

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF322752>

Методика расчета и анализа транскритического цикла CO₂ с параллельным сжатием и эжектором

М.С. Талызин

Международная Академия Холода, Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Попытки уменьшить отрицательное влияние на окружающую среду привели, в том числе, к использованию, так называемых, природных хладагентов. Одним из которых является CO₂. На предприятиях пищевой промышленности данный хладагент используется в двух основных циклах — каскадном и транскритическом.

Наряду с отрицательным воздействием на окружающую среду, необходимо учитывать и увеличение эффективности работы холодильных установок, что для транскритических циклов становится особенно актуально.

Целью исследования является разработка методики расчета и анализа транскритического цикла CO₂ с параллельным сжатием и эжектором.

Расчет транскритического цикла основан на фундаментальных законах термодинамики, в основу методики анализа положен энтропийно-статистический метод термодинамического анализа. Расчет цикла включает анализ потерь работы сжатия по компонентам системы.

Приведено описание работы транскритического цикла CO₂ с параллельным сжатием и эжектором с двумя температурными уровнями, приведена методика расчета и анализа потерь в элементах холодильной установки, работающей по транскритическому циклу CO₂ с параллельным сжатием и эжектором.

Применение данной методики позволяет определить элементы и процессы с наибольшими потерями и принять дальнейшие меры для повышения эффективности работы холодильной системы.

Ключевые слова: транскритический цикл; CO₂; энтропийно-статистический метод термодинамического анализа; параллельное сжатие; эжектор.

Как цитировать:

Талызин М.С. Методика расчета и анализа транскритического цикла CO₂ с параллельным сжатием и эжектором. // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 4. С. 231–236. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF322752>

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF322752>

Procedure for calculation and analysis of transcritical cycle CO₂ with parallel compression and ejector

Maxim S. Talyzin

International Academy of Refrigeration, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

Attempts to reduce the negative impact on the environment have led, among other things, to the use of so-called natural refrigerants. One of which is SO₂.

At food processing enterprises, this refrigerant is used in two main cycles - cascade and transcritical.

Along with the negative impact on the environment, it is also necessary to take into account the increase in the efficiency of refrigeration plants, which is especially important for transcritical cycles.

The purpose of the study was to develop a method for calculating and analyzing the transcritical cycle of SO₂ with parallel compression and an ejector.

The calculation of the transcritical cycle is based on the fundamental laws of thermodynamics, the analysis method is based on the entropy-statistical method of thermodynamic analysis. Cycle calculation includes analysis of compression loss by system components.

Description of operation of transcritical cycle of SO₂ with parallel compression and ejector with two temperature levels is given, procedure of calculation and analysis of losses in elements of refrigerating unit operating according to transcritical cycle of SO₂ with parallel compression and ejector is given.

The use of this method allows you to identify the elements and processes with the greatest losses and take further measures to improve the efficiency of the refrigeration system.

Keywords: transcritical cycle; CO₂; entropy-statistical method of thermodynamic analysis; parallel compression; ejector.

To cite this article:

Talyzin MS. Procedure for calculation and analysis of transcritical cycle CO₂ with parallel compression and ejector. *Refrigeration Technology*. 2021;110(4):231–236. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF322752>

Received: 07.04.2023

Accepted: 18.12.2023

Published online: 02.03.2024

ОСНОВНОЙ ТЕКСТ СТАТЬИ

Приведем описание работы холодильной установки, работающей по транскритическому циклу CO_2 с параллельным сжатием и эжектором, с двумя температурными уровнями. На рис. 1 приведена принципиальная схема холодильной установки. На рис. 2 представлен транскритический цикл с параллельным сжатием и эжектором в диаграмме энтальпия–давление.

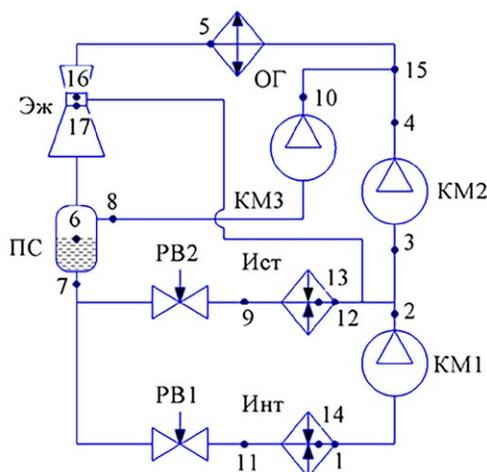


Рис. 1. Принципиальная схема транскритической холодильной системы CO_2 с параллельным сжатием и эжектором: KM1 — компрессор первой ступени сжатия, KM2 — компрессор второй ступени сжатия, ОГ — охладитель газа, ПК — промежуточный сосуд, И_{ст} — испаритель среднетемпературных потребителей, И_{нт} — испаритель низкотемпературных потребителей, PB1, PB2 — регулирующие вентили, Эж — эжектор.

Fig. 1. Schematic diagram of transcritical refrigerating CO_2 system with parallel compression and ejector: KM1 — the compressor of the first stage of compression, KM2 — the compressor of the second stage of compression, OG — the cooler of gas, PS — an intermediate vessel, East — the evaporator of medium temperature consumers, Int — the evaporator of low-temperature consumers, PB1, PB2, — the regulating valves Ej — ejector.

Потери при дросселировании занимают значительную часть в общей доле потерь в процессах холодильного цикла. Поскольку дросселирование — это процесс расширения рабочего вещества без совершения внешней работы, целесообразно было бы использовать устройство, которое позволяло бы возвращать часть работы обратно в цикл, тем самым уменьшая потери. Идеальным решением данной проблемы явилось бы применение детандера. Однако, по сравнению с применяемыми расширительными устройствами (терморегулирующие вентили, электрические регулирующие клапаны, капиллярные трубки, дроссельные шайбы) конструкция детандера сложнее и его применение увеличивает капитальные затраты.

В качестве альтернативного решения для циклов с применением CO_2 применяется эжектор Эж вместо регулирующего вентиля PB3.

Пары хладагента, образовавшиеся при кипении на низком температурном уровне в испарителе И_{нт} от тепловой нагрузки $Q_{нт}$, сжимаются компрессором нижней ступени KM1 от давления точки 1 до давления точки 2. Смешиваются с парами хладагента, образовавшимися при кипении хладагента на среднем температурном уровне в испарителе И_{ст} от тепловой нагрузки $Q_{ст}$. При этом часть паров отбирается эжектором Эж. После этого происходит сжатие в компрессоре второй ступени KM2 от давления точки 3 до давления точки 4.

Пары смешиваются с парами, сжимаемыми в компрессоре параллельного сжатия KM3 в точке 15.

После этого пары попадают в охладитель газа (ОГ), где они охлаждаются от температуры нагнетания до температуры, превышающей температуру окружающей среды на величину недорекуперации. Процесс происходит в сверхкритической области.

Охлажденные пары расширяются в Эж до давления промежуточного сосуда ПК, часть паров откачивается компрессором параллельного сжатия KM3, энтальпия оставшейся части при этом понижается до состояния точки 7.

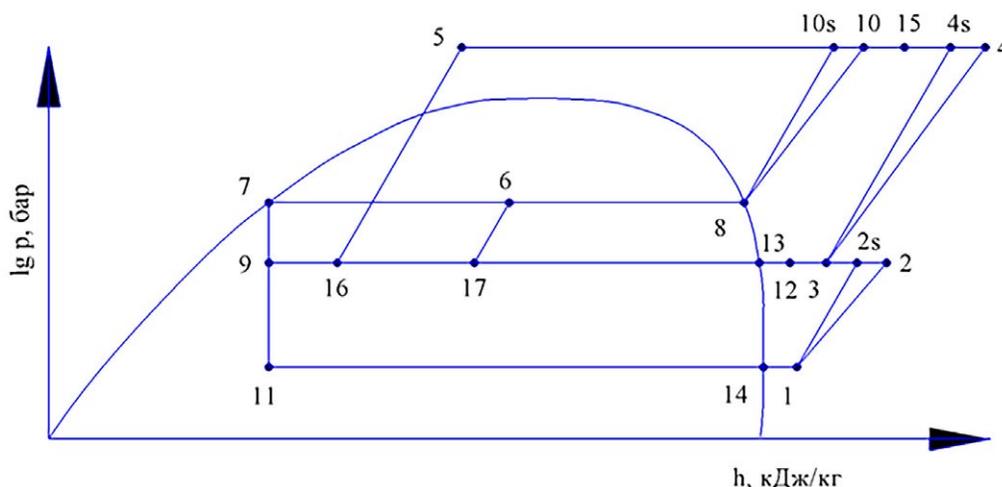


Рис. 2. Транскритический цикл CO_2 с параллельным сжатием и эжектором.

Fig. 2. Transcritical cycle CO_2 with parallel compression and ejector.

Далее насыщенная жидкость точки 7 дросселируется до среднетемпературного и низкотемпературного уровней в РВ2 и РВ1 соответственно. После чего цикл повторяется.

Расчет и анализ цикла построен на методах, изложенных в [1] и [2].

Удельная массовая холодопроизводительность среднетемпературного контура:

$$q_{o_ст} = h_{12} - h_9 \quad (1)$$

Удельная массовая холодопроизводительность низкотемпературного контура:

$$q_{o_нт} = h_{11} - h_1 \quad (2)$$

Массовые расходы низкотемпературного и среднетемпературного контуров

$$\begin{aligned} G_{нт} &= \frac{Q_{нт}}{q_{o_нт}} \\ G_{ст} &= \frac{Q_{ст}}{q_{o_ст}} \end{aligned} \quad (3)$$

Относительные массовые расходы низкотемпературного и среднетемпературного контуров

$$\begin{aligned} g_{нт} &= 1 \\ g_{ст} &= \frac{G_{ст}}{G_{нт}} \end{aligned} \quad (4)$$

Расчет производим в следующей последовательности:

1. Определяем энтропию точки 16 из условия адиабатного расширения рабочего потока, находим другие параметры в этой точке по диаграмме свойств хладагента.
2. Находим энтальпию точки 17 из уравнения смешения в эжекторе, находим энтропию в этой точке по диаграмме свойств хладагента.
3. Из условия адиабатного сжатия в эжекторе находим энтропию точки 6.
4. Определяем значение удельного массового расхода параллельного сжатия.

Для определения указанных выше параметров составим систему уравнений:

$$\begin{cases} g_p = g_{нт} + g_{ст} + g_{пар} - g_3 \\ \frac{g_3}{g_p} = 0,146 \\ g_p \times h_{16} + g_3 \times h_3 = (g_p + g_3) \times h_{17} \\ (g_{нт} + g_{ст} + g_{пар}) \times h_6 = (g_{нт} + g_{ст}) \times h_7 + g_{пар} \times h_8 \end{cases} \quad (5)$$

Отношение удельного массового расхода эжектируемого потока g_3 к удельному массовому расходу рабочего потока g_p принимается на основании рекомендованных значений для данного типа струйных аппаратов [3]

Энтальпия точки 2 определяется по известному значению адиабатного КПД компрессора первой степени:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{ад}^1} \quad (6)$$

Энтальпия в точке 4 находится аналогично уравнению (6).

Минимальная необходимая удельная работа для генерации холода:

$$\begin{aligned} l_{мин}^{нт} &= q_o^{нт} \times \frac{T_{oc} - T_{п}^{нт}}{T_{п}^{нт}} \\ l_{мин}^{ст} &= q_o^{ст} \times \frac{T_{oc} - T_{п}^{ст}}{T_{п}^{ст}} \\ l_{мин} &= l_{мин}^{ст} \times g_{ст} + l_{мин}^{нт} \times g_{нт} \end{aligned} \quad (7)$$

Адиабатная работа сжатия:

$$\begin{aligned} l_{ад}^1 &= h_{2s} - h_1 \\ l_{ад}^2 &= h_{4s} - h_3 \\ l_{ад}^{пар} &= h_{10s} - h_8 \\ l_{ад} &= l_{ад}^1 \times g_{нт} + l_{ад}^2 \times (g_{нт} + g_{ст}) + l_{ад}^{пар} \times g_{пар} \end{aligned} \quad (8)$$

Действительная затрачиваемая удельная работа сжатия:

$$\begin{aligned} l_{сж}^1 &= h_2 - h_1 \\ l_{сж}^2 &= h_4 - h_3 \\ l_{сж}^{пар} &= h_{10} - h_8 \\ l_{сж} &= l_{сж}^1 \times g_{нт} + l_{сж}^2 \times (g_{нт} + g_{ст}) + l_{сж}^{пар} \times g_{пар} \end{aligned} \quad (9)$$

Степень термодинамического совершенства:

$$\eta_{терм} = \frac{l_{мин}}{l_{сж}} \quad (10)$$

Холодильный коэффициент при адиабатном процессе сжатия:

$$\varepsilon_{ад} = \frac{q_o^{ст} \times g_{ст} + q_o^{нт} \times g_{нт}}{l_{ад}} \quad (11)$$

Действительное значение холодильного коэффициента:

$$\epsilon_d = \frac{q_o^{ct} \times g_{ct} + q_o^{нт} \times g_{нт}}{l_{сж}} \quad (12)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в охладителе газа:

$$\Delta l_{ог} = [(h_{15s} - h_5) - T_{oc} \times (s_{15s} - s_5)] \times (g_{нт} + g_{ct} + g_{пар} - g_э) \quad (13)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии при дросселировании определяем для 2 процессов (верхний индекс указывает на сам процесс):

$$\begin{aligned} \Delta l_{др}^{7-9} &= g_{ct} \times T_{oc} \times (s_9 - s_7) \\ \Delta l_{др}^{7-11} &= g_{нт} \times T_{oc} \times (s_{11} - s_7) \\ \Delta l_{др} &= \Delta l_{др}^{5-6} + \Delta l_{др}^{7-9} + \Delta l_{др}^{7-11} \end{aligned} \quad (14)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в испарителе при передаче теплоты от охлаждаемого объекта в цикле

при средней температуре воздуха в потребителях (кипение жидкого хладагента):

$$\begin{aligned} \Delta l_{и.кип}^{ct} &= (h_{13} - h_9) \times g_{ct} \times T_{oc} \times \frac{T_{п}^{ct} - T_o}{T_o \times T_{п}^{ct}} \\ \Delta l_{и.кип}^{нт} &= (h_{14} - h_{11}) \times g_{нт} \times T_{oc} \times \frac{T_{п}^{нт} - T_o}{T_o \times T_{п}^{нт}} \end{aligned} \quad (15)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в испарителе при передаче теплоты от охлаждаемого объекта в цикле при средней температуре воздуха в потребителях (перегрев хладагента в испарителе):

$$\begin{aligned} \Delta l_{и.пер}^{ct} &= g_{ct} \times [T_{п}^{ct} \times (s_{12} - s_{13}) - (h_{12} - h_{13})] \\ \Delta l_{и.пер}^{нт} &= g_{нт} \times [T_{п}^{нт} \times (s_1 - s_{14}) - (h_1 - h_{14})] \end{aligned} \quad (16)$$

Общие необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в испарителе:

$$\begin{aligned} \Delta l_{и}^{ct} &= \Delta l_{и.кип}^{ct} + \Delta l_{и.пер}^{ct} \\ \Delta l_{и}^{нт} &= \Delta l_{и.кип}^{нт} + \Delta l_{и.пер}^{нт} \\ \Delta l_{и} &= \Delta l_{и}^{ct} + \Delta l_{и}^{нт} \end{aligned} \quad (17)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в других процессах (смешение в точке 3, смешение в точке 15, процессы в промежуточном сосуде):

$$\begin{aligned} \Delta l_{см}^3 &= T_{oc} \times [(g_{нт} + g_{ct}) \times s_3 - (g_{ct} \times s_{12} + g_{нт} \times s_2)] \\ \Delta l_{см}^{15} &= T_{oc} \times [(g_{нт} + g_{ct} + g_{пар} - g_э) \times s_{15} - (g_{пар} \times s_{10} + (g_{нт} + g_{ct} - g_э) \times s_4)] \\ \Delta l_{пром} &= T_{oc} \times [(g_{нт} + g_{ct} + g_{пар}) \times s_6 - (g_{ct} \times s_7 + g_{нт} \times s_7) - g_{пар} \times s_8] \\ \Delta l_{другие} &= \Delta l_{см}^3 + \Delta l_{см}^{15} + \Delta l_{пром} \end{aligned} \quad (18)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в эжекторе определяются следующими параметрами:

Работа, которая может быть передана в цикл за счет адиабатного расширения удельного массового расхода g_p :

$$l_1^э = g_p \times (h_5 - h_{16}) \quad (19)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия на производство энтропии при смешении в эжекторе:

$$\Delta l_1^э = T_{oc} \times [(g_p + g_э) \times s_{17} - g_p \times s_{16} - g_э \times s_3] \quad (20)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия на повышение давления в эжекторе:

$$l_2^э = (g_p + g_э) \times (h_6 - h_{17}) \quad (21)$$

Таким образом, необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в эжекторе:

$$\Delta l_э = l_1^э - l_2^э - \Delta l_1^э \quad (22)$$

Суммируя величины необходимых удельных затрат работы сжатия для компенсации производства энтропии во всех элементах холодильной

системы, находим расчетную величину адиабатной работы сжатия:

$$I_{\text{ад.р}} = I_{\text{мин}} + \Delta I_{\text{ог}} + \Delta I_{\text{др}} + \Delta I_{\text{н}} + \Delta I_{\text{другие}} \quad (23)$$

Энергетические потери в компрессоре:

$$\Delta I_{\text{км}} = I_{\text{сж}} - I_{\text{ад.р}} \quad (24)$$

Расчетная работа сжатия:

$$I_{\text{сж.р}} = I_{\text{ад.р}} + \Delta I_{\text{км}} \quad (25)$$

Погрешность определения работы сжатия:

$$\Delta = \left(1 - \frac{I_{\text{сж}}}{I_{\text{сж.р}}} \right) \times 100\% \quad (26)$$

Результаты анализа являются удовлетворительными, если величина погрешности, определяемой по уравнению (26), находится в пределах 3%.

Результаты, полученные по данной методике, представлены в [4].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бараненко А.В., Бухарин Н.Н., Пекарев В.И. Холодильные машины. СПб.: Политехника, 2006.
2. Архаров А.М. Основы криологии. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных систем. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014.
3. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. М., Л.: Государственное энергетическое издательство, 1960.

REFERENCES

1. Baranenko AV, Bukharin NN, Pekarev VI. Refrigeration machines. St. Petersburg.: Politekhnik; 2006. (In Russ.)
2. Arkharov AM. Fundamentals of cryology. Entropy-statistical analysis of low-temperature systems. Moscow: MG TU im NE Bauman; 2014. (In Russ.)
3. Sokolov EYa, Zinger NM. Jet devices. Moscow, Leningrad: Gosudarstvennoe energeticheskoe izdatelstvo; 1960. (In Russ.)

ОБ АВТОРЕ

Талызин Максим Сергеевич,

канд. техн. наук;
адрес: 105005, Российская Федерация, Москва,
ул. 2-я Бауманская, д. 5;
ORCID: 0000-0001-7244-1946;
eLibrary SPIN: 6524-3085;
e-mail: talyzin_maxim@mail.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предлагаемая методика основана на известных зависимостях, широко применяемых при анализе холодильных циклов. Расчет цикла включает анализ потерь работы сжатия по компонентам системы. Применение данной методики позволяет определить элементы и процессы с наибольшими потерями и принять меры для повышения эффективности работы холодильной системы.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Источник финансирования. Автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования при проведении поисково-аналитической работы и подготовке рукописи.

Конфликт интересов. Автор декларирует отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

ADDITIONAL INFORMATION

Funding source. This publication was not supported by any external sources of funding.

Competing interests. The authors declare that they have no competing interests.

4. Архаров А.М., Шишов В.В., Талызин М.С. Сравнение с помощью энтропийно-статистического анализа транскритических циклов на CO₂ с циклами на традиционных хладагентах для систем холодоснабжения предприятий торговли // Холодильная техника. 2017. Т. 106, №2. С. 34–41. doi: 10.17816/RF99213

4. Arkharov AM, Shishov VV, Talyzin MS. Sravnenie s pomoshch'yu entropiynostaticheskogo analiza transkriticheskikh tsiklov na SO₂ s tsiklami na traditsionnykh khladagentakh dlya sistem kholodosnabzheniya predpriyatij trgovli. Refrigeration Technology. 2017;106(2):34–41. (In Russ.) doi: 10.17816/RF99213

AUTHOR'S INFO

Maxim S. Talyzin,

Cand. Sci. (Tech.);
address: 5 2nd Baumanskaya street, 105005 Moscow,
Russian Federation;
ORCID: 0000-0001-7244-1946;
eLibrary SPIN: 6524-3085;
e-mail: talyzin_maxim@mail.ru