DOI: https://doi.org/10.17816/RF699068 EDN: FTJAZI

Энтропийно-статистический анализ влияния гидравлических потерь в конденсаторе на термодинамическую эффективность одноступенчатого парокомпрессионного цикла

М.С. Талызин[1], В.В. Цепова[2], А.С. Балан[2]

[1] Международная академия холода, Москва, Россия;
[2] Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, Москва, Россия

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Традиционная оценка эффективности холодильных установок по холодильному коэффициенту (COP) не позволяет получить распределение потерь по элементам холодильной установки и повысить эффективность работы.

Цель — провести термодинамический анализ одноступенчатого парокомпрессионного цикла с однократным дросселированием с хладагентами R134a, R410A, R507A и R717 с учётом влияния гидравлических потерь в конденсаторе.

Методы. Применён энтропийно-статистический метод термодинамического анализа (ЭСМТА). Моделирование выполнено при фиксированной холодопроизводительности 1 кВт, температуре кипения –10 °С и конденсации +42 °С. Гидравлические потери в конденсаторе варьировались от 0 до 2 бар с шагом 0,2 бар.

Результаты. Рост падения давления до 2 бар снижает термодинамическую эффективность на 8–13% в зависимости от хладагента. Наибольшую устойчивость к данной тенденции показал R410A: его холодильный коэффициент и степень термодинамического совершенства снизились всего на 8%, а дополнительные затраты работы на компенсацию производства энтропии возросли на 3,8% от исходной при величине гидравлических потерь в конденсаторе, равной 2 бар.

Заключение. ЭСМТА позволяет производить расчет потерь по элементам холодильной системы и предпринимать мероприятия для увеличения эффективности.

Ключевые слова: энтропийно-статистический метод термодинамического анализа; хладагент; потери давления; степень термодинамического совершенства.

Как цитировать:
Талызин М.С., Цепова В.В., Балан А.С. Энтропийно-статистический анализ влияния гидравлических потерь в конденсаторе на термодинамическую эффективность одноступенчатого парокомпрессионного цикла // Холодильная техника. 2025. Т. 114, № 3. С. 109–116. DOI: 10.17816/RF699068 EDN: FTJAZI

Рукопись получена: 22.12.2025 **Рукопись одобрена:** 26.12.2025 **Опубликована online:** 28.12.2025

DOI: https://doi.org/10.17816/RF699068 EDN: FTJAZI

Influence of Condenser Pressure Drop on the Thermodynamic Efficiency of a Single-Stage Vapor-Compression Cycle Using Different Refrigerants: Entropic and Statistical Method of Analysis

Maxim S. Talyzin[1], Varvara V. Tsepova[2], Anastasiya S. Balan[2]

[1] International Academy of Refrigeration, Moscow, Russia;
[2] Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: Conventional evaluation of refrigeration system performance based solely on the coefficient of performance (COP) fails to identify localized irreversible losses, particularly those arising from pressure drops in heat exchangers. This limitation is critical in applications demanding high temperature stability, such as pharmaceutical refrigeration.

AIM: To perform a comparative thermodynamic analysis of a single-stage vapor-compression cycle using refrigerants R134a, R410A, R507A, and R717, explicitly accounting for the effect of condenser pressure drop on entropy production distribution across cycle components.

METHODS: The entropic and statistical method of thermodynamic analysis (ESMA) was applied. Simulations were conducted at a fixed cooling capacity of 1 kW, evaporation temperature of −10 °C, and condensation temperature of +42 °C. Condenser pressure drop was varied from 0 to 2 bar in 0.2-bar increments.

RESULTS: Increasing the pressure drop to 2 bar reduced thermodynamic efficiency by 8–13%, depending on the refrigerant. R410A demonstrated the highest resilience: its COP decreased by only 8%, and additional power required to compensate for entropy generation amounted to 3.8% of total compression power.

CONCLUSION: The entropic and statistical method of analysis (ESMA) allows for losses in different refrigeration plant components to be calculated and compared to determine the elements that need measures to increase their operation efficiency

Keywords: entropic and statistical method of thermodynamic analysis; refrigerant; pressure drop; thermodynamic efficiency.

To cite this article:
Talyzin MS, Tsepova VV, Balan AS. Influence of Condenser Pressure Drop on the Thermodynamic Efficiency of a Single-Stage Vapor-Compression Cycle Using Different Refrigerants: Entropic and Statistical Method of Analysis. *Refrigeration Technology.* 2025;114(3):109–116. DOI: 10.17816/RF699068 EDN: FTJAZI

Submitted: 22.12.2025 **Accepted:** 26.12.2025 **Published online:** 28.12.2025

ОБОСНОВАНИЕ

Эффективность холодильных установок традиционно оценивается по холодильному коэффициенту (COP), который отражает лишь соотношение холодопроизводительности к затраченной работе. Однако такой подход не учитывает распределение затраченной работы сжатия, необходимой для компенсации затрат на производство энтропии по компонентам цикла, и не позволяет выявить преобладающие источники этих потерь [1]. Особенно это актуально при наличии гидравлических потерь в теплообменниках — типичной необратимости в реальных системах, существенно влияющей на эффективность работы оборудования [2].

В то же время, энтропийно-статистический метод термодинамического анализа (ЭСМТА), основанный на первом и втором законах термодинамики, позволяет количественно оценить распределение затрат работы сжатия на компенсацию производства энтропии [3]. Несмотря на растущее применение ЭСМТА в криогенных и холодильных системах [4, 5], остаётся неизученным влияние гидравлических потерь в конденсаторе на эффективность при использовании разных хладагентов в рамках единой методологии.

Настоящее исследование направлено на закрытие этого пробела и предоставление критериев выбора хладагента, учитывающих не только экологические характеристики, но и влияние потерь давления в конденсаторе на эффективность холодильной установки.

ЦЕЛЬ

Целью исследования является сравнительный термодинамический анализ одноступенчатого парокомпрессионного цикла с использованием хладагентов R134a, R410A, R507A и R717 с оценкой влияния гидравлических потерь в конденсаторе на степень термодинамической эффективности цикла.

МЕТОДЫ

Исследование представляет собой численное моделирование одноступенчатого парокомпрессионного цикла с последующим термодинамическим анализом методом ЭСМТА.

Условные обозначения используемых величин приведены в табл. 1.

При анализе использованы следующие зависимости.

Удельная массовая холодопроизводительность:

$$q_o = h_{evap\_sh} - h_{evap\_in}\,. \tag{1}$$

Минимальная удельная работа для генерации холода:

$$l_{min} = q_o \times \frac{T_{env} - T_c}{T_c}\,. \tag{2}$$

Адиабатная работа сжатия:

$$l_s = h_s - h_{evap\_sh}\,. \tag{3}$$

Действительная работа сжатия:

$$l_{comp} = q_{cond} - q_o = \frac{l_s}{\varsigma_s}\,. \tag{4}$$

Степень термодинамического совершенства:

$$\eta_{therm} = \frac{l_{min}}{l_{comp}}\,. \tag{5}$$

Холодильный коэффициент при адиабатном сжатии:

$$\varepsilon_s = \frac{q_o}{l_s}\,. \tag{6}$$

Действительное значение холодильного коэффициента:

$$\varepsilon_{act} = \frac{q_o}{l_{comp}}\,. \tag{7}$$

Часть работы сжатия, необходимая для компенсации производства энтропии в конденсаторе складывается из суммы работ, необходимых для компенсации производства энтропии, при охлаждении газа Δl_{sh} и при конденсации Δl_{cd}:

$$\Delta l_{cond} = \Delta l_{sh} + \Delta l_{cd}\,, \tag{8}$$

где

$$\Delta l_{sh} = (h_s - h_{dew}) - T_{env} \times (s_s - s_{dew}) + \Delta l_{pd}^{sh} \tag{9}$$

$$\Delta l_{cd} = T_{env} \times (h_{dew} - h_{bubble}) \times \times \left(\frac{1}{T_{env}} - \frac{1}{T_{cond}} \right) + \Delta l_{pd}^{cd}\,. \tag{10}$$

Часть работы сжатия, необходимой для компенсации производства энтропии при охлаждении газа при наличии гидравлических потерь:

$$\Delta l_{pd}^{sh} = T_{env} \times (s_{sh\_out} - s_{sh\_in})\,. \tag{11}$$

Часть работы сжатия, необходимой для компенсации производства энтропии при конденсации при наличии гидравлических потерь:

$$\Delta l_{pd}^{cd} = T_{env} \times (s_{cd\_out} - s_{cd\_in})\,. \tag{12}$$

Часть работы сжатия, необходимой для компенсации производства энтропии при дросселировании:

$$\Delta l_{thr} = T_{env} \times (s_{thr\_out} - s_{thr\_in})\,. \tag{13}$$

Таблица 1. Условные обозначения

Table 1. Nomenclature

p	Давление, бар(абс)	T_c	Температура в охлаждаемом объеме, К
ε_s	Холодильный коэффициент при адиабатном сжатии	t_c	Температура в охлаждаемом объеме, °С
ε_{act}	Холодильный коэффициент при действительном сжатии	T_{env}	Температура окружающей среды, К
η_{therm}	Степень термодинамического совершенства	t_{env}	Температура окружающей среды, °С
s	Удельная энтропия, кДж/кг/К	q_o	Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг
Δl_{thr}	Энергетические потери при дросселировании, кДж/кг	l_{min}	Минимальная удельная работа для генерации холода, кДж/кг
Δl_{pd}^{sh}	Энергетические потери при охлаждении газа в конденсаторе с учетом гидравлических потерь, кДж/кг	l_s	Адиабатная удельная работа сжатия, кДж/кг
Δl_{pd}^{cd}	Энергетические потери при конденсации с учетом гидравлических потерь, кДж/кг	l_{comp}	Действительная удельная работа сжатия , кДж/кг
h	Удельная энтальпия, кДж/кг	Δl_{comp}	Энергетические потери в компрессоре , кДж/кг
T_o	Температура кипения, К	Δl_{evap}	Энергетические потери в испарителе, кДж/кг
t_o	Температура кипения, °С	ΔL_{pd}^{cd}	Дополнительная мощность, необходимая для компенсации производства энтропии в конденсаторе при гидравлических потерях, Вт
ΔL_{thr}	Дополнительная мощность, необходимая для компенсации производства энтропии при дросселировании, Вт	ΔL_{evap}	Дополнительная мощность, необходимая для компенсации производства энтропии в испарителе, Вт
Δl_{pd}^{sh}	Дополнительная мощность, необходимая для компенсации производства энтропии при охлаждении газа в конденсаторе и гидравлических потерях, Вт	L_s	Адиабатная мощность, Вт
T_{cond}	Температура конденсации, К	Q	Теплота, Вт
h_{evap_in}	Удельная энтальпия на входе в испаритель, кДж/кг	h_{out}	Удельная энтальпия на выходе, кДж/кг
s_{dew}	Удельная энтропия насыщенного пара , кДж/кг/К	s_{out}	Удельная энтропия на выходе, кДж/кг/К
h_{dew}	Удельная энтальпия насыщенного пара, кДж/кг	s_{thr_in}	Удельная энтропия на входе в устройство дросселирования, кДж/кг/К
s_{evap_dew}	Удельная энтропия насыщенного пара при давлении кипения, кДж/кг/К	s_{thr_out}	Удельная энтропия на выходе из устройства дросселирования, кДж/кг/К
h_{evap_sh}	Удельная энтальпия перегретого пара при давлении кипения, кДж/кг	h_{evap_dew}	Удельная энтальпия насыщенного пара при давлении кипения, кДж/кг
s_{evap_sh}	Удельная энтропия перегретого пара при давлении кипения, кДж/кг/К	s_{bubble}	Удельная энтропия насыщенной жидкости , кДж/кг/К
Δl_{other}	Энергетические потери в процессах, не обозначенных специально (перегрев, смешивание и т.д.) , кДж/кг	h_{bubble}	Удельная энтальпия насыщенной жидкости, кДж/кг

Часть работы сжатия, необходимой для компенсации производства энтропии в испарителе:

$$\Delta l_{evap} = \left(h_{evap\_dew} - h_{evap\_in}\right)\times$$
$$\times T_{env}\times\frac{T_c - T_o}{T_o\times T_c} + T_c\times(s_{evap\_sh} - s_{evap\_dew}) - \quad (14)$$
$$-(h_{evap\_sh} - h_{evap\_dew}).$$

Удельная адиабатная работа сжатия:

$$l_{s.calc} = l_{min} + \Delta l_{cond} + \Delta l_{thr} + \Delta l_{evap}. \quad (15)$$

Энергетические потери в компрессоре:

$$\Delta l_{comp} = l_{comp} - l_{s.calc}. \quad (16)$$

Расчетная работа сжатия:

$$l_{comp.calc} = l_{s.calc} + \Delta l_{comp}. \quad (17)$$

Значение энергетических потерь по элементам цикла (дополнительная мощность, необходимая для компенсации производства энтропии) в Вт получены путем умножения удельных значений на массовый расход хладагента.

DOI: https://doi.org/10.17816/RF699068

Условия проведения исследования

Расчёты выполнены на основе термодинамических свойств хладагентов, взятых из программного комплекса REFPROP.

Критерии соответствия

В исследование включены следующие хладагенты: R134a, R410A, R507A, R717. Критерии отбора: применение в среднетемпературных холодильных установках, актуальность в контексте регулирования ГФУ.

Исследовательские процедуры

Для каждого хладагента рассчитан цикл при фиксированных условиях (см. табл. 2), с последовательным увеличением гидравлических потерь в конденсаторе от 0 до 2 бар. Для каждого состояния вычислены:

- удельная холодопроизводительность;
- минимальная работа цикла;
- действительная работа компрессора;
- затраты работы сжатия, необходимые для компенсации производства энтропии в процессах цикла;
- степень термодинамического совершенства и холодильный коэффициент.

Таблица 2. Исходные данные

Table 2. Initial data for analysis

Температура кипения, (°C/K)	-10 (263)
Температура конденсации, (°C/K)	+42 (315)
Температура в охлаждаемом объеме, (°C/K)	0 (273)
Температура окружающей среды, (°C/K)	+32 (305)
Перегрев в испарителе, (K)	10
Изоэнтропный КПД компрессора (%)	70
Хладагенты	R134a, R410A, R507A, R717
Холодопроизводительность (кВт)	1

Исходы исследования

Основной исход: изменение степени термодинамического совершенства и холодильного коэффициента в зависимости от значения гидравлических потерь в конденсаторе.

Дополнительные исходы: распределение дополнительной работы сжатия, требуемой для компенсации производства энтропии, по компонентам цикла.

Методы регистрации исходов

Все термодинамические свойства определены по уравнениям состояния с использованием программного пакета REFPROP 10.0. Расчёты выполнены в среде Mathcad Prime 7.0. Погрешность определения энтальпии и энтропии не превышает 0,5%.

Статистические процедуры

Размер выборки определялся числом точек по оси падения давления (11 значений).

РЕЗУЛЬТАТЫ

Объекты исследования

Исходные данные приведены в табл. 1.

Основные результаты исследования

Результаты исследования приведены в табл. 3 и 4 и на рис. 1–3.

Таблица 3. Дополнительная мощность, необходимая для компенсации производства энтропии в компонентах холодильной установки для R134a

Table 3. Addition power which is necessary to compensate for entropy production due to pressure drop in system components for R134a

Гидравлические потери в конденсаторе, бар	ΔL_{sh}, Вт	ΔL_{pd}^{sh}, Вт	ΔL_{cd}, Вт	ΔL_{pd}^{cd}, Вт	ΔL_{thr}, Вт	ΔL_{ev}^{ap}, Вт	L_s, Вт	ε	η_{therm}
0,00	6,88	0,00	36,02	0,00	58,30	42,48	260,92	3,86	0,45
0,20	7,68	0,22	38,47	2,37	58,90	42,48	264,74	3,78	0,44
0,40	8,55	0,43	40,71	4,54	59,73	42,48	268,69	3,72	0,44
0,60	9,64	0,87	42,96	6,73	60,55	42,48	272,85	3,67	0,43
0,80	10,30	1,09	45,44	9,14	61,15	42,48	276,60	3,62	0,42
1,00	11,19	1,31	47,50	11,13	61,98	42,48	280,37	3,57	0,42
1,20	12,00	1,53	49,78	13,35	62,58	42,48	284,06	3,52	0,41
1,40	12,82	1,76	51,86	15,36	63,18	42,48	287,55	3,48	0,41
1,60	13,50	1,98	54,16	17,60	63,79	42,48	291,14	3,43	0,40
1,80	14,32	2,21	56,26	19,63	64,62	42,48	294,89	3,39	0,40
2,00	15,16	2,43	58,36	21,67	65,23	42,48	298,46	3,35	0,39

Таблица 4. Холодильный коэффициент и степень термодинамического совершенства
Table 4. COP and the thermodynamic efficiency

Гидравлические потери в конденсаторе, бар	R134a		R410A		R507A		R717	
	ε	η_{therm}	ε	η_{therm}	ε	η_{therm}	ε	η_{therm}
0	3,86	0,45	3,55	0,42	3,36	0,39	3,98	0,47
0,2	3,78	0,44	3,51	0,41	3,33	0,39	3,93	0,46
0,4	3,72	0,44	3,49	0,41	3,29	0,39	3,89	0,46
0,6	3,67	0,43	3,46	0,41	3,27	0,38	3,84	0,45
0,8	3,62	0,42	3,43	0,40	3,23	0,38	3,80	0,45
1	3,57	0,42	3,41	0,40	3,21	0,38	3,76	0,44
1,2	3,52	0,41	3,38	0,40	3,18	0,37	3,72	0,44
1,4	3,48	0,41	3,35	0,39	3,15	0,37	3,68	0,43
1,6	3,43	0,40	3,33	0,39	3,12	0,37	3,64	0,43
1,8	3,39	0,40	3,30	0,39	3,10	0,36	3,60	0,42
2	3,35	0,39	3,28	0,38	3,07	0,36	3,57	0,42

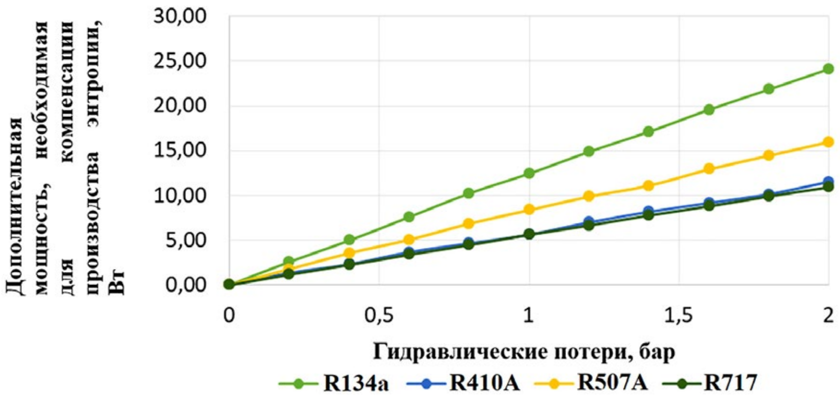

Рис. 1. Дополнительная мощность, необходимая для компенсации производства энтропии при наличии гидравлических потерь в конденсаторе, Вт.
Fig. 1. Additional power needed for entropy production compensation due to pressure drop in condenser (W).

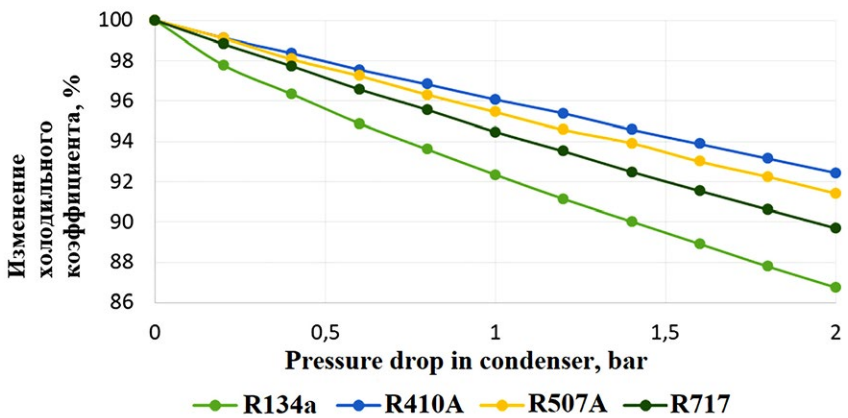

Рис. 2. Изменение значения холодильного коэффициента (в %) при наличии гидравлических потерь в конденсаторе, Вт.
Fig. 2. COP value changes (in %) due to pressure drop in condenser.

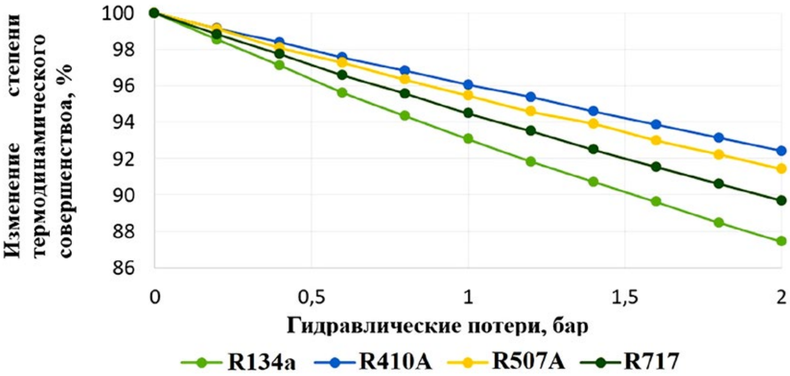

Рис. 3. Изменение значения степени термодинамического совершенства (в %) при наличии гидравлических потерь в конденсаторе, Вт.
Fig. 3. The thermodynamic efficiency changes (in %) due to pressure drop in condenser.

ОБСУЖДЕНИЕ

Резюме результатов исследования

Показано, что гидравлические потери в конденсаторе приводят к значительному снижению степени термодинамического совершенства, причём степень влияния зависит от свойств хладагента. R410A продемонстрировал наименьшую чувствительность к величине гидравлических потерь в конденсаторе, а его холодильный коэффициент и степень термодинамического совершенства снизились всего на 8%. При этом дополнительные затраты работы на компенсацию производства энтропии возросли на 3,8% от исходной при величине гидравлических потерь в конденсаторе, равной 2 бар.

Интерпретация результатов исследования

Полученные результаты впервые количественно сопоставляют влияние гидравлических потерь на дополнительные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии у различных хладагентов в рамках единой методологии ЭСМТА.

Ограничения исследования

Исследование не учитывает влияние загрязнения теплообменников, изменения наружной температуры и нестационарных режимов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применение энтропийно-статистического метода термодинамического анализа позволяет повысить эффективность холодильной системы на основании информации о распределении потерь по элементам.

Наличие гидравлических потерь в конденсаторе влияет на эффективность холодильной установки.

Результаты исследования могут быть использованы при проектировании новых установок, а также при эксплуатации существующих.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. М.С. Талызин — концепция исследования, методология ЭСМТА, анализ данных, написание черновика; В.В. Цепова — численное моделирование, обработка результатов, визуализация; А.С. Балан — сбор исходных данных, валидация термодинамических расчётов. Все авторы одобрили рукопись (версию для публикации), а также согласились нести ответственность за все аспекты настоящей работы, гарантируют надлежащее рассмотрение и решение вопросов, связанных с точностью и добросовестностью любой её части.

Этическая экспертиза. Не применимо (техническое моделирование без участия людей или животных).

Источники финансирования. Отсутствуют.

Раскрытие интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Заявление об оригинальности. Работа содержит оригинальные результаты, полученные авторами впервые. Ранее не публиковалась и не находится на рассмотрении в других изданиях.

Доступ к данным. Все данные представлены в статье и/или приложениях к ней.

Генеративный искусственный интеллект. Не использован.

ADDITIONAL INFORMATION

Author contribution. M.S. Talyzin — conceptualization, data collection and analysis, drafting, editing, ESMTA methodology; V.V. Tsepova — numerical modeling, results processing, visualization; A.S. Balan — initial data collection, validation of thermodynamic calculations. All the authors made substantial contributions to the conceptualization, investigation, and manuscript preparation, and reviewed and approved the final version prior to publication.

Ethics approval: Not applicable.

Funding sources: No funding.

Disclosure of interests: The authors have no relationships, activities or interests for the last three years related with for-profit or non-profit third parties whose interests may be affected by the content of the article.

Statement of originality: When creating this work, the authors did not use previously published information (text, illustrations, data).

Data availability statement: The editorial policy regarding data sharing is not applicable to this work, and no new data has been collected or created.

Generative AI: Generative AI technologies were not used for this article creation.

Provenance and peer-review: This work was submitted to the journal on its own initiative and reviewed according to the usual procedure. A member of the editorial board and the scientific editor of the publication participated in the review.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ | REFERENCES

1. Arkharov AM. Fundamentals of Cryology. Entropy and Statistical Analysis of Low-Temperature Systems. Moscow: MGTU; 2014. (In Russ.)

2. Schalenbourg D. End user perspective on transitioning away from HFC towards natural refrigerants. In: *Proceedings of the 8th Conference on Ammonia and CO_2 Refrigeration Technologies.* Ohrid; 2019:167–173. doi: 10.18462/iir.nh3-co2.2019.0033

3. Arkharov AM, Shishov VV. Analysis of low-temperature refrigeration cycles using the entropy and statistical analysis. *Kholodil'naia Tekhnika.* 2014;(8):50–53. (In Russ.) EDN: SWNTCZ

4. Talyzin MS, Shishov VV. Entropic and statistical analysis of CO_2 refrigeration plants for retail application. *Refrig Sci Technol.* 2019:295–302. doi: 10.18462/iir.nh3-co2.2019.0040

5. Zdobnov MI, Lavrov NA. Analysis of losses in ventilation plants by using the entropy and statistical method. *Kholodil'naia Tekhnika.* 2018;(8):36–40. (In Russ.) EDN: YPHCAX

ОБ АВТОРАХ

Талызин Максим Сергеевич,
канд. техн. наук;
адрес: Россия, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, с. 1;
ORCID: 0000-0001-7244-1946;
eLibrary SPIN: 6524-3085;
e-mail: tehdir@engeterra.ru

Цепова Варвара Дмитриевна,
e-mail: forletters21@gmail.com

Балан Анастасия Михайловна;
e-mail: nastyabalan98@mail.ru

AUTHOR'S INFO

Maxim S. Talyzin,
Cand. Sci. (Engineering);
address: 5 2nd Baumanskaya st, bldg1, Moscow, Russia, 105005;
ORCID: 0000-0001-7244-1946;
eLibrary SPIN: 6524-3085;
e-mail: tehdir@engeterra.ru

Varvara D. Tsepova,
e-mail: forletters21@gmail.com

Anastasiya M. Balan;
e-mail: nastyabalan98@mail.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author