

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF321752>

Методика оценки эффективности работы холодильных установок на базе цикла одноступенчатого сжатия

М.С. Талызин

Международная Академия Холода, Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Развитие средств автоматизации и программирования является одним из приоритетных направлений, определяемых Государственной программой «Национальная технологическая инициатива», что требует развития методик, на базе которых будут строиться алгоритмы.

В то же время, одним из направлений развития холодильной техники является энергосбережение. Этому вопросу уделяется внимание как на государственном уровне (Федеральный закон № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации»), так и самими пользователями холодильного оборудования, поскольку доля затрат электроэнергии, потребляемой холодильным оборудованием, составляет значительную часть в общем энергетическом балансе конкретного предприятия. Например, доля энергопотребления систем кондиционирования в странах Европы составляет от 2% до 6%.

Существующие системы мониторинга рабочих параметров холодильной установки не полностью используют свой ресурс, поскольку очень часто применяются лишь для выявления аварийных ситуаций и сигнализации об их возникновении.

В данной статье описывается методика оценки энергоэффективности холодильных установок, работающих по циклу одноступенчатого сжатия с однократным дросселированием, позволяющая производить оценку как на этапе проектирования, так и в процессе работы холодильной установки, и позволяет получить распределение потерь по элементам и процессам холодильной установки.

Ключевые слова: термодинамический анализ; энтропийно-статистический метод термодинамического анализа; цикл одноступенчатого сжатия.

Как цитировать:

Талызин М.С. Методика оценки эффективности работы холодильных установок на базе цикла одноступенчатого сжатия // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 1. С. 63–69. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF321752>

DOI: <https://doi.org/10.17816/Rf321752>

Method for evaluating efficiency of refrigeration units based on single-stage compression cycle

Maxim S. Talyzin

International Academy of Refrigeration, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

Development of automation and programming tools is one of the priority areas determined by the State Program “National Technology Initiative,” which requires development of methods on the basis of which algorithms will be built.

Simultaneously, energy saving is one of the directions toward development of refrigeration equipment. This issue has been given attention both at the state level (Federal Law No. 261-FZ “On Energy Saving and Increasing Energy Efficiency and Amending Certain Legislative Acts of the Russian Federation”) and by users of refrigeration equipment. Importantly, the share of electricity consumed by refrigeration equipment constitutes a considerable part of the total energy balance of a particular enterprise. For example, the share of energy consumption by air conditioning systems in Europe ranges from 2% to 6%.

The existing systems for monitoring the operating parameters of refrigeration plants do not completely use their resource because they are frequently used only to identify emergencies and raise alarm.

This article describes a procedure of assessing the energy efficiency of refrigeration plants operating on a single-stage compression cycle with single throttling. This procedure allows for evaluation both at the design stage and during the operation of a refrigeration plant and enables to obtain a distribution of losses by the elements and processes of the refrigeration plant.

Keywords: thermodynamic analysis; entropy-statistical method of thermodynamic analysis; single-stage compression cycle.

To cite this article:

Talyzin MS. Method for evaluating efficiency of refrigeration units based on single-stage compression cycle. *Refrigeration Technology*. 2021;110(1):63–69. DOI: <https://doi.org/10.17816/Rf321752>

Received: 29.03.2023

Accepted: 11.04.2023

Published online: 19.07.2023

Разработанная методика представляет собой алгоритм по определению затрат работы на компенсацию производства энтропии по элементам системы [1] с учетом свойств хладагентов. Методика позволяет проводить анализ, как на этапе проектирования, так и в процессе эксплуатации холодильной установки.

В данной статье рассматривается методика анализа цикла одноступенчатого сжатия с однократным дросселированием как наиболее часто применяемого в холодильных установках.

Свойства хладагента в узловых точках цикла определяются по методике, предложенной Э.И. Вайнфельдом и П.Н. Монтиком [2] с дополнениями, позволяющими использовать ее для анализа холодильных установок.

В качестве исходных данных принимаются следующие величины:

- t_o – температура кипения хладагента в испарителе, °С;
- T_o – температура кипения хладагента в испарителе, К;
- T_k – температура конденсации хладагента, К;
- t_k – температура конденсации хладагента, °С;
- $\Delta T_{\text{пер_исп}}$ – перегрев в испарителе, К;
- $\Delta T_{\text{пер_вс}}$ – перегрев на всасывании в компрессор, К;
- $\Delta T_{\text{по}}$ – переохлаждение жидкого хладагента, К;

- t_n – температура нагнетания компрессора, °С;
- $\eta_{\text{ад}}$ – адиабатный КПД компрессора, %;
- $t_{\text{п}}$ – температура в охлаждаемом объеме, °С;
- $t_{\text{ос}}$ – температура окружающей среды, °С.

Исходные данные могут быть использованы как расчетные, так и измеренные в процессе работы холодильной установки и зарегистрированные системой мониторинга, что позволяет производить анализ в реальном времени.

По известным значениям t_o и t_k определяем соответствующие давления насыщенных паров хладагента:

$$p_o = e^{D_0 + D_1 \times T_o + \frac{D_2}{T_o}}, \quad (1)$$

$$p_k = e^{D_0 + D_1 \times T_k + \frac{D_2}{T_k}}, \quad (2)$$

где D_0, D_1, D_2 – коэффициенты, применяемые для расчета свойств хладагента.

Если хладагент является зеотропной смесью, то по найденным значениям давления определяются значения температур на линии насыщенной жидкости:

$$T_{o_нас.ж} = \frac{(D_{0_ж} - \ln p_o) - \sqrt{(D_{0_ж} - \ln p_o)^2 - 4 \times D_{1_ж} \times D_{2_ж}}}{-2 \times D_{1_ж}}, \quad (3)$$

$$T_{k_нас.ж} = \frac{(D_{0_ж} - \ln p_k) - \sqrt{(D_{0_ж} - \ln p_k)^2 - 4 \times D_{1_ж} \times D_{2_ж}}}{-2 \times D_{1_ж}}. \quad (4)$$

Эти уравнения могут быть использованы и в том случае, если известны давления конденсации и кипения, коэффициенты D нужно брать с индексом «ж» для насыщенной жидкости, без индекса – для насыщенного пара.

Цикл с указанием узловых точек на диаграмме энтальпия-давление представлен на рис. 1.

Давление в узловых точках цикла определяется равенствами:

$$p_1 = p_6 = p_7 = p_8 = p_o, \quad (5)$$

$$p_2 = p_{2s} = p_3 = p_4 = p_5 = p_k. \quad (6)$$

По известным значениям температур, перегрева и переохлаждения можно определить следующие параметры:

$$t_7 = t_o, \quad (7)$$

$$t_8 = t_7 + \Delta T_{\text{пер_исп}}, \quad (8)$$

$$t_1 = t_8 + \Delta T_{\text{пер_вс}}, \quad (9)$$

$$t_3 = t_k, \quad (10)$$

$$t_4 = t_{k_нас.ж}, \quad (11)$$

$$t_5 = t_4 - \Delta T_{\text{по}}. \quad (12)$$

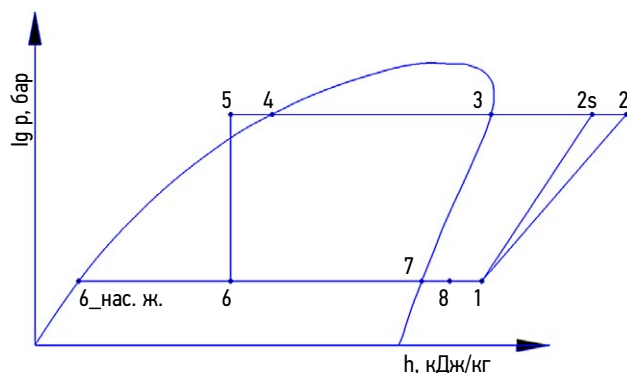


Рис. 1. Принципиальная схема цикла одноступенчатого сжатия с однократным дросселированием.

Fig. 1. Schematic diagram of single-stage compression cycle with single throttling.

Для дальнейших расчетов используются величины температур в Кельвинах и параметр θ , который определяется как:

$$\theta = \frac{T}{100}. \quad (13)$$

Значения энтропии и энтальпии в идеальном газовом состоянии в точках 1, 3, 7, 8 вычисляются согласно:

$$h_0 = C_0 \times T + 50 \times C \times \theta^2 + C_1, \quad (14)$$

$$s_0 = C_0 \times \ln T + C \times \theta + C_2, \quad (15)$$

где h_0 и s_0 – энтальпия ($\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$) и энтропия ($\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \times \text{К}}$)

в состоянии идеального газа, соответственно.

Энтальпия и энтропия в точках 1, 3, 7, 8 рассчитывается по следующим зависимостям:

$$h = h_0 + p \times (-B_2 \times \theta^2 + 3 \times B_3 \times \theta^{-2}), \quad (16)$$

$$s = s_0 - R \times \ln p + p \times 10^{-5} \times (-B_1 - 2 \times B_2 \times \theta + 2 \times B_3 \times \theta^{-3}) \quad (17)$$

Энтропия в точке 4 и энтропия насыщенной жидкости при давлении p_0 ($s_{6_насж}$) определяются как:

$$s = d_0 + d_1 \times \theta^{-1} + d_2 \times \theta^4. \quad (18)$$

Энтальпия в точках 4, 5, 6_{нас.ж} в зависимости от соответствующих значений температур можно вычислить согласно формуле:

$$h = a_0 + a_1 \times \theta + a_2 \times \theta^2. \quad (19)$$

Энтальпию в точке 5 и энтропию в точке 2s определяем как:

$$h_6 = h_5, \quad (20)$$

$$s_{2s} = s_1. \quad (21)$$

Начальное значение температуры нагнетания из условия адиабатного сжатия задается согласно

$$T_{2s_нач} = T_1 \times \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (22)$$

На основании полученного значения рассчитываем значение энтропии $s_{2s_пром}$ по формуле (17), сравниваем это значение с s_{2s} , и, в случае отклонения, корректируем начальное значение температуры, после чего повторяем расчет до тех пор, пока не получим равенство энтропий. Затем фиксируем найденное значение T_{2s} . Находим θ_{2s} , h_{2s_0} , h_{2s} по выражениям (13), (14), (16), соответственно.

Далее в зависимости от известных величин – непосредственно измеренной температуры T_2 или значения адиабатного КПД компрессора $\eta_{ад}$ – расчет производится следующим образом:

- если известно измеренное значение температуры T_2 , то определяем значение h_2 по зависимостям (14) и (16) и рассчитываем адиабатный КПД компрессора по формуле:

$$\eta_{ад} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}, \quad (23)$$

- если в расчетах задаемся статистическим значением адиабатного КПД, то энтальпия в точке 2 будет равна:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{ад}}. \quad (24)$$

Принимаем за начальное значение температуры в точке 2 найденное ранее значение температуры T_{2s} . Рассчитываем промежуточное значение энтальпии в точке 2 $h_{2_пром}$ по зависимостям (14), (16) и сравниваем его с полученным ранее значением h_2 . После этого корректируем значение температуры и повторяем расчет до тех пор, пока не выполнится условие

$$h_{2_пром} = h_2, \quad (25)$$

Принимаем значение температуры T_2 равным значению, при котором выполнилось равенство (25).

Находим θ_2 , s_{2_0} , s_2 по выражениям (13), (15) и (17), соответственно.

Энтропию переохлажденной жидкости (точка 5) находим описанным далее способом. Разделим диапазон между точками 4 и 5 на 40 равных интервалов температур (эмпирическое значение, достаточное для определения энтропии в точке 5, далее расчет ведем по следующей формуле:

$$s_5 = s_4 - \sum_{i=1}^{40} \left(\frac{h_i - h_{i+1}}{T_i - T_{i+1}} \times \ln \frac{T_i}{T_{i+1}} \right). \quad (26)$$

Интервалы отсчитываются от точки 4 к точке 5.

Энтропию точки 6 определяем как сумму энтропий насыщенного пара и насыщенной жидкости в пропорциях образовавшихся после дросселирования:

$$s_6 = \frac{h_6 - h_{6_нас.ж}}{h_7 - h_{6_нас.ж}} \times s_7 + \frac{h_7 - h_6}{h_7 - h_{6_нас.ж}} \times s_{6_нас.ж}. \quad (27)$$

Определим основные характеристики цикла:

- удельная массовая холодопроизводительность

$$q_o = h_8 - h_6, \quad (28)$$

- минимальная необходимая удельная работа для генерации холода

$$l_{\min} = q_o \times \frac{T_{\text{oc}} - T_{\text{п}}}{T_{\text{п}}}, \quad (29)$$

- адиабатная работа сжатия

$$l_{\text{ад}} = h_{2s} - h_1, \quad (30)$$

- действительная затрачиваемая удельная работа сжатия

$$l_{\text{сж}} = q_{\text{кд}} - q_o = h_2 - h_5 - (h_8 - h_6) = \frac{l_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}}}, \quad (31)$$

- степень термодинамического совершенства

$$\eta_{\text{терм}} = \frac{l_{\min}}{l_{\text{сж}}}, \quad (32)$$

- холодильный коэффициент при адиабатном процессе сжатия

$$\varepsilon_{\text{ад}} = \frac{q_o}{l_{\text{ад}}}, \quad (33)$$

- действительное значение холодильного коэффициента

$$\varepsilon_{\text{д}} = \frac{q_o}{l_{\text{сж}}}. \quad (34)$$

Определим удельную величину необходимой работы для компенсации производства энтропии в основных рабочих процессах холодильной машины по следующим зависимостям:

$$\Delta l_{\text{кд}} = \Delta l_{\text{пк}} + \Delta l_{\text{кк}}, \quad (35)$$

где

$$\Delta l_{\text{пк}} = (h_{2s} - h_3) - T_{\text{oc}} \times (s_{2s} - s_3), \quad (36)$$

$$\Delta l_{\text{кк}} = T_{\text{oc}} \times (h_3 - h_5) \times \left(\frac{1}{T_{\text{oc}}} - \frac{1}{T_{\text{к}}} \right). \quad (37)$$

Из соотношения (35), видно, что необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в конденсаторе складываются из суммы необходимых удельных затрат работ для компенсации производства энтропии при охлаждении паров хладагента от температуры нагнетания до температуры

насыщения $\Delta l_{\text{пк}}$ и конденсации паров хладагента в конденсаторе $\Delta l_{\text{кк}}$.

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии при дросселировании:

$$\Delta l_{\text{др}} = T_{\text{oc}} \times (s_6 - s_5). \quad (38)$$

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):

$$\Delta l_{\text{и.кип}} = (h_7 - h_6) \times T_{\text{oc}} \times \frac{T_{\text{п}} - T_o}{T_o \times T_{\text{п}}}. \quad (39)$$

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

$$\Delta l_{\text{и.пер}} = T_{\text{п}} \times (s_8 - s_7) - (h_8 - h_7). \quad (40)$$

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

$$\Delta l_{\text{и}} = \Delta l_{\text{и.кип}} + \Delta l_{\text{и.пер}}. \quad (41)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии при перегреве хладагента на участке от выхода из испарителя до входа в компрессор:

$$\Delta l_{\text{пер}} = T_{\text{oc}} \times (s_1 - s_8) - (h_1 - h_8). \quad (42)$$

Суммируя величины необходимых удельных затрат работы сжатия для компенсации производства энтропии во всех элементах холодильной машины, находим расчетную величину адиабатной работы сжатия:

$$l_{\text{ад.р}} = l_{\min} + \Delta l_{\text{кд}} + \Delta l_{\text{др}} + \Delta l_{\text{и}} + \Delta l_{\text{пер}}. \quad (43)$$

Энергетические потери в компрессоре:

$$\Delta l_{\text{км}} = l_{\text{сж}} - l_{\text{ад.р}}. \quad (44)$$

Расчетная работа сжатия:

$$l_{\text{сж.р}} = l_{\text{ад.р}} + \Delta l_{\text{км}}. \quad (45)$$

Чтобы результаты компенсации производства энтропии были более наглядными, минимальные работы целесообразно выражать в процентах от расчетной работы сжатия.

Проверку результатов анализа проведем путем сравнения с результатами энтропийно-статистического анализа, проведенного в [3] для одноступенчатого цикла на хладагентах R22 и R134a

Исходные данные для анализа представлены в таблице 1.

Результаты анализа для одноступенчатого цикла приведены в таблице 2.

Таблица 1. Исходные данные для анализа

Table 1. Initial data for analysis

Температура кипения, °C	5
Температура конденсации, °C	42
Перегрев в испарителе, K	0
Перегрев на линии всасывания, K	0
Переохлаждение, K	0
Адиабатный КПД компрессора	0,8
Температура в охлаждаемом объеме, °C	20
Температура окружающей среды, °C	27

Таблица 2. Результаты анализа одноступенчатого цикла

Table 2. Results of single-stage cycle analysis

Параметры	R22		Погрешность, %	R134a		Погрешность, %
	источник	методика		источник	методика	
q_o , кДж/кг	154,45	154,31	0,09	141,97	142,81	0,59
l_{min} , кДж/кг	3,7	3,7	0,00	3,31	3,41	2,93
$l_{ад,д}$, кДж/кг	25,09	24,91	0,72	23,27	23,16	0,47
$l_{сж}$, кДж/кг	31,36	31,12	0,77	29,09	28,92	0,59
$\eta_{терм}$	0,118	0,118	0,00	0,114	0,118	3,39
ϵ_d	4,93	4,96	0,61	4,88	4,94	1,21
$\Delta l_{кд}$, %	28,4	28,6	0,70	27	26,7	1,12
$\Delta l_{др}$, %	12,6	12	4,76	14,8	14,7	0,68
$\Delta l_{н}$, %	27,2	27,5	1,10	27	26,9	0,37
$\Delta l_{км}$, %	20	20	0,00	20	20	0,00

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Погрешность расчетов по предлагаемой методике не превышает 5%, что достаточно для практического применения.

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

Методика может быть использована для создания интеллектуальных систем управления работой холодильных систем.

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 author declares that they have no competing interests.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Архаров А.М. Основы криологии. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных систем. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014.
2. Вайнфельд Э.И., Монтик П.Н. Моделирование термодинамических свойств хладагентов при оценке энергетической эффективности холодильных установок с целью оптимизации.

REFERENCES

1. Arkharov AM. *Fundamentals of cryology. Entropy-Statistical Analysis of Low-Temperature Systems*. Moskva: MG TU im NE Bauman; 2014. (in Russ.)
2. Vaynfeld EI, Montik PN. Modeling of thermodynamic properties of coolants at assessment of power efficiency of refrigeration units for the purpose of optimization of management // *Avtomatizatsiya*

управления // Автоматизація технологічних і бізнес-процесів. 2015. Т. 7, № 2. С. 61–67.

3. Шишов В.В. Энтропийно-статистический анализ холодильных циклов для систем кондиционирования // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2012. С. 143–156.

technologichny i biznes-protsesiv. 2015;7(2):61–67. (in Russ.)

3. Shishov VV. Entropy and statistical analysis of refrigeration cycles for air conditioning systems // Bulletin of the Bauman Moscow State Technical University, ser. Mechanical engineering. 2012:143–156. (in Russ.)

ОБ АВТОРЕ

Талызин Максим Сергеевич,

к.т.н.;

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

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