{P_n}{P_o}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_g \cdot \eta_M \right]} \quad (14)$$

где:

- η_{ki} – внутренний КПД компрессора одной ступени сжатия,
- n – количество ступеней сжатия,
- $\frac{\Delta P_o}{P_o}$ – относительные гидравлические потери в холодильной (рефрижераторной) камере,

$\frac{\Delta P_i}{P_i}$ – относительные гидравлические потери в одной ступени сжатия,

η_M – коэффициент возраста мощности из детандера,

P_o, P_n – давление в цикле, минимальное и максимальное.

Действительные холодильные коэффициенты парокомпрессионных холодильных машин определяются расчётным путём с помощью таблиц или диаграмм для соответствующего хладагента при введении эмпирических коэффициентов и величин, либо по результатам испытаний как отношение холодопроизводительности машины к потребляемой мощности.

$$\epsilon = \frac{Q_o}{N} \quad (15)$$

Сравнение энергетических характеристик различных холодильных машин может проводиться с помощью холодильных коэффициентов только в том случае, когда машины потребляют один и тот же вид энергии. Энергетические показатели холодильной машины не должны зависеть от того какой вид энергии она потребляет и поэтому сравнение необходимо производить при помощи единого универсального критерия, которым является степень термодинамического совершенства (эксергетический КПД).

$$\eta_c = \epsilon \cdot \tau_m \quad (16)$$

где:

τ_m – эксергетическая температурная функция [3] – величина, обратная холодильному коэффициенту цикла КАРНО.

Необходимость введения единого универсального критерия обусловливается и тем, что в последнее время ставится задача по созданию комплексных систем теплохладоснабжения, в которых холодильные машины не только взаимосвязаны с другим теплоэнергетическим оборудованием, но и служат помимо производства холода, на различных температурных уровнях и для производства тепла (например получения горячей воды).

Оставляя вопрос о многоцелевых холодильных машинах, на рис. 5 приводятся сопоставления энергетических показателей холодильных машин предназначенных для охлаждения наружного воздуха от $T_B = 298$ К до температур $15\text{--}90^\circ\text{C}$. Все сравниваемые паровые холодильные машины рассматриваются с одной температурой кипения, а ВХМ – с одной ступенью сжатия. Такой вариант сравнения вполне допустим, так как, несмотря на худшие энергетические показатели машин; они отличаются сравнительно простотой технической реализации.

Применяя многоступенчатое охлаждение воздуха в ПХМ мы в значительной степени усложняем реализацию процесса охлаждения на практике. Тоже самое можно сказать и о применении многоступенчатого сжатия в ВХМ. На рис. 6 приведены графики сопоставления ПХМ с двух и трёх термоохлаждением и ВХМ с двух и трёхступенчатым сжатием. Очевидно, Энергетическая эффективность ВХМ при-

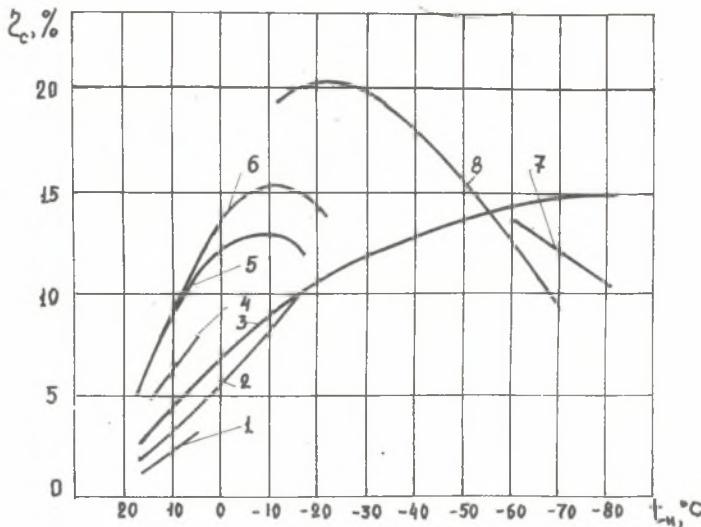


Рис. 5. Степень термодинамического совершенства однотермных паровых холодильных машин и одноступенчатых воздушных

1 – пароэJECTорные холодильные машины, 2 – воздушные с подмешиванием атмосферного воздуха, 3 – одноступенчатые воздушные, 4 – абсорбционные, 5 – одноступенчатые на Φ -12, 6 – одноступенчатые на Φ -22, 7 – каскадные, 8 – двухступенчатые на Φ -22 и NH_3

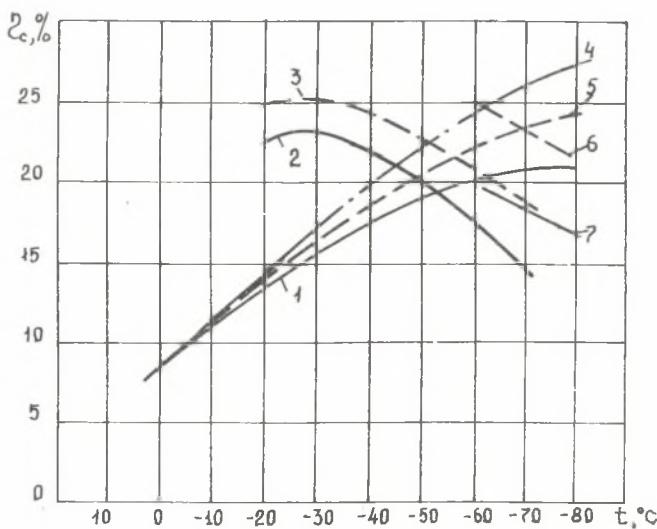


Рис. 6. Степень термодинамического совершенства многотермных паровых и многоступенчатых воздушных холодильных машин

1 – двухступенчатые воздушные холодильные машины, 2 – двухтермные паровые, 3 – трехтермные паровые, 4 – многоступенчатые воздушные, 5 – трехступенчатые воздушные, 6 – трехтермные каскадные, 7 – двухтермные каскадные

ближается к эффективности некоторых холодильных машин уже при температуре $-50 \div -60^{\circ}\text{C}$.

Следует учесть тот факт, что технически проще реализовать промежуточное охлаждение в цикле ВХМ, чем многотермное охлаждение в цикле ПХМ, так как в первом случае установка будет отличаться, не только более простой схемой, но и относительно несложной эксплуатацией.

Поэтому целесообразно рассмотреть цикл воздушной холодильной машины с многоступенчатым сжатием, так как такой способ сжатия уже находит практическое применение в некоторых компрессорных установках [1, 2] и, следовательно, в настоящее время не представляет особой трудности при техническом воплощении.

На рис. 6 кривая 4 характеризует степень термодинамическое совершенство ВХМ с многоступенчатым сжатием (КПД турбомеханизмов приняты равными 85% при разностях температур 15°C). Как очевидно такая ВХМ, несмотря на недостатки воздуха, как холодильного агента, по энергетике конкурентно способна с паровыми холодильными машинами, (даже с трёхтермным охлаждением) при температурах $-45 \div -55^{\circ}\text{C}$. Однако, окончательное решение при выборе того либо иного типа холодильной машины может быть принято, только на основе развёрнутого технико-экономического анализа с учётом конкретных технико-экономических особенностей.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Хумпулян М.М.: Технико-экономические показатели современных компрессорных установок. "Недра", 1974.
- [2] Мисарек Я.: Турбокомпрессоры. "Энергия", М., 1969.
- [3] Бродянский В.М.: Эксергетический метод термодинамического анализа "Энергия". М., 1973.

ANALIZA TERMODYNAMICZNA OBIEGÓW IZOBARYCZNEGO OZIĘBIANIA POWIETRZA

S t r e s z c z e n i e

W pracy rozpatrzone analizę termodynamiczną odwracalnych obiegów ziębniczych z zastosowaniem do oziębiania powietrza atmosferycznego do temperatur -80°C . Analiza oparta na bilansowaniu egzergyjnym pozwoliła porównać rzeczywiste obiegi gazowe z obiegami parowymi maszyn ziębniczych, przeznaczonych do oziębiania powietrza.

THE ANALYSIS OF THERMODYNAMIC CYCLES
OF ISOBARIC AIR COOLING

S u m m a r y

The paper presents the analysis of reversible cooling cycles for obtaining the air, which have temperature up to -80°C. The exergetical analysis was used for comparing real gas cycles and steam cycles of installations for air cooling.