

ISSN 0023-124X (Print)
ISSN 2782-4241 (Online)

Холодильная техника

110 (2) 2021

Refrigeration Technology



УЧРЕДИТЕЛЬ

000 «Эко-Вектор»

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций, свидетельство о регистрации СМИ ПИ № ФС 77-81858 от 09.09.2021 г.

ИЗДАТЕЛЬ

000 «Эко-Вектор»

Адрес: 191186, Санкт-Петербург, Аптекарский пер., д. 3, литера А, помещение 1Н

E-mail: info@eco-vector.com

WEB: <https://eco-vector.com>

Тел.: +7 (812) 648-83-66

РЕКЛАМА

Тел.: +7 (495) 308-83-89

E-mail: adv2@eco-vector.com

РЕДАКЦИЯ

Адрес: 191186, Санкт-Петербург, Аптекарский пер., д. 3, литера А, помещение 1Н

Заведующая редакцией

Анна Викторовна Валякина

Тел.: +7 (977) 534-72-49

E-mail: kholodtech@eco-vector.com

ПОДПИСКА

Подписка на печатную версию через интернет:

- www.journals.eco-vector.com
- www.akc.ru
- www.pressa-rf.ru

ИНДЕКСАЦИЯ

- РИНЦ
- ВАК
- Agris
- Google Scholar
- Ulrich's International Periodicals Directory
- WorldCat

ОРИГИНАЛ-МАКЕТ

подготовлен в издательстве «Эко-Вектор».

Выпускающий редактор: *Е.Л. Лебедева*

Литературный редактор, корректор:

Е.В. Мурашкин

Верстка: *Д.А. Полунин*

Перевод: *А.А. Богачев*

Сдано в набор 24.07.2023

Подписано в печать 23.08.2023

Выход в свет 04.09.2023

Формат 60 × 84%. Печать офсетная.

Печ. л. 8. Усл. печ. л. 7,44. Уч.-изд. л. 4,4.

Тираж 500 экз. Номер заказа XXXXX.

Отпускная цена свободная.

Отпечатано в 000 «Типография Экспресс В2В».

191180, Санкт-Петербург, наб. реки Фонтанки,

д. 104, литера А, помещение 3Н, оф. 1.

Тел.: +7 (812) 646-33-77

ISSN 0023-124X (Print)

ISSN 2782-4241 (Online)

Холодильная ТЕХНИКА

Том 110 | Выпуск 2 | 2021

НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ РЕЦЕНЗИРУЕМЫЙ
ЕЖЕКВАРТАЛЬНЫЙ ЖУРНАЛ

Издается с января 1912

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

Талызин Максим Сергеевич, канд. техн. наук

ORCID iD: 0000-0001-7244-1946

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Баранов Игорь Владимирович,

профессор, д-р техн. наук

ORCID iD: 0000-0003-0595-368X

Бондаренко Виталий Леонидович,

профессор, д-р техн. наук

ORCID iD: 0000-0002-8345-3579

Бараненко Александр Владимирович,

профессор, д-р техн. наук

ORCID iD: 0000-0003-3675-9513

Галимова Лариса Васильевна,

профессор, д-р техн. наук

ORCID iD: 0000-0002-7905-6570

Галкин Михаил Леонидович,

академик МАХ, профессор, д-р техн. наук

ORCID iD: 0000-0001-7396-0625

Гончарова Галина Юрьевна,

д-р техн. наук

ORCID iD: 0000-0003-4270-819X

Короткий Игорь Алексеевич,

профессор, д-р техн. наук

ORCID iD: 0000-0002-7623-0940

Крысанов Константин Сергеевич,

канд. техн. наук

ORCID iD: 0000-0003-2218-320X

Малафеев Илья Игоревич,

канд. техн. наук

ORCID iD: 0000-0003-2011-3750

Малышев Александр Александрович,

доцент, канд. техн. наук

ORCID iD: 0000-0002-5012-0647

Плешанов Сергей Юрьевич,

канд. техн. наук

ORCID iD: 0000-0002-9514-8248

Похольченко Вячеслав Александрович,

доцент, канд. техн. наук

ORCID iD: 0000-0001-5847-5947

Пузина Юлия Юрьевна,

доцент, канд. техн. наук

ORCID iD: 0000-0001-9120-8146

Сапожников Владимир Борисович,

профессор, д-р техн. наук

Творогова Антонина Анатольевна,

доцент, д-р техн. наук

ORCID iD: 0000-0001-7293-9162

Цой Александр Петрович,

доцент, д-р техн. наук

ORCID iD: 0000-0002-3073-6698

Шишов Виктор Викторович,

доцент, канд. техн. наук

Журнал включен в перечень периодических изданий **ВАК**, в которых рекомендована публикация работ соискателей ученых степеней кандидата и доктора наук по следующим специальностям: 05.04.03 – Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения (технические науки); 05.18.04 – Технология мясных, молочных и рыбных продуктов и холодильных производств (технические науки)

Редакция не несет ответственности за содержание рекламных материалов. Точка зрения авторов может не совпадать с мнением редакции.

К публикации принимаются только статьи, подготовленные в соответствии с правилами для авторов. Направляя статью в редакцию, авторы принимают условия договора публичной оферты. С правилами для авторов и договором публичной оферты можно ознакомиться на сайте: <https://freezetechnology.ru/>.

FOUNDER

Eco-Vector

PUBLISHER

Eco-Vector

Address: 3 liter A, 1H, Aptekarskiy pereulok,
191186 Saint Petersburg, Russian Federation
E-mail: info@eco-vector.com
WEB: <https://eco-vector.com>
Phone: +7 (812) 648-83-66

ADVERTISE

Phone: +7 (495) 308-83-89
E-mail: adv2@eco-vector.com

EDITORIAL OFFICE

Address: office 311, 3B Shenskurskiy proezd,
127349 Moscow, Russian Federation.
E-mail: kholodtech@eco-vector.com

Executive editor

Anna V. Valiakina
Phone: +7 (977) 534-72-49

SUBSCRIPTION

For print version:

- www.journals.eco-vector.com
- www.akc.ru
- www.pressa-rf.ru

INDEXATION

- Russian Science Citation Index
- Agris
- Google Scholar
- Ulrich's International Periodicals Directory
- WorldCat

TYPESET

complete in Eco-Vector
Managing Editor: *E.L. Lebedeva*
Copyeditor: *E.V. Murashkin*
Proofreader: *E.V. Murashkin*
Layout editor: *D.A. Polunin*
Translator: *A.A. Bogachev*

ISSN 0023-124X (Print)
ISSN 2782-4241 (Online)

Refrigeration Technology

Volume 110 | Issue 2 | 2021

PEER-REVIEW QUARTERLY
SCHOLARLY & ACADEMIC JOURNAL

Published since January, 1912

EDITOR-IN-CHIEF

Maksim S. Talyzin,
Cand. Sci. (Tech.)
ORCID iD: 0000-0001-7244-1946

EDITORIAL BOARD

Igor V. Baranov,
Professor, Dr. Sci. (Tech.)
ORCID iD: 0000-0003-0595-368X

Vitaly L. Bondarenko,
Professor, Dr. Sci. (Tech.)
ORCID iD: 0000-0002-8345-3579

Aleksandr V. Baranenko,
Professor, Dr. Sci. (Tech.)
ORCID iD: 0000-0003-3675-9513

Larisa V. Galimova,
Professor, Dr. Sci. (Tech.)
ORCID iD: 0000-0002-7905-6570

Mikhail L. Galkin,
Academician of IAR,
Professor, Dr. Sci. (Tech.)
ORCID iD: 0000-0001-7396-0625

Galina Yu. Goncharova,
Dr. Sci. (Tech.)
ORCID iD: 0000-0003-4270-819X

Igor A. Korotkiy,
Professor, Dr. Sci. (Tech.)
ORCID iD: 0000-0002-7623-0940

Konstantin S. Krysanov,
Cand. Sci. (Tech.)
ORCID iD: 0000-0003-2218-320X

Ilya I. Malafeev,
Cand. Sci. (Tech.)
ORCID iD: 0000-0003-2011-3750

Aleksandr A. Malyshev,
Cand. Sci. (Tech.)
ORCID iD: 0000-0002-5012-0647

Sergei Yu. Pleshanov,
Cand. Sci. (Tech.)
ORCID iD: 0000-0002-9514-8248

Vyacheslav A. Pokholchenko,
Associate Professor, Cand. Sci. (Tech.)
ORCID iD: 0000-0001-5847-5947

Yulia Yu. Puzina,
Cand. Sci. (Tech.)
ORCID iD: 0000-0001-9120-8146

Vladimir B. Sapozhnikov,
Professor, Dr. Sci. (Tech.)
ORCID iD: 0000-0001-7293-9162

Antonina A. Tvorogova,
Assistant Professor, Dr. Sci. (Tech.)
ORCID iD: 0000-0001-7293-9162

Alexandr P. Tsoy,
Assistant Professor, Dr. Sci. (Tech.)
ORCID iD: 0000-0002-3073-6698

Victor V. Shishov,
Assistant Professor, Cand. Sci. (Tech.)

16+

СОДЕРЖАНИЕ

НАУЧНЫЕ ОБЗОРЫ



В.А. Портянихин

Модифицированный метод эффективности-NTU ($m-\epsilon$ -NTU) для расчёта воздухо-охладителей в режиме с влаговыведением или инеевыведением. Часть II 71

ОРИГИНАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ



И.А. Бурков, М.А. Колосов, А.А. Жаров, Л.М. Колышкин, Н.А. Андреев

Математическое моделирование процессов тепломассообмена воздушных масс в помещениях с ледовой ареной 77

А.А. Жаров, А.В. Борисенко, А.В. Валякина, В.С. Быковская

Уточненный расчет процесса сжатия в спиральном компрессоре 85



А.В. Касаткин, А.А. Жаров, К.В. Россова, В.С. Николаев

Усовершенствование конструкции радиального лепесткового подшипника на газовой смазке и разработка соответствующего расчетного программного комплекса 95

В.А. Воронов, А.А. Жаров, К.А. Ансит

Система электрогенерации на спутнике Сатурна Титане, использующая геотермальную энергию 103



А.А. Жаров, Д.А. Веневцева, Г.И. Микита, В.А. Воронов, К.А. Ансит

Энергоэффективная система кондиционирования воздуха центра обработки данных 113

КРАТКИЕ СООЩЕНИЯ



М.С. Талызин

Методика расчета и анализа базового транскритического цикла CO₂ 123



— в открытом доступе на сайте журнала

CONTENTS

REVIEWS

	<i>Vladimir A. Portyanikhin</i>
	Modified efficiency-NTU method (m - ε -NTU) for calculating air coolers in dehumidifying or frost conditions. Part II71

ORIGINAL STUDY ARTICLES

	<i>Ivan A. Burkov, Michail A. Kolosov, Anton A. Zharov, Leonid M. Kolishkin, Nikolay A. Andreev</i>
	Mathematical modeling of heat and mass transfer processes of air masses in premises with an ice arena77
	<i>Anton A. Zharov, Artem V. Borisenko, Anna V. Valiakina, Veronika S. Bykovskaya</i>
	Verified calculation of compression process in a scroll compressor85
	<i>Alexey V. Kasatkin, Anton A. Zharov, Ksenia V. Rossova, Vitaly S. Nikolaev</i>
	Improvement of the design of radial lobe bearing on gas lubrication and development of the corresponding calculation software system.95
	<i>Vladimir A. Voronov, Anton A. Zharov, Konstantin A. Apsit</i>
	Power generation system on Saturn's Titan moon using geothermal energy103
	<i>Anton A. Zharov, Darya A. Venevceva, Guriy I. Mikita, Vladimir A. Voronov, Konstantin A. Apsit</i>
	Energy-efficient air conditioning system of a data processing center113

SHORT COMMUNICATIONS

	<i>Maxim S. Talyzin</i>
	Procedure for the calculation and analysis of the basic transcritical cycle CO ₂123

DOI: <https://doi.org/10.17816/Rf108666>

Модифицированный метод эффективность-NTU ($m\text{-}\epsilon\text{-NTU}$) для расчёта воздухоохладителей в режиме с влаговываждением или инеевыпаждением. Часть II

В.А. Портянихин

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Разработанный метод расчетов, применимый к воздухоохладителям, работающим в «сухом» (без влаговываждения), «мокро» (с влаговываждением на всей поверхности) или комбинированном (с влаговываждением на части поверхности) режимах — как для противоточных и прямоточных воздухоохладителей без фазового перехода охлаждающей среды, так и для случаев с её фазовым переходом. Сравнение с методом посегментного разбиения теплообменного аппарата показало хорошую сходимость результатов расчетов при многократном сокращении времени их выполнения, благодаря чему, вновь разработанный метод может широко использоваться в целях подбора воздухоохладителей, их поверочных и конструкторских расчетов.

Во второй части статьи приведены основные зависимости, используемые для стационарных расчётов воздухоохладителей, которые являются общими для «сухого» (без влаговываждения и инеевыпаждения), «мокрого» (с влаговываждением или инеевыпаждением на всей поверхности) и комбинированного (с влаговываждением или инеевыпаждением на части поверхности) режимов работы. Описан метод расчёта воздухоохладителей, работающих в «сухом» режиме. Выведены формулы для определения температуры поверхности теплообмена как со стороны охлаждающей среды, так и со стороны влажного воздуха. Немаловажно то, что данные формулы применимы как для воздухоохладителей без фазового перехода охлаждающей среды, так и для случаев с её фазовым переходом. Приведён критерий перехода от «сухого» режима работы воздухоохладителя к «мокрому» или комбинированному.

Ключевые слова: теплообмен; массообмен; воздухоохладители; трубчато-ребристые теплообменные аппараты; охлаждение влажного воздуха; влаговываждение; инеевыпаждение; метод эффективность-NTU.

Как цитировать:

Портянихин В.А. Модифицированный метод эффективность-NTU ($m\text{-}\epsilon\text{-NTU}$) для расчёта воздухоохладителей в режиме с влаговываждением или инеевыпаждением. Часть II // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 2. С. 71–76. DOI: <https://doi.org/10.17816/Rf108666>

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF108666>

Modified efficiency-NTU method (m - ϵ -NTU) for calculating air coolers in dehumidifying or frost conditions. Part II

Vladimir A. Portyanikhin

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

This study presents a calculation method that can be applied to counterflow and straight-through air coolers operating in “dry” (without condensation), “wet” (with condensation on the entire surface), or “nonbinary” (with condensation on a part of the surface) modes for cases with and without the cooling medium undergoing a phase transition. Comparing the results obtained from the proposed method with those obtained from the method of segmental division of the heat exchange apparatus showed good convergence, with the proposed method requiring considerable lesser time for their execution. Hence, the novel proposed method can be widely used for the selection, verification, and structural calculations related to air coolers.

In the second part of this study, the main mathematical relations used for stationary calculations related to air coolers are provided. These dependencies are applicable to the dry, wet, and combined conditions. The method used for performing calculations related to air coolers operating in “dry” conditions is described herein. Formulas for determining the heat exchange surface with respect to the cooling fluid and humid air are derived herein. Moreover, these formulas can be used for calculations related to air coolers with or without a phase transition of the cooling fluid. Moreover, the criterion of transition of the air cooler from the “dry” operating mode to the “wet” or “combined” mode is provided in this study.

Keywords: heat transfer; mass transfer; air coolers; fin-and-tube heat exchangers; cooling of humid air; dehumidifying conditions; frost conditions; efficiency-NTU method.

To cite this article:

Portyanikhin VA. Modified efficiency-NTU method (m - ϵ -NTU) for calculating air coolers in dehumidifying or frost conditions. Part II. *Refrigeration Technology*. 2021;110(2):71–76. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF108666>

Received: 09.06.2022

Accepted: 14.09.2022

Published online: 08.08.2023

ВВЕДЕНИЕ

В предыдущей части статьи проведен литературный обзор используемых на данный момент методов стационарных расчётов воздухоохладителей, работающих в режиме с влаговыведением или инеевыпадением. Исследование их преимуществ и недостатков показало рациональность использования подхода ε - NTU (эффективность – ЧЕП¹). Классический ε - NTU метод напрямую неприменим к поставленной задаче, так как не учитывает влияние массообмена на процесс теплообмена. Адаптация ε - NTU метода, изложенная в кандидатской диссертации Брауна [1] и его статье [2], обладает рядом недостатков: не универсальность — применимость только к противоточным водяным воздухоохладителям; расчёт комбинированного режима работы ТОО возможен только при итеративном вычислении доли сухой поверхности.

Учитывая сказанное ранее, можно прийти к выводу о том, что возникает необходимость в универсальной адаптации ε - NTU метода, лишённой названных недостатков и применимой к стационарным расчётам воздухоохладителей всех типов, работающих как в «сухом» и «мокром», так и в комбинированном режимах. В данной части статьи будут приведены основные расчётные зависимости, а также будет описан метод расчёта воздухоохладителей при отсутствии влаговыведения и инеевыпадения.

ОБЩИЕ ВЫРАЖЕНИЯ

Оребрение, увеличивающее поверхность теплообмена и развивающее эффективность ТОО, рационально со стороны рабочей среды, обладающей наименьшей теплоотдачей. По данной причине в воздухоохладителях оребрение всегда выполняют со стороны воздушного потока.

КПД оребренной поверхности:

$$\eta_h = 1 - \frac{A_f}{A_h} (1 - \eta_f), \quad (II.1)$$

где A_f — площадь оребрения, м²; A_h — площадь теплообменной поверхности со стороны воздуха, м²; η_f — КПД ребра.

КПД сплошного оребрения [3] шахматных и коридорных пучков, можно определить по формулам (II.2)–(II.7):

$$\eta_f = \frac{\tanh(m r_c \varphi) \cos(0,1 m r_c \varphi)}{m r_c \varphi}; \quad (II.2)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_h}{\lambda_f \delta_f}}; \quad (II.3)$$

$$\varphi = \left(\frac{r_{eq}}{r_c} - 1 \right) \left[1 + 0,35 \ln \left(\frac{r_{eq}}{r_c} \right) \right]; \quad (II.4)$$

$$r_{eq} = \begin{cases} 1,27 X_1 \sqrt{\frac{X_2}{X_1}} - 0,3, & \text{для шахматного пучка труб;} \\ 1,28 X_1 \sqrt{\frac{X_2}{X_1}} - 0,2, & \text{для коридорного пучка труб;} \end{cases} \quad (II.5)$$

$$X_1 = P_1/2; \quad (II.6)$$

$$X_2 = \begin{cases} \frac{\sqrt{(P_1/2)^2 + P_2^2}}{2}, & \text{для шахматного пучка труб;} \\ P_2/2, & \text{для коридорного пучка труб;} \end{cases} \quad (II.7)$$

где m — параметр ребра, м⁻¹; r_c — наружный радиус труб с учётом толщины воротника, м; φ — безразмерный коэффициент; α_h — коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, Вт/м²/К; λ_f — теплопроводность материала ребра, Вт/м/К; δ_f — толщина ребра, м; r_{eq} — эквивалентный радиус ребра, м; X_1 и X_2 — геометрические параметры, м; P_1 — шаг труб во фронтальном сечении, м; P_2 — шаг между рядами труб, м.

Согласно [3] формула Хонга-Уэбба обладает существенно меньшими погрешностями в широком диапазоне параметров по сравнению с более распространённой формулой Шмидта² [4]. К примеру, при $r_{eq}/r_c = 3$ и $m[r_{eq} - r_c] \leq 2,5$ формула Хонга-Уэбба показывает отклонение от точного решения в размере около 1,8%, в то время как формула Шмидта — 8%.

Коэффициент теплопередачи:

$$\frac{1}{k A} = \frac{1}{k_c A_c} = \frac{1}{k_h A_h} = \sum_{i=1}^n R_i = R_c + R_{wall} + R_h, \quad (II.8)$$

где k_c и k_h — коэффициенты теплопередачи, отнесённые к A_c и A_h соответственно, Вт/м²/К (в «сухом» режиме) или кг/с/м² (в «мокром» режиме); A_c и A_h — площади поверхности со стороны холодного и тёплого потоков соответственно, м²; R_c , R_{wall} и R_h — термические сопротивления холодного потока, стенки и тёплого потока соответственно, К/Вт (в «сухом» режиме) или с/кг (в «мокром» режиме).

Отношение водяных эквивалентов:

$$C_r \equiv \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\min(C_h, C_c)}{\max(C_h, C_c)}, \quad (II.9)$$

где C_{min} , C_{max} , C_h и C_c — водяные эквиваленты: минимальный, максимальный, тёплого и холодного потоков

¹ Число единиц переноса теплоты.

² Преобраз формулы Хонга-Уэбба без множителя $\cos(0,1 m r_c \varphi)$.

соответственно, Вт/К (в «сухом» режиме) или кг/с (в «мокро» режиме).

Числа единиц переноса теплоты:

$$\begin{aligned} NTU &\equiv \frac{kA}{C_{min}} = \frac{1}{C_{min}(R_c + R_{wall} + R_h)}; \\ NTU_c &= \frac{1}{C_c(R_c + R_{wall})}; \\ NTU_h &= \frac{1}{C_h R_h}, \end{aligned} \quad (II.10)$$

где NTU , NTU_c и NTU_h — числа единиц переноса теплоты: общее, приведённое к «холодной» и «тёплой» сторонам³ соответственно.

Трубчато-ребристые воздухоохладители, количество рядов труб в которых больше 1, следует рассматривать как противоточные или прямоточные ТОА, так как с увеличением числа ходов до 4 они становятся эквивалентными ТОА с названными схемами течения по тепловой мощности [1].

Эффективность процесса теплообмена для противоточной (II.11), прямоточной (II.12) и перекрёстно-точной (II.13) схем течения [5]:

$$\varepsilon = \begin{cases} \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}, & C_r < 1; \\ \frac{NTU}{1 + NTU}, & C_r = 1; \end{cases} \quad (II.11)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}; \quad (II.12)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{NTU^{0,22}}{C_r} \left\{ \exp(-C_r NTU^{0,78}) - 1 \right\}\right]. \quad (II.13)$$

В том случае, когда одно из рабочих веществ претерпевает фазовый переход при постоянной температуре (для воздухоохладителей — кипящий хладагент⁴), максимальный водяной эквивалент стремится к бесконечности⁵ ($C_{max} \rightarrow \infty$), следовательно отношение водяных эквивалентов равно нулю ($C_r = 0$), поэтому

эффективность процесса теплообмена для всех схем течения принимает вид:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU). \quad (II.14)$$

«СУХОЙ» РЕЖИМ

«Сухой» режим наблюдается, если температура поверхности теплообмена со стороны влажного воздуха во всех точках выше его температуры точки росы на входе. В данном случае могут быть использованы выражения из метода ε - NTU в неизменном виде.

Основное уравнение теплопередачи для «сухого» режима⁶, где все температуры являются локальными по ходу сред:

$$\frac{T_{wall,c} - T_c}{R_{c,dry}} = \frac{T_{wall,h} - T_{wall,c}}{R_{wall,dry}} = \frac{T_h - T_{wall,h}}{R_{h,dry}}, \quad (II.15)$$

где $T_{wall,c}$ и $T_{wall,h}$ — температуры стенки со стороны холодного и тёплого потоков соответственно, К; T_c и T_h — температуры холодного и тёплого потоков соответственно, К.

Уравнение коэффициента теплопередачи для воздухоохладителей с оребрением только со стороны воздушного потока в «сухом» режиме:

$$\begin{aligned} \frac{1}{k_{dry} A} &= \frac{1}{k_{c,dry} A_c} = \frac{1}{k_{h,dry} A_h} = \frac{1}{\alpha_c A_c} + \frac{R_{f,c}}{A_c} + \\ &+ \underbrace{\frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi\lambda_i L} + \frac{\ln(D_c/D_o)}{2\pi\lambda_f L}}_{R_{wall,dry}} + \underbrace{\frac{R_{f,h}}{\eta_{h,dry} A_h} + \frac{1}{\alpha_{h,dry} \eta_{h,dry} A_h}}_{R_{h,dry}}, \end{aligned} \quad (II.16)$$

где α_c и $\alpha_{h,dry}$ — коэффициенты теплоотдачи холодного и тёплого потоков соответственно, Вт/м²/К; $R_{f,c}$ и $R_{f,h}$ — термические сопротивления загрязнений со стороны холодного и тёплого потоков соответственно, м²·К/Вт; D_i , D_o и D_c — диаметр труб: внутренний, наружный и наружный с учётом воротника соответственно, м; λ_i и λ_f — теплопроводность материала труб и ламелей соответственно, Вт/м/К; L — суммарная длина труб в аппарате, м; $\eta_{h,dry}$ — КПД оребренной поверхности при отсутствии влаговываждения.

Водяные эквиваленты в «сухом» режиме:

$$\begin{aligned} C_{h,dry} &\equiv m_h \bar{c}_{p,h}; \\ C_{c,dry} &\equiv m_c \bar{c}_{p,c}, \end{aligned} \quad (II.17)$$

³ Граница разделения «холодной» и «тёплой» сторон — наружная поверхность теплообменного аппарата, контактирующая с воздушным потоком.

⁴ Чистое вещество или азеотропная смесь. Воздухоохладители, в которых охлаждающей средой является зеотропная смесь, обладающая значительным температурным скольжением («глайдом»), следует рассматривать как противоточные или прямоточные ТОА в зависимости от схемы течения.

⁵ По данной причине формулы и выражены без использования водяного эквивалента охлаждающей среды.

⁶ Индексы «dry» и «wet», примененные к величинам далее по тексту, подчеркивают их отношение к «сухому» или «мокрому» режимам соответственно.

где m_h и m_c — массовые расходы тёплого и холодного потоков соответственно, кг/с; $\bar{c}_{p,h}$ и $\bar{c}_{p,c}$ — средние удельные изобарные теплоёмкости тёплого и холодного потоков соответственно, Дж/кг/К.

Из и получим температуры стенки в «сухом» режиме со стороны воздушного потока и охлаждающей среды соответственно (в любой точке по ходу сред):

$$T_{wall,h} = T_h - \frac{C_{min,dry}}{C_{h,dry}} \frac{NTU_{dry}}{NTU_{h,dry}} (T_h - T_c) F; \quad (II.18)$$

$$\begin{aligned} T_{wall,c} = \\ = T_h - \frac{C_{min,dry}}{C_{h,dry}} \frac{NTU_{dry}}{NTU_{h,dry}} \frac{R_{h,dry} + R_{wall,dry}}{R_{h,dry}} (T_h - T_c) F, \end{aligned} \quad (II.19)$$

где F — поправка на перекрёстно-точную схему течения, при противотоке и прямотоке $F = 1$.

Тепловая мощность в «сухом» режиме:

$$Q_{dry} = \varepsilon_{dry} C_{min,dry} (T_{h,1} - T_{c,1}), \quad (II.20)$$

где ε_{dry} — эффективность процесса теплообмена в «сухом» режиме; $T_{h,1}$ и $T_{c,1}$ — температуры тёплого и холодного потоков на входе в ТОА, К.

Температуры рабочих веществ на выходе из аппарата:

$$\begin{aligned} T_{h,2} = T_{h,1} - \frac{Q_{dry}}{C_{h,dry}} = \\ = \begin{cases} T_{h,1} - \varepsilon_{dry} (T_{h,1} - T_{c,1}), & C_{min,dry} = C_{h,dry}; \\ T_{h,1} - \varepsilon_{dry} C_{r,dry} (T_{h,1} - T_{c,1}), & C_{min,dry} = C_{c,dry}; \end{cases} \end{aligned} \quad (II.21)$$

$$\begin{aligned} T_{c,2} = T_{c,1} + \frac{Q_{dry}}{C_{c,dry}} = \\ = \begin{cases} T_{c,1} + \varepsilon_{dry} C_{r,dry} (T_{h,1} - T_{c,1}), & C_{min,dry} = C_{h,dry}; \\ T_{c,1} + \varepsilon_{dry} (T_{h,1} - T_{c,1}), & C_{min,dry} = C_{c,dry}; \end{cases} \end{aligned} \quad (II.22)$$

где $T_{h,2}$ и $T_{c,2}$ — температуры тёплого и холодного потоков на выходе из ТОА, К.

Вычислив температуру стенки со стороны воздушного потока на его входе и выходе по формуле, учитывая

схему течения, можно определить наличие влаговываждения на поверхности ТОА. В том случае, если хотя бы одна из полученных температур ниже или равна температуре точки росы воздуха на входе, имеет место процесс конденсации водяных паров — режим работы перестаёт быть «сухим». Поэтому последующие расчёты необходимо проводить в соответствии со следующей частью данной статьи.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Расчёт воздухоохладителей, работающих в «сухом» режиме (без влаговываждения и инеевыпадения), основывается на классическом ε - NTU методе. Критерием начала влаговываждения на поверхности теплообмена является снижение температуры стенки со стороны влажного воздуха до значения ниже или равного температуре точки росы. Формулы для определения температур стенки (II.18) и (II.19) выражены без использования водяного эквивалента охлаждающей среды, так как при её фазовом переходе данная величина зачастую стремится к бесконечности (к примеру, при кипении чистых хладагентов). Таким образом, выражения (II.18) и (II.19) являются универсальными для воздухоохладителей всех типов.

В следующей части статьи будет описан метод расчёта воздухоохладителей, работающих в «мокром» (с влаговываждением или инеевыпадением на всей поверхности) и комбинированном (с влаговываждением или инеевыпадением на части поверхности) режимах.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Конфликт интересов. Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

Источник финансирования. Автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования.

ADDITIONAL INFORMATION

Competing interests. The author declares no conflict of interest

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Braun J.E. Methodologies for the Design and Control of Chilled Water Systems. Wisconsin, 1988.
2. Braun J.E., Klein S.A., Mitchell J.W. Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils // ASHRAE Transactions. 1989. № 2 (95). P. 164–174.
3. Hong K.T., Webb R.L. Calculation of fin efficiency for wet and dry fins // HVAC and R Research. 1996. № 1 (2). P. 27–41. doi: 10.1080/10789669.1996.10391331
4. Schmidt T.E. La production calorifique des surfaces munies d'ailettes // Annexe Du bulletin De L'Institut International Du Froid, Annexe G-5. 1945.
5. Bergman T.L., Incropera F.P., DeWitt D.P., et al. Fundamentals of heat and mass transfer. 7-th edition. New York: John Wiley & Sons, 2011.

REFERENCES

1. Braun JE. *Methodologies for the Design and Control of Chilled Water Systems*. Wisconsin; 1988.
2. Braun JE, Klein SA, Mitchell JW. Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils. *ASHRAE Transactions*. 1989;95(2):164–174.
3. Hong KT, Webb RL. Calculation of fin efficiency for wet and dry fins. *HVAC and R Research*. 1996;2(1):27–41. doi: 10.1080/10789669.1996.10391331
4. Schmidt TE. La production calorifique des surfaces munies d'ailettes. *Annexe Du bulletin De L'Institut International Du Froid, Annexe G-5*. Published online 1945.
5. Bergman TL, Incropera FP, DeWitt DP, et al. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7th ed. New York: John Wiley & Sons; 2011.

ОБ АВТОРЕ

Владимир Алексеевич Портнягин;

адрес: 105005, Российская Федерация, Москва,

Лефортовская наб., д. 1;

ORCID: 0000-0003-4616-074X;

eLibrary SPIN: 6267-7392;

e-mail: v.portyanikhin@ya.ru

AUTHOR'S INFO

Vladimir A. Portyanikhin;

address: 1 Lefortovskaja naberezhnaja,

105005 Moscow, Russian Federation;

ORCID: 0000-0003-4616-074X;

eLibrary SPIN: 6267-7392;

e-mail: v.portyanikhin@ya.ru

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF322770>

Математическое моделирование процессов теплообмена воздушных масс в помещениях с ледовой ареной

И.А. Бурков, М.А. Колосов, А.А. Жаров, Л.М. Колышкин, Н.А. Андреев

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (научно исследовательский университет), Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование: Системы вентиляции и кондиционирования ледовых арен должны обеспечивать комфортное пребывание людей в помещении и на льду, а также защиту поверхности льда от конденсации влаги. Использование метода конечных элементов при проектировании систем вентиляции позволяет на этапе расчета определить температурно-влажностный режим во всем объеме вентилируемого помещения и, при необходимости, исправить параметры вентиляции с минимальными затратами на этапе проектирования.

Цель – описание методики численного моделирования теплообмена в помещении с учетом влажного воздуха и лучистого теплообмена на примере небольшой тренировочной арены.

Методы: для моделирования было использовано программное обеспечение ANSYS CFX, использующее при расчетах метод конечных объемов. Объектом исследования являлся цифровой двойник малой тренировочной ледовой арены, позволяющий учитывать теплофизические процессы, происходящие в помещении. Исследование проводилось для установившегося (стационарного) режима теплообмена. Оценка результатов моделирования проводилась по контурам температур и влажности воздуха в наиболее характерных секущих плоскостях. Ввиду отсутствия возможности прямого определения влажности воздуха средствами программного комплекса, было приведено описание способа определения влажности по эмпирическому уравнению.

Результаты: численным путем установлено, что в исследуемой ледовой арене, при заданных параметрах работы системы вентиляции, целевые показатели воздуха выполняются. Конденсация влаги над ледовой поверхностью не происходит, а в зонах пребывания людей обеспечиваются комфортные условия.

Заключение: моделирование теплообменных процессов в помещении ледовой арены позволяет как избежать повреждения льда от конденсации влаги, так и проверить комфортность пребывания людей на льду и на трибунах.

Ключевые слова: ледовая арена; температурные поля; влажный воздух; HVAC; ANSYS CFX.

Как цитировать:

Бурков И.А., Колосов М.А., Жаров А.А., Колышкин Л.М., Андреев Н.А. Математическое моделирование процессов теплообмена воздушных масс в помещениях с ледовой ареной // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 2. С. 77–84. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF322770>

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF322770>

Mathematical modeling of heat and mass transfer processes of air masses in premises with an ice arena

Ivan A. Burkov, Michail A. Kolosov, Anton A. Zharov, Leonid M. Kolishkin, Nikolay A. Andreev

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: The ventilation and air conditioning systems for ice arenas should not only provide a comfortable environment for the people indoors and on the ice but also protect the ice surface from moisture condensation. The use of finite element methods in designing the ventilation systems will make it possible to determine the temperature and humidity conditions in the entire volume of the ventilated room at the calculation stage and, if necessary, to correct the ventilation parameters at minimal costs at the design stage.

AIM: To describe the methods of numerical simulation of heat and mass transfer in a room taking into account the humidity and radiant heat exchange for the case of a small training arena.

MATERIALS AND METHODS: ANSYS CFX software was used for modeling, using the finite volume method for calculations. The object of the study was a digital twin of a small training ice arena, making it possible to take into account the thermal-physical processes occurring in the room. Analysis was performed for the steady-state (stationary) heat and mass transfer condition. The modeling results were evaluated by considering air temperature and humidity contours in the most characteristic secant planes. Given that the direct determination of air humidity was not possible using the software package, a description of a method for the determination of humidity by empirical equations was provided.

RESULTS: It was numerically established that the air targets are met in the ice arena under the given parameters of operation of the ventilation system, with no moisture condensation on the surface of the ice, and comfortable conditions maintained in the areas where people are present.

CONCLUSION: The modeling of the heat and mass exchange processes in the ice arena room makes it possible to avoid ice damage from moisture condensation as well as ensure the comfort of people present on the ice and in the bleachers.

Keywords: ice arena; temperature fields; humid air; HVAC; ANSYS CFX.

To cite this article:

Burkov IA, Kolosov MA, Zharov AA, Kolishkin LM, Andreev NA. Mathematical modeling of heat and mass transfer processes of air masses in premises with an ice arena. *Refrigeration Technology*. 2021;110(2):77–84. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF322770>

ВВЕДЕНИЕ

В мире и России сегодня проектируется и возводится множество спортивных залов с ледовыми аренами различных типов и размеров [1–3]. Системы кондиционирования и вентиляции (Heating Venting Air Conditioning, HVAC) подобных залов имеют много особенностей конструкции и индивидуальных условий эксплуатации, среди них: наличие искусственного ледового поля; жёсткие требования по параметрам льда и воздуха в зоне пребывания спортсменов и зрителей; сложность регулирования влажности в подобных помещениях, что часто приводит к образованию конденсата на внутренних поверхностях и т.п. Всё это ставит множество вопросов перед проектировщиками подобных объектов, ответы на которые можно получить с помощью моделирования. Особое внимание необходимо уделять защите ледовой арены от конденсации влаги, скапливающейся под потолком и над полем. Повышение влажности воздуха под потолком обусловлено несколькими факторами: лучистым теплообменом между потолком и льдом, внешним охлаждением потолка, некорректной работой вентиляционной системы. Практика показывает, что подобные проблемы, наносящие вред качеству ледовой поверхности, достаточно часто возникают на новых ледовых аренах, и это требует дорогой модернизации проекта. Кроме того, необходимо выполнить строгое зонирование пространства ледовых арен: трибуны для зрителей должны находиться в теплой зоне, где температура воздуха поддерживается в диапазоне $+19...+22^{\circ}\text{C}$, а спортсмены должны находиться в зоне прохладного воздуха с температурой около $+10^{\circ}\text{C}$ (значение данной температуры зависит от вида спорта, которым занимаются спортсмены). Очевидно, что в любом случае недопустимо даже кратковременное образование тумана под потолком и у поверхности льда. Оптимальными величинами относительной влажности около поверхности льда являются 70...80%.

Пакеты вычислительной гидродинамики (CFD) в сочетании с мощными вычислительными машинами сегодня позволяют с высокой точностью проанализировать и изучать особенности работы систем вентиляции в просторных залах [4–14]. Использование пакетов CFD позволит избежать ошибок в конструкции ледовых арен на стадии проектирования, позволит сократить стоимость эксплуатации арены и повысит комфорт людей. Вместе с тем, особенности залов с ледовыми аренами накладывают ограничения на возможности моделирования, и поэтому сегодня нет устоявшихся подходов к расчёту и проектированию подобных систем. В связи с этим, проведение отработки и верификации таких программ целесообразно проводить на основе реализованных проектов.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

На примере небольшой проектируемой ледовой тренировочной арены (до 150 зрителей и 100 спортсменов во время групповой тренировки) необходимо провести расчет тепломассовых процессов в помещении, определить температурные и скоростные поля течения воздуха, а также его влажность. В рассматриваемой арене имеют место следующие процессы: воздушный тепломассообмен в помещении от приточно-вытяжной вентиляции с заданным объемным расходом воздуха, тепловыделение от ламп освещения, людей и конвекторов, охлаждение воздуха ледовой ареной, лучистый теплообмен между потолком и ледовой поверхностью, влаговыделение от людей и регулярной заливки ледовой поверхности. Предполагается, что ледовая арена является не отдельно стоящим зданием, а расположена внутри торгового центра, поэтому не учитывается теплоприток от стен и потолка внутрь помещения.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Математическое моделирование осуществлялось в ANSYS 18.1 CFX. Данное приложение позволяет рассчитывать движение жидкостей и газов в пространствах сложной формы с учетом турбулентности и гравитации [15–20]. Расчет проводился в стационарном режиме, процессы, возникающие при первичной наморозке льда, не рассматривались.

Расчетная геометрическая модель показана на рис. 1. Она состоит из одного объемного тела – тучей среды, который состоит из двух веществ – сухого воздуха и водяного пара. На рис. 1 показаны места размещения основных элементов технологических систем, участвующих в формировании параметров воздуха в зале.

Сетка конечных элементов состояла из 19.8 млн элементов в форме тетраэдра с размерами от 5 мм до 500 мм. Для более точного моделирования процесса теплоотдачи радиаторов, ламп, зрителей и хоккеистов, в областях воздуха, граничащих с данными источниками теплоты, были использованы призматические пограничные элементы. Общий вид сетки конечных элементов в области зрительских трибун показан на рис. 2.

Граничные условия, описывающие происходящие в зале ледовой арены процессы, приведены в таблице 1. Данные граничные условия характерны для режима работы в теплое время года, этим объясняется отсутствие теплопритоков от нагревателей в представленном расчете, т.к. в данном режиме работы они не используются. Летний режим работы был

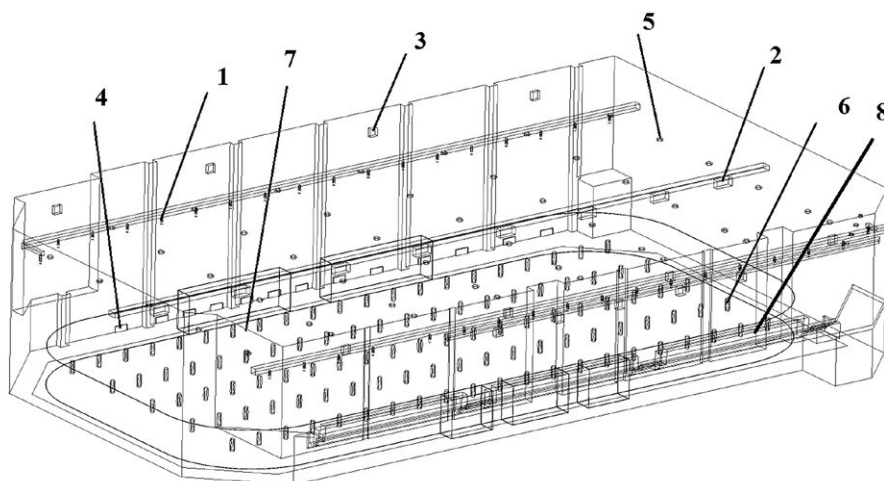


Рис. 1. Общий вид геометрической модели зала ледовой арены. 1 – сопла приточной вентиляции; 2 – вытяжные отверстия, 3 – воздухонагреватели; 4 – батареи центрального отопления; 5 – осветительные приборы; 6 – игроки; 7 – поверхность льда; 8 – зрители.

Fig. 1. General layout of the ice arena geometric model. 1 – nozzles of supply ventilation; 2 – exhaust openings, 3 – air heaters; 4 – central heating batteries; 5 – lighting; 6 – players; 7 – ice surface; 8 – spectators.

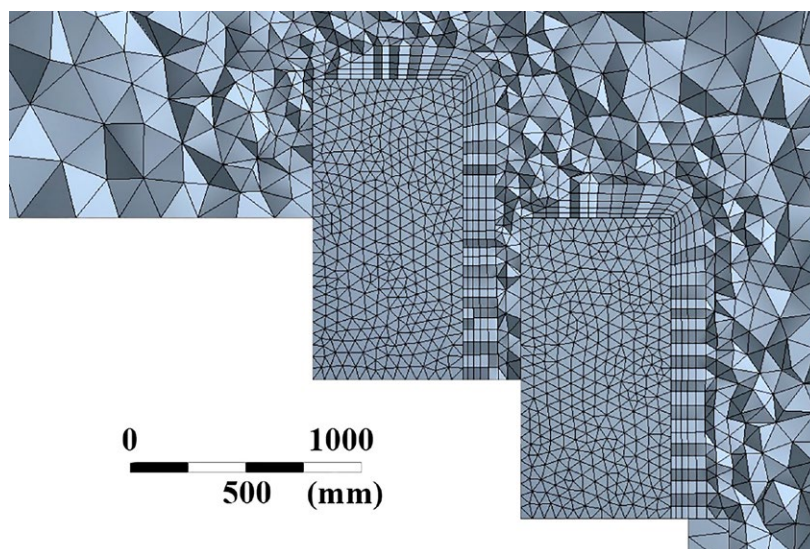


Рис. 2. Сетка конечных элементов в зоне зрительских трибун. Показаны измельчение элементов в форме тетраэдра в зоне граничных условий и пограничные слои призматической формы, непосредственно примыкающие к граничному условию.

Fig. 2. Finite elements grid in the area of the viewing stands. Shredding of elements in the form of a tetrahedron in the zone of boundary conditions and the boundary layers of a prismatic shape directly adjacent to the boundary condition are shown.

Таблица 1. Граничные условия, использованные в расчете. Для зрителей и спортсменов граничные условия приведены для одного человека, общее количество зрителей – 150 человек, спортсменов – 100 человек

Table 1. Boundary conditions used in the calculation. For spectators and athletes, the boundary conditions are given for one person, the total number of spectators is 150 people, athletes – 100 people

Граничное условие	Температура / Тепловыделение	Влаговыведение	Расход воздуха
Ледовая арена	–6°C	25 кг/ч	
Освещение	60 Вт/м ²		
Зрители	132 Вт/чел.	40 г/ч/чел.	
Хоккеисты	191 Вт/чел.	135 г/ч/чел.	
Вентиляция	20°C		16 000 м ³ /час
Лучистый теплоприток от потолка ко льду	60 Вт/м ²		

выбран для расчета как более нагруженный с точки зрения влаговыделения в помещении. Количество зрителей и хоккеистов выбрано максимально допустимым по проекту арены при их одновременном нахождении в помещении.

В расчете была использована модель турбулентности k -epsilon, тип остатка – RMS, величина остатка решателя – 10^{-5} . Моделирование осуществлялось с распараллеливанием расчета на 8 ядер.

При расчете решатель ANSYS Solver итерационным методом решает уравнения неразрывности, сохранения энергии, турбулентности, теплопроводности. Относительная влажность воздуха определяется отношением давления водяного пара к равновесному давлению насыщенных паров при данной температуре. При этом, равновесное давление определяется по эмпирическому уравнению Тетенса в зависимости от температуры.

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Был проведен стационарный расчет с граничными условиями, приведенными в таблице 1. В результате моделирования были получены распределения температур, относительной влажности и скорости воздуха во всем объеме зала ледовой арены. На рисунке 3 показаны данные параметры в среднем вертикальном сечении арены.

Как видно из рис. 3а, температура воздуха в области пребывания зрителей находится в комфортных для людей пределах – не ниже $+19^{\circ}\text{C}$. От зрительских трибун к потолку наблюдается восходящий поток теплого воздуха. Наибольшим источником влаги в помещении является ледовая поверхность (рис. 3б). При нормальной эксплуатации ледовая поверхность каждый час заливается теплой водой (около $+60^{\circ}\text{C}$), часть из которой испаряется и формирует приток влаги в помещении.

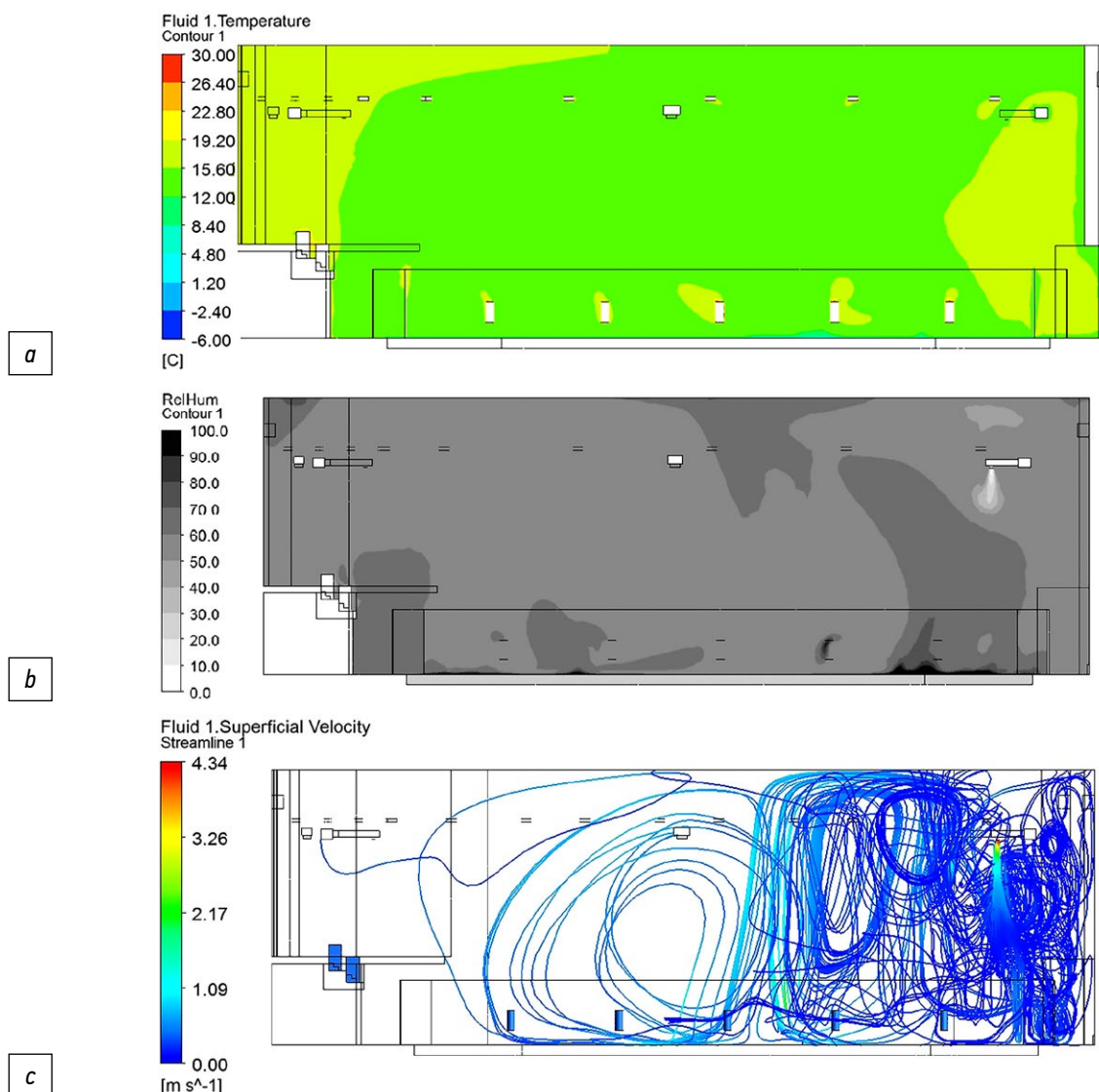


Рис. 3. Результаты моделирования ледовой арены в среднем сечении арены. *a* – поле температур; *b* – поле относительной влажности; *c* – линии тока из приточного сопла, расположенного с противоположной стороны от зрителей.

Fig. 3. The results of modeling in the middle section of the ice arena. *a* – the temperature field; *b* – the field of relative humidity; *c* – flow lines from the supply nozzle located on the opposite side of the spectators.

Влаговыделение от зрителей малозаметно, т.к. происходит непосредственно под приточной вентиляцией, подающей относительно сухой воздух. Также из поля относительной влажности видно, что под потолком ледовой арены отсутствует зона повышенной (более 80%) влажности.

Рис. 3с показывает траекторию течения приточного воздуха. Как видно из данного рисунка, в области пребывания хоккеистов имеется постоянное движение воздуха с незначительной (до 0.2 м/с) скоростью, обеспечивающий комфортное пребывание людей в данной зоне.

ВЫВОДЫ

В результате моделирования параметров зала с ледовой ареной были получены поля температур, скоростей и относительной влажности воздуха во всем объеме. Расчетным путем было установлено, что выбранные характеристики работы системы вентиляции обеспечивают требуемые эксплуатационные параметры воздуха. Подтверждено, что при данных условиях достигается обеспечение комфортных параметров воздуха в зонах пребывания людей. Предлагаемая методика моделирования позволяет численно определить основные особенности процессов тепломассообмена в помещениях с нехарактерными значениями температур и влажности.

Учет лучистого теплообмена необходим для более точного моделирования распределения параметров в помещении. В данной работе моделирование лучистого теплообмена от потолка ко льду было осуществлено путем задания теплового потока, полученного

экспериментальным путем. При этом, для различных ледовых арен он может отличаться в зависимости от размеров арены, условий эксплуатации и внешних факторов. Для более точного учета лучистого теплообмена возможно использовать метод Монте-Карло. Данный метод позволит рассчитывать лучистый теплообмен между всеми поверхностями зала ледовой арены и повысит точность моделирования параметров воздуха.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. Все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов, связанного с подготовкой и публикацией статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования и подготовке публикации.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contributions. All authors made a substantial contribution to the conceptual development and preparation of this article and read and approved the final version before publication.

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

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Bellache O., Ouzzane M., Galanis N. Numerical prediction of ventilation patterns and thermal processes in ice rinks // *Building and Environment*. 2005. Vol. 40, N 3. P. 417–426. doi: 10.1016/j.buildenv.2004.08.004
2. Zhao R., Zhou L., Ma J. CFD design of ventilation system for large underground bus terminal in Macau Barrier Gate // *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*. 2018. Vol. 179. P. 1–13. doi: 10.1016/j.jweia.2018.05.010
3. Palmowska A., Lipska B. The experimental validation of numerical modeling of the air distribution in the indoor ice rink arena // *Proceedings of the World Congress on Mechanical, Chemical, and Material Engineering*. Paper № 276, P. 276–1 – 276–6, [дата обращения: 09.02.2021] Доступ по ссылке: https://avestia.com/MCM2015_Proceedings/files/papers/HTFF276.pdf
4. H-e H., Wang J., Li S., et al. Temperature Field Simulation of Powder Sintering Process with ANSYS // *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2018. Vol. 324, N 1. doi: 10.1088/1757-899X/324/1/012008
5. Joudi A., Cehlin M., Svedung H., et al. Numerical and experimental investigation of the influence of infrared reflective interior surfaces on building temperature distributions // *Indoor and Built Environment*. 2017. Vol. 26, N 3. P. 355–367. doi: 10.1177/1420326X15609966
6. Kobayashi T., Sugita K., Umemiya N., et al. Numerical investigation and accuracy verification of indoor environment for an impinging jet ventilated room using computational fluid dynamics // *Building and Environment*. 2017. Vol. 115. P. 251–268. doi: 10.1016/j.buildenv.2017.01.022
7. Molina-Aiz F.D., Fatnassi H., Boulard T., et al. Comparison of finite element and finite volume methods for simulation of natural ventilation in greenhouses // *Computers and Electronics in Agriculture*. 2010. Vol. 72, N 2. P. 69–86. doi: 10.1016/j.compag.2010.03.002
8. Moon J.H., Lee J.W., Jeong C.H., et al. Thermal comfort analysis in a passenger compartment considering the solar radiation effect // *International Journal of Thermal Sciences*. 2016. Vol. 107. P. 77–88. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2016.03.013
9. Nardecchia F., Gugliemetti F., Bisegna F. How temperature affects the airflow around a single-block isolated building // *Energy and Buildings*. 2016. Vol. 118. P. 142–151. doi: 10.1016/j.enbuild.2016.03.003
10. Nazarian N., Kleissl J. Realistic solar heating in urban areas: Air exchange and street-canyon ventilation // *Building and Environment*. 2016. Vol. 95. P. 75–93. doi: 10.1016/j.buildenv.2015.08.021

11. Palmowska A., Lipska B. Research on improving thermal and humidity conditions in a ventilated ice rink arena using a validated CFD model // *International Journal of Refrigeration*. 2018. Vol. 86. P. 373–387. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.11.016
12. Risberg D., Risberg M., Westerlund L. CFD modelling of radiators in buildings with user-defined wall functions // *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 94. P. 266–273. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.10.134
13. Rojano F., Bournet P.-E., Hassouna M., et al. Computational modelling of thermal and humidity gradients for a naturally ventilated poultry house // *Biosystems Engineering*. 2016. Vol. 151. P. 273–285. doi: 10.1016/j.biosystemseng.2016.09.012
14. Santolini E., Pulvirenti B., Benni S., et al. Numerical study of wind-driven natural ventilation in a greenhouse with screens // *Computers and Electronics in Agriculture*. 2018. Vol. 149. P. 41–53. doi: 10.1016/j.compag.2017.09.027
15. Русаков С.В. К расчету тепловых и влажностных нагрузок ледовых катков. Нагрузка от радиационного переноса теплоты // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». 2014. № 1. [дата обращения: 09.03.2021] Доступ по ссылке: <http://refrigeration.ihbt.ifmo.ru/file/article/8611.pdf>
16. Kulik V.V., Parkin A.N., Navasardyan E.S. Numerical Modeling Procedure for Micromachined Cryogenic Cooler Elements Using ANSYS Fluent. Software and Viscous Flow in a Small-Diameter Channel with Heat Transfer as an Example // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2016. Vol. 52, N 7–8. P. 531–538. doi: 10.1007/s10556-016-0227-0
17. Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Navasardyan E.S., et al. Modeling of Processes in Microcryogenic Gas Cooler // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2016. Vol. 51, N 9–10. P. 649–655. doi: 10.1007/s10556-016-0101-0
18. Al-Zoubi A., Beilke J., Korchagova V.N., et al. Comparison of the performance of open-source and commercial CFD packages for simulating supersonic compressible jet flows // *Proceedings – 2018 Ivannikov Memorial Workshop, IVMEM 2018*. Yerevan: IEEE, 2018. doi: 10.1109/IVMEM.2018.00019
19. Burkov I.A., Zherdev A.A., Pushkarev A.V., et al. Simulation of fluid hypothermia for robot-assisted prostatectomy // *Journal of Enhanced Heat Transfer*. 2018. Vol. 25, N 2. P. 121–136. doi: 10.1615/JEnhHeatTransf.2018026370
20. Sørensen D.N., Voigt L.K. Modelling flow and heat transfer around a seated human body by computational fluid dynamics // *Building and Environment*. 2003. Vol. 38, N 6. P. 753–762. doi: 10.1016/S0360-1323(03)00027-1

REFERENCES

1. Bellache O., Ouzzane M., Galanis N. Numerical prediction of ventilation patterns and thermal processes in ice rinks. *Building and Environment*. 2005;40(3):417–426. doi: 10.1016/j.buildenv.2004.08.004
2. Zhao R, Zhou L, Ma J. CFD design of ventilation system for large underground bus terminal in Macau Barrier Gate. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*. 2018;179:1–13. doi: 10.1016/j.jweia.2018.05.010
3. Palmowska A, Lipska B. The experimental validation of numerical modeling of the air distribution in the indoor ice rink arena. In: *Proceedings of the World Congress on Mechanical, Chemical, and Material Engineering*. Barcelona; 2015. Accessed: 09.02.2021. Available from: https://avestia.com/MCM2015_Proceedings/files/papers/HTFF276.pdf
4. He H, Wang J, Li S, et al. Temperature Field Simulation of Powder Sintering Process with ANSYS. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng*. 2018;324(1). doi: 10.1088/1757-899X/324/1/012008
5. Joudi A, Cehlin M, Svedung H, et al. Numerical and experimental investigation of the influence of infrared reflective interior surfaces on building temperature distributions. *Indoor and Built Environment*. 2017;26(3):355–367. doi: 10.1177/1420326X15609966
6. Kobayashi T, Sugita K, Umeyama N, et al. Numerical investigation and accuracy verification of indoor environment for an impinging jet ventilated room using computational fluid dynamics. *Building and Environment*. 2017;115:251–268. doi: 10.1016/j.buildenv.2017.01.022
7. Molina-Aiz FD, Fatnassi H, Boulard T, et al. Comparison of finite element and finite volume methods for simulation of natural ventilation in greenhouses. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2010;72(2):69–86. doi: 10.1016/j.compag.2010.03.002
8. Moon JH, Lee JW, Jeong CH, et al. Thermal comfort analysis in a passenger compartment considering the solar radiation effect. *International Journal of Thermal Sciences*. 2016;107:77–88. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2016.03.013
9. Nardecchia F, Gugliemetti F, Bisegna F. How temperature affects the airflow around a single-block isolated building. *Energy and Buildings*. (2016) 118, pp. 142–151. doi: 10.1016/j.enbuild.2016.03.003
10. Nazarian N, Kleissl J. Realistic solar heating in urban areas: Air exchange and street-canyon ventilation. *Building and Environment*. 2016;95:75–93. doi: 10.1016/j.buildenv.2015.08.021
11. Palmowska A, Lipska B. Research on improving thermal and humidity conditions in a ventilated ice rink arena using a validated CFD model. *International Journal of Refrigeration*. 2018;86:373–387. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.11.016
12. Risberg D, Risberg M, Westerlund L. CFD modelling of radiators in buildings with user-defined wall functions. *Applied Thermal Engineering*. 2016;94:266–273. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.10.134
13. Rojano F, Bournet P-E, Hassouna M, et al. Computational modelling of thermal and humidity gradients for a naturally ventilated poultry house. *Biosystems Engineering*. 2016;151:273–285. doi: 10.1016/j.biosystemseng.2016.09.012
14. Santolini E, Pulvirenti B, Benni S, et al. Numerical study of wind-driven natural ventilation in a greenhouse with screens. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2018;149:41–53. doi: 10.1016/j.compag.2017.09.027
15. Rusakov SV. K raschetu teplovyh i vlazhnostnyh nagruzok ledovyh katrov. Nagruzka ot radiacionnogo perenosa teploty. *Nauchnyj zhurnal NIU ITMO. Seriya «Holodil'naya tekhnika i kondicionirovanie»*. 2014;1. Accessed: 09.03.2021. Available from: <http://refrigeration.ihbt.ifmo.ru/file/article/8611.pdf>
16. Kulik VV, Parkin AN, Navasardyan ES. Numerical Modeling Procedure for Micromachined Cryogenic Cooler Elements Using ANSYS Fluent. Software and Viscous Flow in a Small-Diameter Channel with Heat Transfer as an Example. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2016;52(7–8):531–538. doi: 10.1007/s10556-016-0227-0

17. Aleksandrov AA, Arkharov IA, Navasardyan ES, et al. Modeling of Processes in Microcryogenic Gas Cooler. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2016;51(9–10):649–655. doi: 10.1007/s10556-016-0101-0

18. Al-Zoubi A, Beilke J, Korchagova VN, Strizhak SV, Kraposhin MV. Comparison of the performance of open-source and commercial CFD packages for simulating supersonic compressible jet flows. In: *Proceedings - 2018 Ivannikov Memorial Workshop, IVMEM 2018*. Yerevan: IEEE; 2018. doi: 10.1109/IVMEM.2018.00019

19. Burkov IA, Zherdev AA, Pushkarev AV, et al. Simulation of fluid hypothermia for robot-assisted prostatectomy. *Journal of Enhanced Heat Transfer*. 2018;25(2):121–136. doi: 10.1615/JEnhHeatTransf.2018026370

20. Sørensen, DN, Voigt LK. Modelling flow and heat transfer around a seated human body by computational fluid dynamics. *Building and Environment*. 2003;38(6):753–762. doi: 10.1016/S0360-1323(03)00027-1

ОБ АВТОРАХ

*** Бурков Иван Александрович;**

адрес: Российская Федерация, 105005, Москва,
Лефортовская наб., д. 1;
eLibrary SPIN: 1855-3314;
e-mail: burkovia@bmstu.ru

Колосов Михаил Анатольевич,

канд. техн. наук;
ORCID: 0000-0003-2451-8333;
eLibrary SPIN: 8196-6580;
e-mail: kolosov@bmstu.ru

Жаров Антон Андреевич,

канд. техн. наук;
ORCID: 0000-0001-9945-0850;
eLibrary SPIN: 8581-1809;
e-mail: zharov_a@bmstu.ru

Колышкин Леонид Михайлович;

e-mail: kolishkin@bmstu.ru

Андреев Николай Алексеевич;

eLibrary SPIN: 5918-9446;
e-mail: andreev_aa@student.bmstu.ru

* Автор, ответственный за переписку

AUTHORS' INFO

*** Ivan A. Burkov;**

address: 1 Lefortovskaja naberezhnaja, 105005 Moscow,
Russian Federation;
eLibrary SPIN: 1855-3314;
e-mail: burkovia@bmstu.ru

Michail A. Kolosov,

Cand. Sci. (Tech.);
ORCID: 0000-0003-2451-8333;
eLibrary SPIN: 8196-6580;
e-mail: kolosov@bmstu.ru

Anton A. Zharov,

Cand. Sci. (Tech.);
ORCID: 0000-0001-9945-0850;
eLibrary SPIN: 8581-1809;
e-mail: zharov_a@bmstu.ru

Leonid M. Kolishkin;

e-mail: kolishkin@bmstu.ru

Nikolay A. Andreev;

eLibrary SPIN: 5918-9446;
e-mail: andreev_aa@student.bmstu.ru

* Corresponding author

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF322772>

Уточненный расчет процесса сжатия в спиральном компрессоре

А.А. Жаров, А.В. Борисенко, А.В. Валякина, В. С. Быковская

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (научно исследовательский университет), Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование: В виду того, что геометрическая степень сжатия спиральных компрессоров остается постоянной, а фактическая (от давления всасывания до давления нагнетания) – варьируется в зависимости от эксплуатационных условий, для корректности динамического расчета компрессора необходимо предусматривать дополнительное сжатие, происходящее в первой (центральной) полости спиралей до давления нагнетания. При определении давлений в разных полостях в спиральном блоке при вращении вала необходимо так же учитывать скачок, возникающий непосредственно после объединения первой и второй полостей между спиральями. Одновременно с этим при проектировании геометрии спиралей необходимо учитывать подрезание конца спиралей для обеспечения требуемой геометрической степени сжатия.

Цель работы – создание уточненной методики динамического расчета спирального компрессора, учитывающей постоянство геометрической степени сжатия и скачки давления при объединении первой и второй полостей (центральной и примыкающей) между спиральями.

Методы: Представлена пошаговая методика динамического расчета спирального компрессора. Изложены принципы моделирования процесса сжатия в спиральном компрессоре в среде математического моделирования Mathcad. Рассмотрен случай различных геометрической и фактической степеней сжатия компрессора. Изложен принцип построения индикаторной диаграммы компрессора. Предложены методы определения сил и моментов, возникающих в процессе работы компрессора, и приведены их графики. На практическом примере моделирования показано преимущество предлагаемой методики.

Результаты: Получены зависимости, позволяющие оценить изменение объемов и давлений в полостях сжатия компрессора в зависимости от угла подрезки спиралей. Получены зависимости изменения сил и моментов, возникающих при работе компрессора, учитывающие скачок давления, вызванный объединением полостей. Оценка точности моделирования полостей сжатия спирального компрессора и процессов, проходящих в них, производилась путем нахождения относительной погрешности эффективной мощности компрессора, полученной в результате теплового расчета и мощности, полученной в результате динамического расчета. Погрешность мощности в приведенном расчете составила 8,8%, что свидетельствует о высокой точности предлагаемой методики.

Заключение: Разработана уточненная методика динамического расчета спирального компрессора в среде математического моделирования Mathcad, позволяющая рассчитать давления в парных полостях спирального блока, а так же все необходимые силы и моменты, возникающие в процессе вращения вала компрессора с учетом подрезки спирали для получения заданной геометрической степени сжатия и с учетом скачка давления при объединении первой и второй полостей между спиральями.

Ключевые слова: спиральный компрессор; динамический расчет спирального компрессора; полости сжатия; осевые силы; газовые силы; проектирование спиралей компрессора; геометрическая степень сжатия.

Как цитировать:

Жаров А.А., Борисенко А.В., Валякина А.В., Быковская В.С. Уточненный расчет процесса сжатия в спиральном компрессоре // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 2. С. 85–94. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF322772>

DOI: <https://doi.org/10.17816/Rf322772>

Verified calculation of compression process in a scroll compressor

Anton A. Zharov, Artem V. Borisenko, Anna V. Valiakina, Veronika S. Bykovskaya

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: Because the geometric compression ratio of scroll compressors remains constant and the actual compression ratio (from suction to discharge pressure) varies depending on the operating conditions, allowing additional compression to occur in the first (central) cavity of scrolls up to the discharge pressure is necessary for correctness of the dynamic calculation of compressors. When the pressure in the different cavities in a scroll block during shaft rotation is determined, we need to take into account the surge that occurs immediately after the union of the first and second cavities between the scrolls. Simultaneously, during the design of the geometry of spirals, undercutting the end of the spirals must be considered to ensure the required geometric compression ratio.

AIM: The aim of this study is to create a refined methodology for the dynamic calculation of a scroll compressor, which takes into account the constancy of geometric compression ratio and pressure jumps when the first and second cavities (central and adjoining cavities) between the scrolls are combined.

METHODS: A step-by-step methodology for the dynamic calculation of a scroll compressor is presented. The principles of modeling the compression process in the scroll compressor in a Mathcad modeling environment are outlined. The case of different geometric and actual degrees of compression of the compressor is considered. The construction principle of the compressor indicator diagram is presented. Methods of determining the forces and moments that arise in the compressor-operation process are presented, and their graphs are shown. A practical example of modeling the advantage of the proposed methodology is shown.

RESULTS: Dependence that allows estimation of the change in the volumes and pressure in the compressor compression cavities according to the angle of scroll trimming is obtained. The dependence of the change in the forces and moments that arise during compressor operation, which takes into account the pressure jump caused by cavity unification, is obtained. The modeling accuracy of the scroll-compressor compression cavities and the processes that take place in these cavities are assessed by determining the relative error of the effective compressor power resulting from the thermal calculation and the power resulting from the dynamic calculation. The power error in the aforementioned calculations amounts to 8.8%, which indicates the high accuracy of the proposed methodology.

CONCLUSION: A refined method of dynamic calculation of a scroll compressor in a Mathcad modeling environment has been developed. This method allows calculation of the pressure in paired cavities of a scroll block, including all the necessary forces and moments that arise during the rotation process of the compressor shaft. This method also takes into account scroll trimming to obtain the given geometric degree of compression and the pressure jump when the first and second cavities between the scrolls are combined.

Keywords: scroll compressor; dynamic calculation of scroll compressor; compression cavities; axial forces; gas forces; design of compressor scrolls; geometric compression ratio.

To cite this article:

Zharov AA, Borisenko AV, Valiakina AV, Bykovskaya VS. Verified calculation of compression process in a scroll compressor. *Refrigeration Technology*. 2021;110(2): 85–94. DOI: <https://doi.org/10.17816/Rf322772>

Received: 09.04.2023

Accepted: 29.06.2023

Published online: 08.08.2023

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время спиральные компрессоры широко используются для систем кондиционирования, а также в тепловых насосах, о чем свидетельствуют многочисленные патенты и исследования [1–11]. Это обусловлено, в частности, таким преимуществами данного вида машин, как, например, низкий уровень шума, возникающий при работе компрессора [12], высокая энергетическая эффективность, которая наряду с эффективностью теплообменников холодильных машин [13] играет важную роль в энергетической эффективности всей холодильной машины [14, 15]. Важно отметить, что спиральные машины могут быть также использованы и в детандерном режиме [16].

Одним из начальных этапов проектирования спирального компрессора является проведение теплового и динамического расчетов. Результатом теплового расчета служит определение мощности компрессора, а результатом динамического расчета – определение сил и моментов, действующих на вал компрессора в процессе сжатия. Основой грамотного динамического расчета является создание наиболее точной математической модели геометрии полостей сжатия компрессора и процессов, протекающих в них. Как правило, такие расчеты проводятся в специальных математических программах, позволяющих моделировать сложные зависимости процессов, происходящих в полостях сжатия, включая и нестационарные тепловые потери в процессе сжатия [17].

На сегодняшний день существуют различные методики определения геометрии спиралей [18], процесса сжатия [19–20], сил и моментов [21], возникающих в процессе работы компрессора. Однако, многие из них являются довольно трудоемкими и требуют специального программного обеспечения для проведения аналогичных расчетов самостоятельно. Общей тенденцией таких расчетов является упрощение сложных процессов, происходящих в результате работы компрессора [22–23].

За 35 лет с момента создания первого промышленного образца спирального компрессора японской фирмой Hitachi Ltd [24] многие проблемы, связанные с проектированием спиральной части компрессора, так и не были решены. В частности, проблема определения оптимального угла подрезки спиралей у основания по-прежнему является актуальной, о чем свидетельствуют работы [25]. Так же не теряет значимости проблема определения зависимости изменения давления в полостях сжатия.

Разработанная настоящим авторским коллективом методика использовалась при динамическом расчете цифрового спирального компрессора для теплового насоса холодопроизводительностью 14 кВт, работающего в режиме обогрева. Погрешность расчета оценивалась на основе теплового расчета, проведенного в соответствии с работой [26]. Полученные результаты сравнивались с аналогичными для СПК Copeland ZFD41K5E – TFD.

МЕТОДЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Моделирование процесса сжатия в спиральном компрессоре происходило в несколько этапов. На первом этапе определялась фактическая степень сжатия в компрессоре и выбиралась геометрическая степень сжатия. В данной работе был смоделирован компрессор для теплового насоса, поэтому геометрическая степень сжатия была принята равной 2,5, так как это стандартная геометрическая степень сжатия для компрессоров такого типа. На втором этапе выполнялся предварительный расчет геометрических размеров спиральных элементов. Данный этап не учитывал профилирование начального участка спирали и нагнетательного окна. Профилем ребра спирали была выбрана спираль Архимеда. Исходя из рекомендаций [24], были выбраны относительная высота ребра спирали, относительный эксцентриситет и относительный диаметр нагнетательного отверстия. Затем, с учетом принятых величин, были рассчитаны толщина ребра спирали δ , величина эксцентриситета e , диаметр нагнетательного отверстия d_n , радиус начальной окружности спирали r_0 , шаг спирали t и высота ребра спиралей h . На третьем этапе моделировался профиль ребра спиралей и их взаимное расположение в процессе вращения вала. На четвертом этапе моделировались нагнетательные полости, образованные спиралью, и их параметры. На пятом этапе моделировалось изменение давления, происходящее в полостях сжатия, была построена индикаторная диаграмма компрессора. На шестом этапе были рассчитаны силы и моменты, возникающие в процессе сжатия. В заключении оценивалась погрешность предлагаемой динамической модели.

ГЕОМЕТРИЯ СПИРАЛЕЙ

Проекция поверхностей спиралей компрессора на горизонтальную плоскость представляют собой спирали Архимеда.

Внешняя поверхность неподвижной спирали задается в декартовой прямоугольной системе координат системой уравнений [25]:

$$\begin{cases} x_1(\varphi) = r_0 \varphi \cos(\varphi) \\ y_1(\varphi) = r_0 \varphi \sin(\varphi) \end{cases} \quad (1)$$

где φ — угол закрутки спирали, рад.

Уравнение, описывающее внутреннюю поверхность неподвижной спирали, учитывает «сжатие» спирали на толщину ребра δ относительно внешней поверхности.

Внешняя поверхность подвижной спирали задавалась путем добавления величины, учитывающей положение эксцентриситета подвижной спирали относительно центра неподвижной в зависимости от угла поворота вала. Так как подвижная спираль развернута на 180°

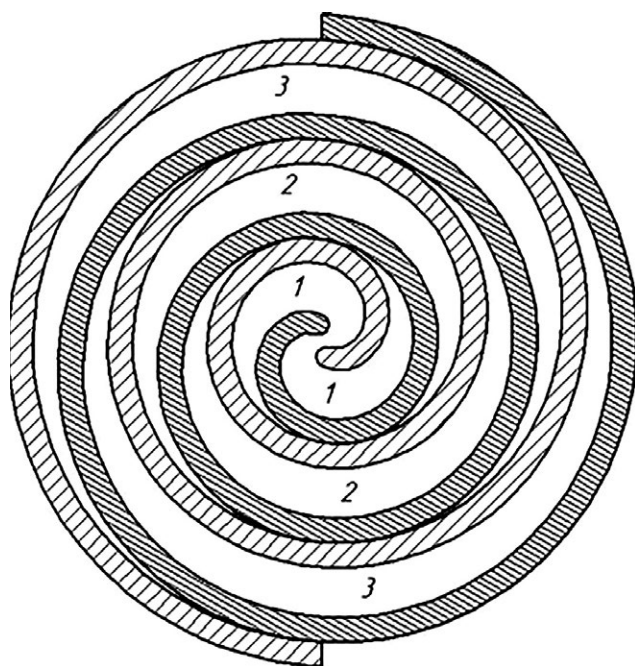


Рис. 1. Нумерация полостей сжатия.

Fig. 1. Compression chambers numbering.

относительно неподвижной, к углу закрутки была прибавлена величина π .

Внутренняя поверхность подвижной спирали моделировалась с учетом «сжатия» внешней поверхности подвижной спирали на величину δ .

Далее для удобства работы с тригонометрическими зависимостями был выполнен переход в полярную систему координат.

Затем, необходимо определить начальный и конечный углы закрутки спиралей. Угол подрезки спиралей φ_n был определен исходя из трех условий. Первым условием

являлась взаимная «проворачиваемость» спиралей друг относительно друга. Это условие было достигнуто путем варьирования угла поворота вала от 0 до 2π и определения минимального радиуса спирали, при котором достигается возможность взаимного передвижения. Вторым условием являлась невозможность перекрытия неподвижной спиралью окна нагнетательного отверстия. Так как нагнетательное отверстие может быть распложено не строго по центру неподвижной спирали, а также может иметь форму отличную от цилиндрической, данное условие было проверено путем геометрического построения. Третье условие заключалось в соответствии геометрической степени сжатия компрессора заданной. Конечный угол закрутки φ_k был определен из условия равенства диаметров спирали. Первый диаметр был получен в результате теплового расчета как деление объема парных ячеек при условии на всасывании W_n , на объем этих ячеек, обусловленный моделированием геометрии спиралей компрессора. Второй диаметр представляет собой сумму двух радиус-векторов внешней поверхности неподвижной спирали с разницей угла закрутки π :

$$\begin{cases} d_{\max} = \frac{W_i}{2\pi h e} + 4\delta + e; \\ d_{\max} = r_1(\varphi_k) + r_1(\varphi_k - \pi). \end{cases} \quad (2)$$

ПОЛОСТИ СЖАТИЯ

Полости сжатия спирального компрессора являются парными и нумеруются от центра к периферии, полости сжатия представлены на рис. 1. Исходя из геометрии спиралей, объемы полостей в каждой паре равны. Так как спирали подрезаны на угле φ_n , то при определенном угле поворота вала z_1 будет происходить объединение второй и первой полостей. Поэтому была введена

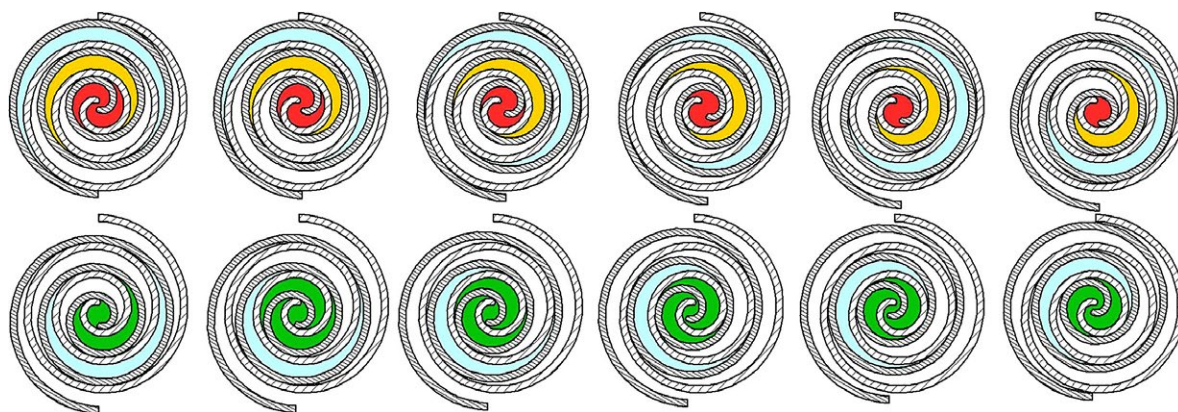


Рис. 2. Изменение положения полостей сжатия за один оборот вала с шагом 30° ($\pi/6$).

Fig. 2. Changing the position of compression chambers in one shaft rotation at 30° ($\pi/6$) intervals.

дополнительная полость 0, являющаяся суммой первых двух парных полостей. Данная полость существует только от угла поворота вала z_1 до 2π , затем полости разъединяются и существуют отдельно.

Для определения функций, описывающих изменение объемов парных полостей, необходимо было задать функции изменения углов касания спиралей. Эти углы показывают, где начинается и заканчивается парная полость. Углы касания отстоят друг от друга на 2π . В ходе расчета было принято, что процесс сжатия начинается с закрытия третьей парной полости, следовательно, последним углом касания является φ_k .

Объем парной полости представляет собой произведение высоты ребра спирали h на площадь полости. Изменяющаяся площадь серповидной парной полости была представлена в виде интеграла от квадратов разности радиус-векторов внутренней поверхности неподвижной спирали и внешней поверхности подвижной спирали. Таким образом, зависимость объема третьих парных полостей принимает следующий вид:

$$V_3(z) = h_{CK} \int_{\varphi_k - 2\pi - z}^{\varphi_k - z} \left(r_{11}(\varphi)^2 - r_{22}(\varphi - \pi, \varphi_k - z)^2 \right) d\varphi. \quad (3)$$

Интеграл в (3) учитывает объем двух парных полостей, так как угол интегрирования φ изменяется на 2π .

Объем первой полости определяется зависимостью:

$$V_1(z) = h_{CK} \cdot \left(\int_{\varphi_{cn}}^{\varphi_k - z - 4\pi} \left(r_{11}(\varphi)^2 - r_{22}(\varphi - \pi, \varphi_k - z)^2 \right) d\varphi + \int_{\varphi_n}^{\varphi_{cn}} \left(r_{11}(\varphi)^2 \right) d\varphi \right) + V_{HK}. \quad (4)$$

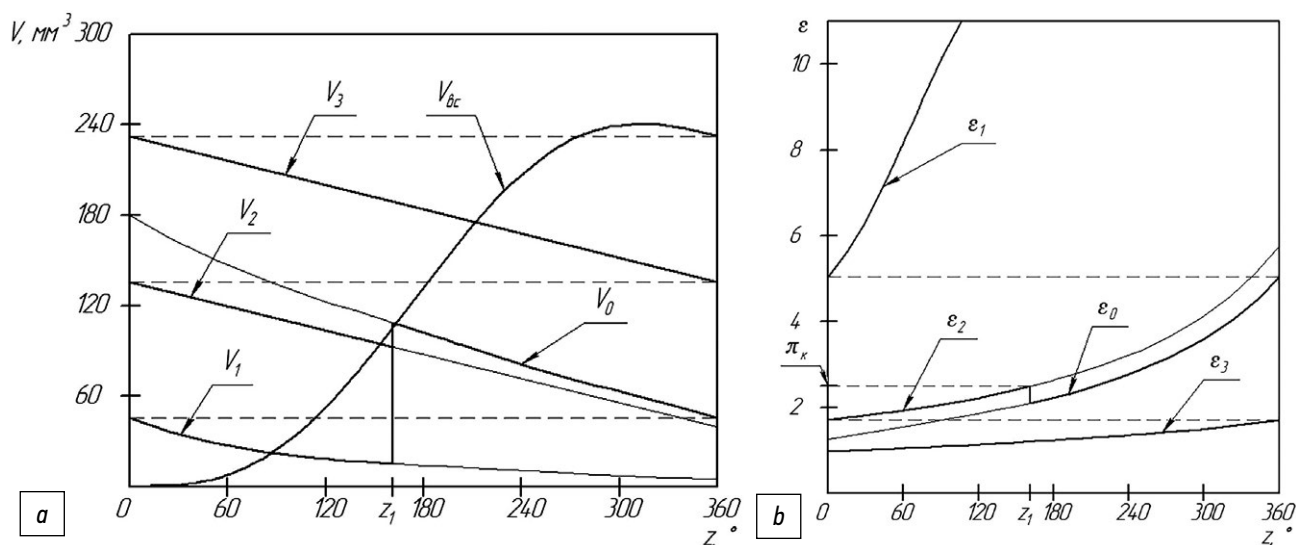


Рис. 3. Графики изменения объемов (а) и степеней сжатия (б) парных полостей.

Fig. 3. Diagrams of changes in volumes (a) and compression ratios (b) of paired chambers.

Каждая полость характеризуется степенью сжатия, являющейся отношением объема полости к начальному объему всасываемого газа. Начальный объем газа был найден из зависимости (3) при угле поворота вала $z=0$. Графики изменения объемов (а) и степени сжатия в парных полостях (b) в зависимости от угла поворота вала представлены на рис. 3.

ДАВЛЕНИЕ

Процесс сжатия в спиральном компрессоре был принят политропным с показателем политропы n . Поэтому изменение давления в процессе сжатия в каждой полости описывается зависимостью:

$$p(z) = p_{sc} \varepsilon(z)^n. \quad (5)$$

Такой зависимости нельзя придерживаться при описании давления, получаемого при объединении второй и первой полостей. Так как при объединении полостей смешиваются давление, достигнутое во второй полости до объединения, и давление первой полости, равное давлению нагнетания, необходимо было определить установившееся давление в полости 0 сразу после ее образования. Установившееся давление было определено исходя из уравнения Менделеева-Клапейрона:

$$p_{\Sigma} = \frac{m_{\Sigma}}{V_{\Sigma}} RT_{\Sigma}. \quad (6)$$

При расчете давления было принято, что:

1. температура изменяется по закону политропного процесса;
2. масса газа в третьей и второй полостях одинаковы и равны произведению начального объема третьей полости на плотность газа при условии на всасывании;

3. энергия газа после объединения полостей равна сумме энергий газа во второй и первой полостях до объединения;
4. изобарная теплоемкость газа не меняется в процессе сжатия.

Таким образом, изменение давления в парных полостях было рассчитано следующим образом: давление в третьей полости меняется в соответствии с формулой (5), давление во второй полости до угла z_1 изменяется аналогично, при образовании полости 0, давление в ней меняется скачкообразно на давление, рассчитанное в соответствии с формулой (6), затем сжатие продолжается по политропному закону (5). При повороте вала на 360 градусов происходит разъединение полостей, причем начальный объем первой полости равен конечному объему полости 0. В первой полости происходит дожатие газа до давления нагнетания по политропному закону, затем открывается нагнетательное отверстие и происходит выпуск газа. График изменения давления в полостях сжатия компрессора в зависимости от угла поворота вала (а) и индикаторная диаграмма (b) представлены на рис. 4.

СИЛЫ И МОМЕНТЫ

Осевые Силы

Осевые силы возникают в полостях сжатия компрессора и действуют вдоль оси вала. Эти силы были найдены как силы давления, действующие на плоскую стенку, т.е. как произведение площади полости на разность давлений с двух сторон основания спирали. Причем, при расчете было учтено, что до угла z_1 силы возникают в первой, второй и третьей парных полостях, а после – силы возникают в нулевой и третьей полостях. Расчет этих сил необходим для определения силы, которую нужно приложить для поджатия подвижной спирали к неподвижной.

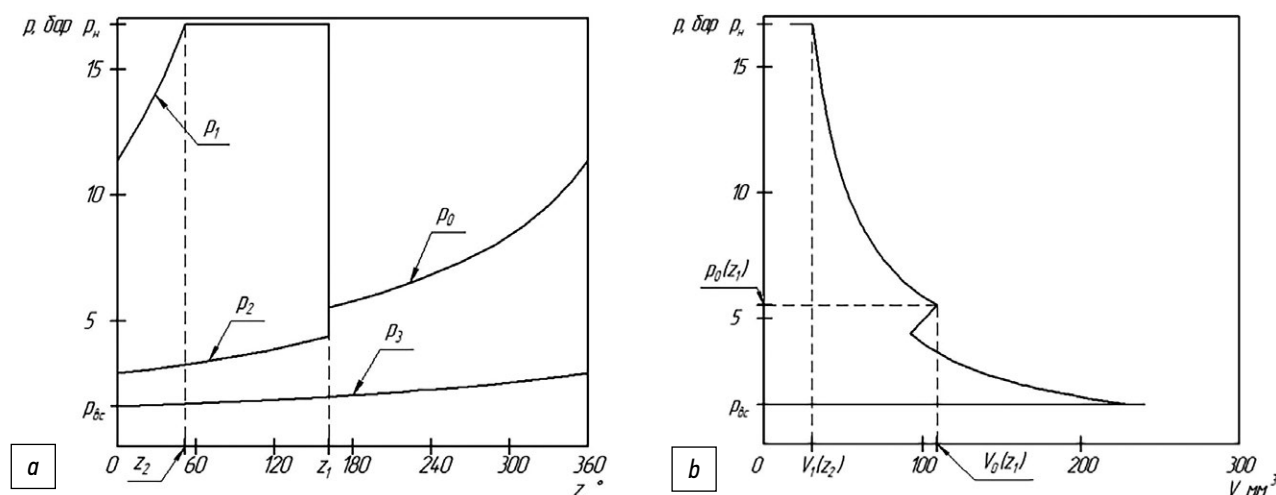


Рис. 4. Изменение давлений в парных полостях (а) и индикаторная диаграмма компрессора (b).

Fig. 4. Change in pressure in paired chambers (a) and compressor indicator diagram (b).

Газовые Силы

Газовые силы действуют в радиальном направлении. Они были рассчитаны по методике, изложенной в [21]. Данные силы вызывают неуравновешенность компрессора, их расчет необходим для определения противовесов, уравнивающих компрессор.

МОМЕНТЫ

Момент от газовых сил относительно оси вала был найден путем умножения суммарной газовой силы на эксцентриситет. Для получения суммарного момента, возникающего на валу, к моменту газовых сил был прибавлен момент трения, найденный как результат умножения коэффициента трения на газовую силу. Графики осевых сил (а) суммарной газовой силы (b) и суммарного момента на валу (c) в зависимости от угла поворота вала представлены на рис. 5.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Оценка точности моделирования полостей сжатия спирального компрессора и процессов, проходящих

в них, оценивалась путем нахождения относительной погрешности эффективной мощности компрессора, полученной в результате теплового расчета и мощности, полученной в результате динамического расчета. Погрешность мощности в приведенном расчете составила 8,8%, что свидетельствует о высокой точности предлагаемой методики.

ВЫВОДЫ

Разработана методика динамического расчета спирального компрессора в среде математического моделирования Mathcad, позволяющая оценить геометрию спиралей, а также силы и моменты, возникающие в процессе вращения вала с точностью до 8,8%.

Получены зависимости, позволяющие оценить изменение объемов и давлений в полостях сжатия компрессора в зависимости от угла подрезки спиралей.

Получены зависимости изменения сил и моментов, возникающих при работе компрессора, учитывающие скачок давления, обусловленный объединением полостей.

Достоинствами предлагаемой методики являются: довольно высокая точность, получаемых результатов,

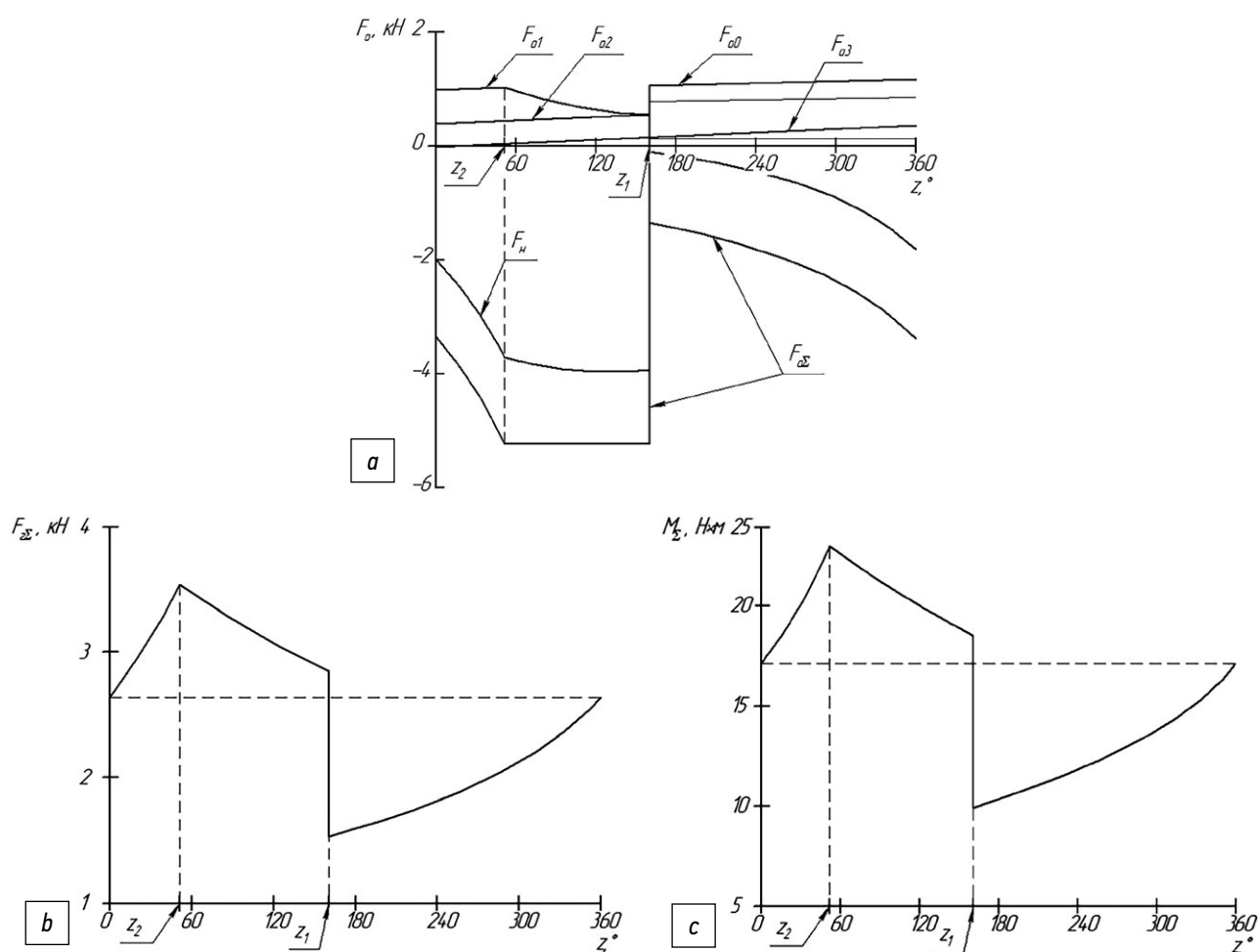


Рис. 5. Осевые силы (а), суммарная газовая сила (b), суммарный момент на валу (c).

Fig. 5. Axial Forces (a), total gas force (b), total shaft torque (c).

а также простота применения для проведения самостоятельных аналогичных расчетов.

К недостаткам можно отнести наличие упрощений и допущений, принятых в расчете, например, не учитываются перетечки газа между спиралями, при расчете давлений газ считается идеальным и т.д.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. Все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов, связанного с подготовкой и публикацией статьи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Patent USA N 10/184,472 2019 / 22.01.2019. Ryu B., Ko Y., Kim B., et al. Scroll compressor and air conditioner including a scroll compressor. [дата обращения: 09.04.2023] Доступ по ссылке: [https://patents.google.com/patent/US10184472B2/en?q=Ryu%2c+B.%2c+Ko%2c+Y.%2c+Kim%2c+B.%2c+Kim%2c+B.%2c+%26+Chung%2c+B.+\(2019\).+U.S.+Patent+Application+No.+10%2f184%2c472](https://patents.google.com/patent/US10184472B2/en?q=Ryu%2c+B.%2c+Ko%2c+Y.%2c+Kim%2c+B.%2c+Kim%2c+B.%2c+%26+Chung%2c+B.+(2019).+U.S.+Patent+Application+No.+10%2f184%2c472)
2. Patent USA N 10/590,931 2020 / 17.03.2020. Park H., Kang S., Lee K., et al. Scroll compressor and air conditioner having the same. [дата обращения: 09.04.2023] Доступ по ссылке: [https://patents.google.com/patent/US10590931B2/en?q=Hansaem%2c+P.+A.+R.+K.%2c+Soojin%2c+K.+A.+N.+G.%2c+Lee%2c+K.%2c+JEONG%2c+H.%2c+%26+Kim%2c+C.+\(2018\).+U.S.+Patent+Application+No.+16%2f016%2c303](https://patents.google.com/patent/US10590931B2/en?q=Hansaem%2c+P.+A.+R.+K.%2c+Soojin%2c+K.+A.+N.+G.%2c+Lee%2c+K.%2c+JEONG%2c+H.%2c+%26+Kim%2c+C.+(2018).+U.S.+Patent+Application+No.+16%2f016%2c303)
3. He S., Guo W., Wai E.W. Northern china heat pump application with the digital heating scroll compressor // International Refrigeration and Air Conditioning Conference. 2006. Дата обращения: 09.04.2023. Режим доступа: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/797>
4. Patent USA N 5/248,244 1993 / 28.09.1993. Ho Y., Barito T.R., Hussein E. et al. Scroll compressor with a thermally responsive bypass valve. [дата обращения: 09.04.2023] Доступ по ссылке: [https://patents.google.com/patent/US5248244A/en?q=Ho%2c+Y.%2c+Barito%2c+T.+R.%2c+Khalifa%2c+H.+E.%2c+%26+Giffune%2c+J.+P.+\(1993\).+U.S.+Patent+No.+5%2c248%2c244](https://patents.google.com/patent/US5248244A/en?q=Ho%2c+Y.%2c+Barito%2c+T.+R.%2c+Khalifa%2c+H.+E.%2c+%26+Giffune%2c+J.+P.+(1993).+U.S.+Patent+No.+5%2c248%2c244)
5. Patent USA N 4/818,195 1988 / 04.04.1989. Murayama A., Uchikawa N., Kuroshima R., et al. Scroll compressor with valved port for each compression chamber. [дата обращения: 09.04.2023] Доступ по ссылке: [https://patents.google.com/patent/US4818195A/en?q=Murayama%2c+A.%2c+Uchikawa%2c+N.%2c+Kuroshima%2c+R.%2c+Kuno%2c+H.%2c+Arata%2c+T.%2c+%26+Shiibayashi%2c+M.+\(1989\).+U.S.+Patent+No.+4%2c818%2c195](https://patents.google.com/patent/US4818195A/en?q=Murayama%2c+A.%2c+Uchikawa%2c+N.%2c+Kuroshima%2c+R.%2c+Kuno%2c+H.%2c+Arata%2c+T.%2c+%26+Shiibayashi%2c+M.+(1989).+U.S.+Patent+No.+4%2c818%2c195)
6. Patent USA N 20/160,123,326 2016 / 05.05.2016 Fogt J.F., Kulkarni S.S. Scroll compressor. [дата обращения: 09.04.2023] Доступ по ссылке: [https://patents.google.com/patent/US20160123326A1/en?q=Fogt%2c+J.+F.%2c+%26+Kulkarni%2c+S.+S.+\(2016\).+U.S.+Patent+Application+No.+14%2f529%2c219](https://patents.google.com/patent/US20160123326A1/en?q=Fogt%2c+J.+F.%2c+%26+Kulkarni%2c+S.+S.+(2016).+U.S.+Patent+Application+No.+14%2f529%2c219)
7. Patent USA N 9,435,340 2016 / 06.09.2016 Doepker R.J., Perevozchikov M.M., Stover R.C. Scroll compressor with variable volume ratio port in orbiting scroll. [дата обращения: 09.04.2023] Доступ по ссылке: [https://patents.google.com/patent/US9435340B2/en?q=Doepker%2c+R.+J.%2c+Perevozchikov%2c+M.+M.%2c+%26+Stover%2c+R.+C.+\(2016\).+U.S.+Patent+No.+9%2c435%2c340.+Washington%2c+DC:+U.S.+Patent+and+Trademark+Office](https://patents.google.com/patent/US9435340B2/en?q=Doepker%2c+R.+J.%2c+Perevozchikov%2c+M.+M.%2c+%26+Stover%2c+R.+C.+(2016).+U.S.+Patent+No.+9%2c435%2c340.+Washington%2c+DC:+U.S.+Patent+and+Trademark+Office)
8. Patent USA N 9/458,847 2016 / 04.10.2016. Ignatiev K.M., Fogt J.F., Akei M. Scroll compressor having biasing system. [дата обращения: 09.04.2023] Доступ по ссылке: [https://patents.google.com/patent/US9458847B2/en?q=Ignatiev%2c+K.+M.%2c+Fogt%2c+J.+F.%2c+%26+Akei%2c+M.+\(2016\).+U.S.+Patent+No.+9%2c458%2c847.+Washington%2c+DC:+U.S.+Patent+and+Trademark+Office](https://patents.google.com/patent/US9458847B2/en?q=Ignatiev%2c+K.+M.%2c+Fogt%2c+J.+F.%2c+%26+Akei%2c+M.+(2016).+U.S.+Patent+No.+9%2c458%2c847.+Washington%2c+DC:+U.S.+Patent+and+Trademark+Office)
9. Patent USA N 9/850,903 2017 / 26.12.2017. Perevozchikov M.M. Capacity modulated scroll compressor. [дата обращения: 09.04.2023] Доступ по ссылке: [https://patents.google.com/patent/US9850903B2/en?q=Perevozchikov%2c+M.+M.+\(2017\).+U.S.+Patent+No.+9%2c850%2c903.+Washington%2c+DC:+U.S.+Patent+and+Trademark+Office](https://patents.google.com/patent/US9850903B2/en?q=Perevozchikov%2c+M.+M.+(2017).+U.S.+Patent+No.+9%2c850%2c903.+Washington%2c+DC:+U.S.+Patent+and+Trademark+Office)
10. Patent USA N 10/563,891 2020 / 18.02.2020. Smerud S.J., Mlsna E.S., Betthausen T.A., et al. Variable displacement scroll compressor. [дата обращения: 09.04.2023] Доступ по ссылке: [https://patents.google.com/patent/US10563891B2/en?q=Smerud%2c+S.+J.%2c+Mlsna%2c+E.+S.%2c+Betthausen%2c+T.+A.%2c+%26+Kimball%2c+A.+P.+\(2018\).+U.S.+Patent+Application+No.+15%2f416%2c925](https://patents.google.com/patent/US10563891B2/en?q=Smerud%2c+S.+J.%2c+Mlsna%2c+E.+S.%2c+Betthausen%2c+T.+A.%2c+%26+Kimball%2c+A.+P.+(2018).+U.S.+Patent+Application+No.+15%2f416%2c925)
11. Patent USA N 10/605,243 2020 / 31.03.2020. Akei M., Doepker R.J., Zhou G., et al. Scroll compressor with oil management system. [дата обращения: 09.04.2023] Доступ по ссылке: [https://patents.google.com/patent/US10605243B2/en?q=Akei%2c+M.%2c+Doepker%2c+R.+J.%2c+Zhou%2c+G.%2c+Sun%2c+Q.%2c+%26+Shu%2c+H.+\(2018\).+U.S.+Patent+Application+No.+16%2f047%2c675](https://patents.google.com/patent/US10605243B2/en?q=Akei%2c+M.%2c+Doepker%2c+R.+J.%2c+Zhou%2c+G.%2c+Sun%2c+Q.%2c+%26+Shu%2c+H.+(2018).+U.S.+Patent+Application+No.+16%2f047%2c675)
12. Hirano T., Hagimoto K., Matsuda S. Study on scroll compressor behavior in case of liquid refrigerant injection // Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers. 2011. Vol. 10, N 2. P. 227–238.
13. Shishov V.V., Talyzin M.S. Improving the energy efficiency of refrigeration plants by decreasing the temperature difference in air-cooled condensers // Thermal Engineering. 2015. Vol. 62, N 9. P. 652–655. doi: 10.1134/S0040601515090098
14. Arkharov A.M., Sychev V.V. Actual energy loss due to entropy generation in low-and high-temperature machines and plants //

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования и подготовке публикации.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contributions. All authors made a substantial contribution to the conceptual development and preparation of this article and read and approved the final version before publication.

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

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

Chemical and Petroleum Engineering. 2006. Vol. 42, N 1–2. P. 31–41. doi: 10.1007/s10556-006-0049-6

15. Arkharov A.M., Leont'ev A.I., Sychev V.V., et al. Problem of cold accumulation as a matter of energy saving and optimization of energy consumption // Chemical and Petroleum Engineering. 2009. Vol. 45, N 9. P. 621–623. doi: 10.1007/s10556-010-9225-9

16. Voronov V.A., Leonov V.P. Testing of a Scroll Expander in Various Modes // Chemical and Petroleum Engineering. 2015. Vol. 51, N 1–2. P. 33–36. doi: 10.1007/s10556-015-9993-3

17. Kolosov M.A., Borisenko A.V., Manylov V.V., et al. Losses of Power in Thermal Engines in Nonequilibrium Regenerative Heat Exchange // Chemical and Petroleum Engineering. 2018. Vol. 54, N 3–4. P. 239–246. doi: 10.1007/s10556-018-0469-0

18. Wang B., Li X., Shi W. A general geometrical model of scroll compressors based on discretional initial angles of involute // International journal of refrigeration. 2005. Vol. 28, N 6. P. 958–966. doi: 10.1016/j.jrefrig.2005.01.015

19. Chen Y., Halm N.P., Groll E.A., et al. Mathematical modeling of scroll compressors—part I: compression process modeling // International Journal of Refrigeration. 2002. Vol. 25, N 6. P. 731–750. doi: 10.1016/S0140-7007(01)00071-8

20. Chen Y., Halm N.P., Braun J.E., et al. Mathematical modeling of scroll compressors—part II: overall scroll compressor modeling // International Journal of Refrigeration. 2002. Vol. 25, N 6. P. 751–764. doi: 10.1016/S0140-7007(01)00072-X

21. Райнов А.А., Бронштейн М.Д., Бурмистров А.В., и др. Аналитический метод расчета сил и моментов в безмасляных спиральных вакуумных насосах и компрессорах // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2014. № 7(652). С. 35–42.

22. Qin F., Shao S., Tian C., et al. Model simplification of scroll compressor with vapor refrigerant injection // International journal of green energy. 2016. Vol. 13, N 8. P. 803–811. doi: 10.1080/15435075.2016.1161626

23. Harrison JN, Koester S, Aihara R, et al. From CAD to 1D: a direct approach to modeling scroll compressors with multi-physics simulation // 24th International Compressor Engineering Conference at Purdue; July 9–12, 2018; West Lafayette. [дата обращения: 09.04.2023] Доступ по ссылке: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2539/>

24. Uchikawa N., Terada H., Arata T. Scroll compressors for air conditioners // Hitachi Rev. 1987. Vol. 36, N 3. P. 155.

25. Косачевский В. А. О моделировании центральной области спирального компрессора // Вестник Международной академии холода. – 2018. – №. 3. – С. 45–52. doi: 10.17586/1606-4313-2018-17-3-45-52

26. Косачевский В.А. Разработка метода расчета и анализ рабочего процесса спиральных компрессоров. дис... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 1998. Режим доступа: <https://search.rsl.ru/ru/record/01000228178>

REFERENCES

1. Patent USA N 10/184,472 2019 / 22.01.2019. Ryu B, Ko Y, Kim B, et al. Scroll compressor and air conditioner including a scroll compressor. Accessed: 09.04.2023. Available from: [https://patents.google.com/patent/US10184472B2/en?q=Ryu%2c+B.%2c+Ko%2c+Y.%2c+Kim%2c+B.%2c+Kim%2c+B.%2c+%26+Chung%2c+B.+\(2019\).+U.S.+Patent+Application+No.+10%2f184%2c472](https://patents.google.com/patent/US10184472B2/en?q=Ryu%2c+B.%2c+Ko%2c+Y.%2c+Kim%2c+B.%2c+Kim%2c+B.%2c+%26+Chung%2c+B.+(2019).+U.S.+Patent+Application+No.+10%2f184%2c472)

2. Patent USA N 10/590,931 2020 / 17.03.2020. Park H, Kang S, Lee K, et al. Scroll compressor and air conditioner having the same. Accessed: 09.04.2023. Available from: [https://patents.google.com/patent/US10590931B2/en?q=Hansaem%2c+P.+A.+R.+K.%2c+Soojin%2c+K.+A.+N.+G.%2c+Lee%2c+K.%2c+JEONG%2c+H.%2c+%26+Kim%2c+C.+\(2018\).+U.S.+Patent+Application+No.+16%2f016%2c303](https://patents.google.com/patent/US10590931B2/en?q=Hansaem%2c+P.+A.+R.+K.%2c+Soojin%2c+K.+A.+N.+G.%2c+Lee%2c+K.%2c+JEONG%2c+H.%2c+%26+Kim%2c+C.+(2018).+U.S.+Patent+Application+No.+16%2f016%2c303)

3. He S, Guo W, Wai EW. Northern china heat pump application with the digital heating scroll compressor. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. 2006. Accessed: 09.04.2023. Available from: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/797>

4. Patent USA N 5/248,244 1993 / 28.09.1993. Ho Y, Barito TR, Hussein E, et al. Scroll compressor with a thermally responsive bypass valve. [дата обращения: 09.04.2023] Доступ по ссылке: [https://patents.google.com/patent/US5248244A/en?q=Ho%2c+Y.%2c+Barito%2c+T.+R.%2c+Khalifa%2c+H.+E.%2c+%26+Giffune%2c+J.+P.+\(1993\).+U.S.+Patent+No.+5%2c248%2c244](https://patents.google.com/patent/US5248244A/en?q=Ho%2c+Y.%2c+Barito%2c+T.+R.%2c+Khalifa%2c+H.+E.%2c+%26+Giffune%2c+J.+P.+(1993).+U.S.+Patent+No.+5%2c248%2c244)

5. Patent USA N 4/818,195 1988 / 04.04.1989. Murayama A, Uchikawa N, Kuroshima R, et al. Scroll compressor with valved port for each compression chamber. Accessed: 09.04.2023. Available from: [https://patents.google.com/patent/US4818195A/en?q=Murayama%2c+A.%2c+Uchikawa%2c+N.%2c+Kuroshima%2c+R.%2c+Kuno%2c+H.%2c+Arata%2c+T.%2c+%26+Shiibayashi%2c+M.+\(1989\).+U.S.+Patent+No.+4%2c818%2c195](https://patents.google.com/patent/US4818195A/en?q=Murayama%2c+A.%2c+Uchikawa%2c+N.%2c+Kuroshima%2c+R.%2c+Kuno%2c+H.%2c+Arata%2c+T.%2c+%26+Shiibayashi%2c+M.+(1989).+U.S.+Patent+No.+4%2c818%2c195)

6. Patent USA N 20/160,123,326 2016 / 05.05.2016 Fogt JF, Kulkarni SS. Scroll compressor. Accessed: 09.04.2023. Available

from: [https://patents.google.com/patent/US20160123326A1/en?q=Fogt%2c+J.+F.%2c+%26+Kulkarni%2c+S.+S.+\(2016\).+U.S.+Patent+Application+No.+14%2f529%2c219](https://patents.google.com/patent/US20160123326A1/en?q=Fogt%2c+J.+F.%2c+%26+Kulkarni%2c+S.+S.+(2016).+U.S.+Patent+Application+No.+14%2f529%2c219)

7. Patent USA N 9,435,340 2016 / 06.09.2016 Doepker RJ, Perevozchikov MM, Stover RC. Scroll compressor with variable volume ratio port in orbiting scroll. Accessed: 09.04.2023. Available from: [https://patents.google.com/patent/US9435340B2/en?q=Doepler%2c+R.+J.%2c+Perevozchikov%2c+M.+M.%2c+%26+Stover%2c+R.+C.+\(2016\).+U.S.+Patent+No.+9%2c435%2c340.+Washington%2c+DC:+U.S.+Patent+and+Trademark+Office](https://patents.google.com/patent/US9435340B2/en?q=Doepler%2c+R.+J.%2c+Perevozchikov%2c+M.+M.%2c+%26+Stover%2c+R.+C.+(2016).+U.S.+Patent+No.+9%2c435%2c340.+Washington%2c+DC:+U.S.+Patent+and+Trademark+Office)

8. Patent USA N 9/458,847 2016 / 04.10.2016. Ignatiev KM, Fogt JF, Akei M. Scroll compressor having biasing system. Accessed: 09.04.2023. Available from: [https://patents.google.com/patent/US9458847B2/en?q=Ignatiev%2c+K.+M.%2c+Fogt%2c+J.+F.%2c+%26+Akei%2c+M.+\(2016\).+U.S.+Patent+No.+9%2c458%2c847.+Washington%2c+DC:+U.S.+Patent+and+Trademark+Office](https://patents.google.com/patent/US9458847B2/en?q=Ignatiev%2c+K.+M.%2c+Fogt%2c+J.+F.%2c+%26+Akei%2c+M.+(2016).+U.S.+Patent+No.+9%2c458%2c847.+Washington%2c+DC:+U.S.+Patent+and+Trademark+Office)

9. Patent USA N 9/850,903 2017 / 26.12.2017. Perevozchikov MM. Capacity modulated scroll compressor. Accessed: 09.04.2023. Available from: [https://patents.google.com/patent/US9850903B2/en?q=Perevozchikov%2c+M.+M.+\(2017\).+U.S.+Patent+No.+9%2c850%2c903.+Washington%2c+DC:+U.S.+Patent+and+Trademark+Office](https://patents.google.com/patent/US9850903B2/en?q=Perevozchikov%2c+M.+M.+(2017).+U.S.+Patent+No.+9%2c850%2c903.+Washington%2c+DC:+U.S.+Patent+and+Trademark+Office)

10. Patent USA N 10/563,891 2020 / 18.02.2020. Smerud SJ, Mlsna ES, Betthausen TA, et al. Variable displacement scroll compressor. Accessed: 09.04.2023. Available from: [https://patents.google.com/patent/US10563891B2/en?q=Smerud%2c+S.+J.%2c+Mlsna%2c+E.+S.%2c+Bethausen%2c+T.+A.%2c+%26+Kimball%2c+A.+P.+\(2018\).+U.S.+Patent+Application+No.+15%2f416%2c925](https://patents.google.com/patent/US10563891B2/en?q=Smerud%2c+S.+J.%2c+Mlsna%2c+E.+S.%2c+Bethausen%2c+T.+A.%2c+%26+Kimball%2c+A.+P.+(2018).+U.S.+Patent+Application+No.+15%2f416%2c925)

11. Patent USA N 10/605,243 2020 / 31.03.2020. Akei M, Doepker RJ, Zhou G, et al. Scroll compressor with oil management system. Accessed: 09.04.2023. Available from: <https://patents.google.com/patent/US10605243B2/en?q=Akei%2c+M.%2c+Doepker%2c+R.+J.>

%2c+Zhou%2c+G.%2c+Sun%2c+Q.%2c+%26+Shu%2c+H.+(2018).+U. S.+Patent+Application+No.+16%2f047%2c675.

12. Hirano T, Hagimoto K, Matsuda S. Study on scroll compressor behavior in case of liquid refrigerant injection. *Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers*. 2011;10(2):227–238.

13. Shishov VV, Talyzin MS. Improving the energy efficiency of refrigeration plants by decreasing the temperature difference in air-cooled condensers. *Thermal Engineering*. 2015;62(9):652–655. doi: 10.1134/S0040601515090098

14. Arkharov AM, Sychev VV. Actual energy loss due to entropy generation in low-and high-temperature machines and plants. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2006;42(1-2):31–41. doi: 10.1007/s10556-006-0049-6

15. Arkharov AM, Leont'ev AI, Sychev VV, et al. Problem of cold accumulation as a matter of energy saving and optimization of energy consumption // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2009;45(9):621–623. doi: 10.1007/s10556-010-9225-9

16. Voronov VA, Leonov VP. Testing of a Scroll Expander in Various Modes // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2015;51(1-2):33–36. doi: 10.1007/s10556-015-9993-3

17. Kolosov MA, Borisenko AV, Manylov VV, et al. Losses of Power in Thermal Engines in Nonequilibrium Regenerative Heat Exchange. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2018;54(3-4):239–246. doi: 10.1007/s10556-018-0469-0

18. Wang B, Li X, Shi W. A general geometrical model of scroll compressors based on discretional initial angles of involute. *International journal of refrigeration*. 2005;28(6):958–966. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.01.015

19. Chen Y, Halm NP, Groll EA, et al. Mathematical modeling of scroll compressors—part I: compression process modelling. *International Journal of Refrigeration*. 2002;25(6):731–750. doi: 10.1016/S0140-7007(01)00071-8

20. Chen Y, Halm NP, Braun JE, et al. Mathematical modeling of scroll compressors—part II: overall scroll compressor modelling. *International Journal of Refrigeration*. 2002;25(6):751–764. doi: 10.1016/S0140-7007(01)00072-X

21. Raikov AA, Bronstein MD, Burmistrov AV, et al. Analytical method for calculating forces and moments in oil-free scroll vacuum pumps and compressors. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*. 2014;7(652):35–42. (In Russ.).

22. Qin F, Shao S, Tian C, et al. Model simplification of scroll compressor with vapor refrigerant injection. *International journal of green energy*. 2016;13(8):803–811. doi: 10.1080/15435075.2016.1161626

23. JN Harrison, S Koester, R Aihara et al. From CAD to 1D: a direct approach to modeling scroll compressors with multi-physics simulation // 24th International Compressor Engineering Conference at Purdue; July 9–12, 2018; West Lafayette. Available from: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=3538&context=icec>

24. Uchikawa N, Terada H, Arata T. Scroll compressors for air conditioners. *Hitachi Rev*. 1987;36(3):155.

25. Kosachevsky VA. About modeling the central region of a scroll compressor. *Vestnik mezhdunarodnoy akademii kholoda*. 2018. № 3. 45–52. (In Russ.). doi: 10.17586/1606-4313-2018-17-3-45-52

26. Kosachevskiy VA. Razrabotka metoda rascheta i analiz rabocheho protsessa spiralnykh kompressorov [dissertation] Saint Petersburg; 1998. (In Russ.).

ОБ АВТОРАХ

* Жаров Антон Андреевич,

канд. техн. наук;

адрес: Российская Федерация, 105005, Москва,

Лефортовская наб., д. 1;

ORCID: 0000-0001-9945-0850;

eLibrary SPIN: 8581-1809;

e-mail: zharov_a@bmstu.ru

Борисенко Артем Витальевич,

канд. техн. наук;

ORCID: 0000-0002-4818-3702;

eLibrary SPIN: 2859-5006;

e-mail: borart@bmstu.ru

Валякина Анна Викторовна,

канд. техн. наук;

ORCID: 0000-0002-7709-1209;

eLibrary SPIN: 7679-2022;

e-mail: valiakina@bmstu.ru

Быковская Вероника Саяровна;

ORCID: 0009-0008-8974-6066;

eLibrary SPIN: 5948-7187;

e-mail: veronika.makhmutova@student.bmstu.ru

* Автор, ответственный за переписку

AUTHORS' INFO

* Anton A. Zharov,

Cand. Sci. (Tech.);

address: 1 Lefortovskaja naberezhnaja, 105005, Moscow,

Russian Federation;

ORCID: 0000-0001-9945-0850;

eLibrary SPIN: 8581-1809;

e-mail: zharov_a@bmstu.ru

Artem V. Borisenko,

Cand. Sci. (Tech.);

ORCID: 0000-0002-4818-3702;

eLibrary SPIN: 2859-5006;

e-mail: borart@bmstu.ru

Anna V. Valiakina,

Cand. Sci. (Tech.);

ORCID: 0000-0002-7709-1209;

eLibrary SPIN: 7679-2022;

e-mail: valiakina@bmstu.ru

Veronika S. Bykovskaya;

ORCID: 0009-0008-8974-6066;

eLibrary SPIN: 5948-7187;

e-mail: veronika.makhmutova@student.bmstu.ru

* Corresponding author

DOI: <https://doi.org/10.17816/R543244>

Усовершенствование конструкции радиального лепесткового подшипника на газовой смазке и разработка соответствующего расчетного программного комплекса

А.В. Касаткин, А.А. Жаров, К.В. Россова, В.С. Николаев

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (научно исследовательский университет), Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование: В связи с увеличением скоростей вращения валов турбомашин, в особенности авиационного и космического назначения, что продиктовано требованиями компактности и снижения массы, встает вопрос обеспечения заданного ресурса подшипников. Для подобных устройств перспективно использовать лепестковые подшипники на газовой смазке (ЛПГС), которые не требуют дополнительных систем, работают на газе рабочего потока турбомашин и обладают хорошими демпфирующими характеристиками. Не смотря на привлекательность конструкций ЛПГС, их расчёт сильно затруднён, так как непосредственную работу воспринимает тонкий слой газа, а не шарики, как в классических подшипниках. Эффективность ЛПГС напрямую зависит от его конструкции и, в частности, от формы лепестков и величиной зазора между валом и лепестком.

Цель работы – создание математической модели работы лепесткового подшипника на газовой смазке, для определения распределения давления по поверхности лепестка и соответствующую компьютерную программу расчета.

Методы: Расчетное моделирование работы радиального ЛПГС с определением давления в слое смазки и соответствующих ему интегральных характеристик в рамках модели Рейнольдса и уравнения для высоты смазочного слоя при ряде допущений.

Результаты: В результате проделанной работы была разработана компьютерная программа, которая позволяет автоматизировать расчет для пространства изменения переменных и функций, скомпоновать единую таблицу и вывод, построить объемную модель для последующего использования её в системах CAD, графиков давления. Расчет каждого варианта происходит быстрее, чем аналогичный расчет в среде MathCAD. Удобство программы состоит в ее блоковой структуре, наглядной установке взаимосвязей между блоками и разнообразным и понятным выводом, подходящим для отчета (построение графиков), для чертежей и визуализации.

Заключение: Разработан специализированный программный комплекс для параметрической оптимизации газодинамических характеристик ЛПГС. Разработанный инструмент позволяет не только рассчитать несколько случаев, но и помочь выбрать оптимальную форму зазора, на основе ряда предложенных критериев. Помимо всего прочего, расчет позволяет определить вариации в другом режиме работы установки, использование другого вещества, при других габаритных размерах и выбрать именно тот оптимум, что подойдет конкретной установке. Более того, стало возможным расширение границ применимости лепестковых подшипников, например, на низких оборотах или больших диаметрах.

Ключевые слова: лепестковые подшипники на газовой смазке; газовая смазка; газодинамические подшипники; расчет лепестковых подшипников.

Как цитировать:

Касаткин А.В., Жаров А.А., Россова К.В., Николаев В.С. Усовершенствование конструкции радиального лепесткового подшипника на газовой смазке и разработка соответствующего расчетного программного комплекса // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 2. С. 95–102. DOI: <https://doi.org/10.17816/R543244>

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF543244>

Improvement of the design of radial lobe bearing on gas lubrication and development of the corresponding calculation software system

Alexey V. Kasatkin, Anton A. Zharov, Ksenia V. Rossova, Vitaly S. Nikolaev

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: With the increase in rotation speeds of turbomachinery shafts, particularly for aviation and space applications due to the requirements for compactness and mass reduction, the issue of bearing life becomes relevant. For such devices, it is promising to use gas lubricated petal bearings (GLPB), which do not require additional systems and operate on the gas of the turbomachine working flow with excellent damping characteristics. Despite the attractiveness of GLPB designs, they are difficult to calculate because the direct work is performed by a thin layer of gas instead of balls, as in classical bearings. The efficiency of a GLPB depends directly on its design, especially the shape of the lobes and the amount of clearance between the shaft and the lobe.

AIM: To develop a mathematical model of the operation of a gas lubricated lobe bearing to determine the pressure distribution across the lobe surface and the corresponding computer program for calculations.

METHODS: Computational modeling of radial GLPB operation is accomplished with the determination of pressure in the lubrication layer. Moreover, its corresponding integral characteristics within the Reynolds model and the equation for the height of the lubrication layer under several assumptions are determined.

RESULTS: In this research, a computer program has been developed that allows for automated calculation of the space of change of variables and functions, the layout of a single table and output, construction of a volumetric model for its subsequent use in CAD systems, and generation of pressure graphs. Herein, the calculation of each variant is faster than similar calculations in the MathCAD environment. The same convenience consists of the block structure of the program, the visual setting of interrelations between blocks, and various and understandable outputs, suitable for both the report (construction of graphs) and drawings and visualization.

CONCLUSION: A specialized software package for parametric optimization of gas dynamic characteristics of GLPB has been developed. The developed tool permits the calculation of several cases and facilitates the selection of the optimal gap shape based on numerous proposed criteria. Among other things, the calculation allows us to see the variations in a different operating mode of the plant, use of a different substance with different dimensions, and choose the optimum that will suit a particular plant. Moreover, it is possible to expand the limits of applicability of petal bearings, such as at low speeds or large diameters.

Keywords: gas lubricated petal bearings; gas lubrication; gas dynamic characteristics; calculation of petal bearings.

To cite this article:

Kasatkin AV, Zharov AA, Rossova KV, Nikolaev VS Improvement of the design of radial lobe bearing on gas lubrication and development of the corresponding calculation software system. *Refrigeration Technology*. 2021;110(2):95–102. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF543244>

ВВЕДЕНИЕ

В связи с увеличением скоростей вращения валов турбомашин в особенности авиационного и космического назначения [1], что продиктовано требованиями по компактности и снижению массы, встает вопрос обеспечения заданного ресурса подшипников. В настоящее время применяют подшипники следующих видов: шариковые [2, 3], электромагнитные [4, 5] и газовые. В свою очередь газовые подшипники подразделяются на газостатические [6–15] и газодинамические [16–19].

Причем, электромагнитные опоры требуют внешнего источника электропитания и собственной системы управления, газостатические требуют источников надува, что усложняет турбомушину. В этой ситуации лепестковые подшипники на газовой смазке (ЛПГС) [20] не требуют дополнительных систем, работают на газе рабочего потока турбомшины и обладают хорошими демпфирующими характеристиками.

Опишем основные преимущества ЛПГС перед классическими шариковыми подшипниками:

- возможны скорости, недостижимые для классических подшипников, до 360 000 об/мин;
- массо-габаритные характеристики существенно ниже при аналогичных центробежных усилиях;
- время непрерывной работы существенно выше;
- низкий коэффициент трения;
- хорошая демпфирующая способность;
- нет необходимости в масляной смазке;
- относительно невысокая стоимость;
- ниже уровень звуковой мощности.

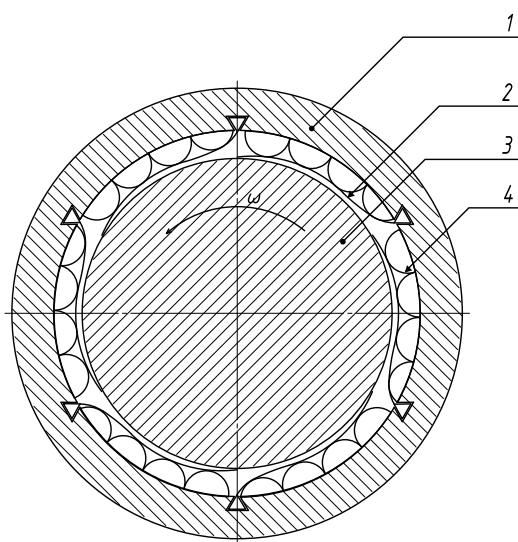


Рис. 1. Схема конструкции лепесткового подшипника на газовой смазке. 1 – статор; 2 – лепестки; 3 – вал; 4 – гофрированный элемент.

Fig. 1. Design diagram of a gas lubricated lobe bearing. 1 – stator; 2 – lobes; 3 – shaft; 4 – corrugated element.

Общая конструкция данных подшипников очень проста и приведена на рисунке 1.

Не смотря на привлекательность конструкции ЛПГС, их расчёт сильно затруднён, так как непосредственную работу производит тонкий слой газа, а не шарики, как в классических подшипниках. Эффективность ЛПГС напрямую зависит от его конструкции и, в частности, от формы лепестков и величины зазора между валом и лепестком.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы – создание математической модели работы лепесткового подшипника на газовой смазке, для определения распределения давления по поверхности лепестка. Форму зазора между лепестком и ротором будем задавать произвольной функцией с параметрами. Исходя из полученного распределения давления, можно будет судить об эффективности данной формы. Для того, чтобы отсортировать полученные результаты и вычлени наиболее подходящие, необходимо разработать систему критериев оценки.

МЕТОДЫ

Для Расчёта давления в слое смазки и соответствующих ему интегральных характеристик радиального ЛПГС приведены в рамках модели Рейнольдса (частном случае уравнений Навье–Стокса – уравнений движения потоков сжимаемого вязкого газа в тонком слое при малых числах Рейнольдса совместно с уравнением неразрывности) и уравнения для высоты смазочного слоя при следующих допущениях:

- режим течения газа по рабочему зазору ламинарный и силами инерции можно пренебречь;
- режим течения газа по рабочему зазору изотермический;
- течение газа стационарное;
- шероховатость рабочих поверхностей мала и не влияет на течение газа в рабочем зазоре;
- течение газовой смазки принимается сплошным;
- вязкость смазки сохраняет свое неизменное значение во всей области течения, а также по высоте зазора;
- жесткость гофрированной ленты равномерно распределена и постоянна по всей поверхности подшипника и не зависит от суммы деформаций гофров;
- лепесток не деформируется относительно гофров, т.е. не прогибается во впадины между гофрами, но повторяет их деформацию;
- прогиб гофра под действием силы зависит только от локального эффекта, т.е. от силы, действующей непосредственно в данной конкретной точке.

Возьмём уравнение Рейнольдса в следующем виде:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}^3 \bar{p} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \frac{r^2}{L^2} \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{h}^3 \bar{p} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right) = \Lambda \frac{\partial \bar{p} h}{\partial \theta} \quad (1)$$

где p – давление газа, h – высота зазора, z – координата вдоль продольной оси ротора, θ – угловая координата, Λ – параметр сжимаемости [21].

Уравнение (1) решается методом установления согласно работе [21].

На рис. 2 синим цветом изображена рабочая область лепестка подшипника.

В силу того, что исходные условия, такие как, давление, частота оборотов, все время разные, то невозможно определить универсальную оптимальную форму зазора лепестка. Например, построим графики давления при изменении скорости вращения ротора с разными геометрическими параметрами лепестков:

$$\ln(x + 1.1)a + b \quad (2)$$

Для $a=0.7$, $b \approx 0.52$, графики давления по центральному сечению лепестка представлены на рис. 3. Максимальная эпюра соответствует скорости вращения вала 32000 об/мин. Можно увидеть тенденцию смещения экстремума функции вправо, а значит при увеличении скоростей конец лепестка перестанет удерживать вал. Кроме того, несмотря на то, что растет величина максимального давления газа под лепестком, увеличивается неравномерность давления по длине лепестка, т.е. пик давления становится более ярко выраженным, а значит биения вала в подшипнике возрастают, что так же нежелательно.

Как следствие, для каждого начальных условий могут отличаться не только оптимальные параметры функций, но и вид самих функций, а значит необходимо проверять различные функции каждый раз при проектировании.

Для сравнения и сортировки полученных вариантов необходимо ввести критерии оценки:

Критерий максимума – чем выше максимальное давление, тем лучше. $K_{max} = p_{max}$.

Критерий минимума – чем ниже по модулю минимальное давление, тем лучше (в хорошем случае это значение соответствует единице, т.е. безразмерная величина давления $p=1$). $K_{min} = p_{min}$.

Интегральный критерий – определяет общий объем под графиком, который должен быть максимальным.

$$K_{int} = \int_{\Omega} p dS$$

Критерий наклона – показывает самый резкий наклон присутствующий на графике, и его необходимо

выбрать наименьшим. $K_{накл} = \max \left(\frac{dp}{d\theta} \right)$.

С учетом вышесказанного, была разработана программа, скриншот работы которой изображен на рис. 4. В разработанной программе существует возможность автоматизированного расчета для пространства изменения переменных и функций, компоновки единой таблицы и вывода, построения объемной модели для последующего использования её в системах CAD, графиков давления. Расчет каждого варианта происходит быстрее, чем аналогичный расчет в среде MathCAD, так как расчеты ведутся на более низком и понятном компьютеру уровне. Множественность расчетов и удобство использования

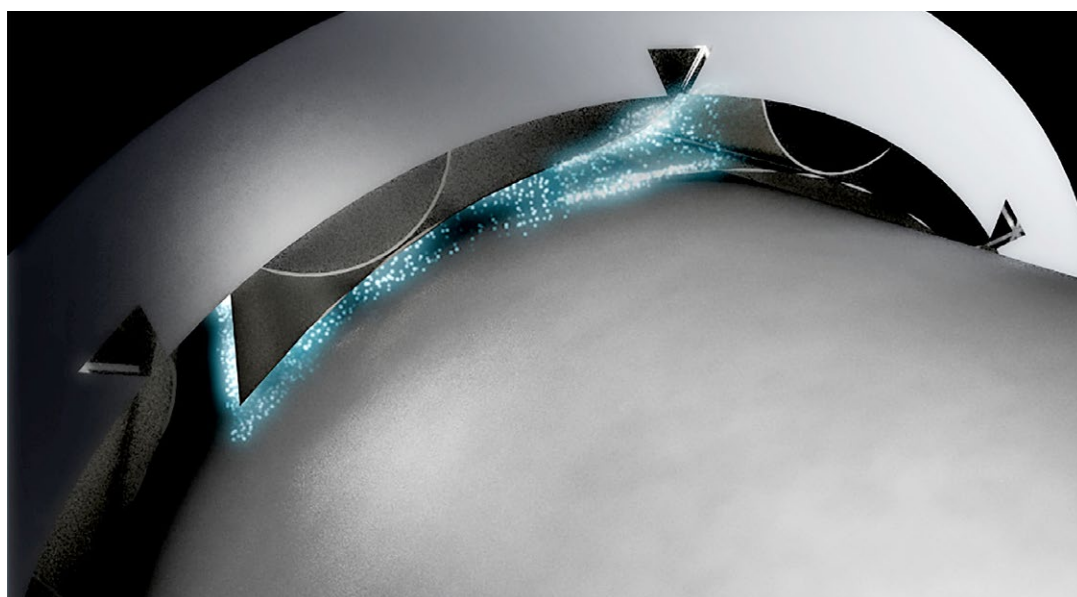


Рис. 2. Визуализация работы подшипника.

Fig. 2. Visualization of bearing operation.

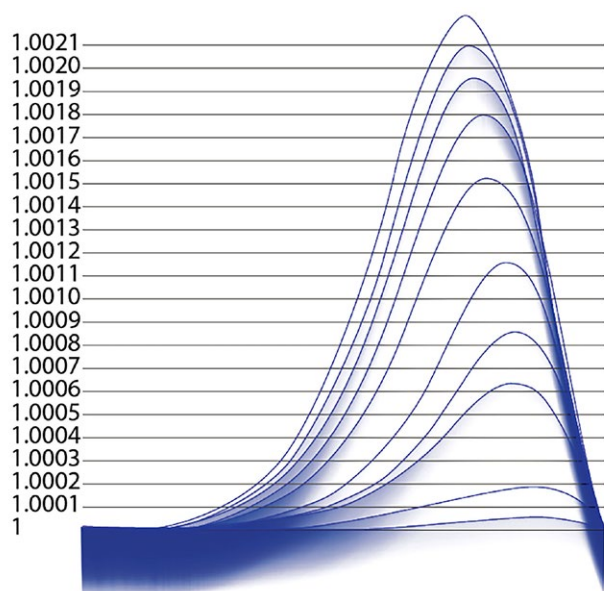


Рис. 3. Распределение избыточного давления газа по поверхности лепестка при изменении скорости вращения ротора. Форма зазора выражается логарифмической функцией. По горизонтальной оси дана координата θ (угловая длина лепестка), а по вертикальной оси дана координата p (безразмерная величина давления).

Fig. 3. Distribution of excess gas pressure over the lobe surface when rotor rotation speed is changing. The shape of the clearance is expressed as a logarithmic function. The coordinate θ (the angular length of the lobe) is given on the horizontal axis, and the coordinate p is given on the vertical axis (dimensionless value of pressure).

результатов ускоряют расчет во много раз, относительно расчета в среде MathCAD. Удобство разработанной программы состоит в ее блоковой структуре, наглядной установке взаимосвязей между блоками и разнообразным и понятным выводом, подходящим для отчета (построение графиков), для чертежей и визуализации.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Оценив полученные результаты, можно уверенно сделать вывод по первичной оценке перспективности функции зазора лепестка:

- функция должна быть непрерывно убывающей на всей длине лепестка;
- функция должна быть максимально гладкой, однако прямая – не является лучшим вариантом.

Заметим, что критерий минимума ≈ 1 в пределах расчётной погрешности. Однако, критерий максимума не зависит на прямую от интегрального критерия. Таким образом экстремум максимума распределения давления от функции зазора $-3 \sin(x \cdot 1.57)$ будет выше, чем у функции $-2x$, интегральный критерий которой – максимальный.

Если сравнить данные функции зазора по критерию наклона и обнаружим, что для линейной функции зазора, давление распределено более плавно.

Подберем для частного случая [8 лепестков, частота вращения вала 31000 об/мин, давление в 2 бар

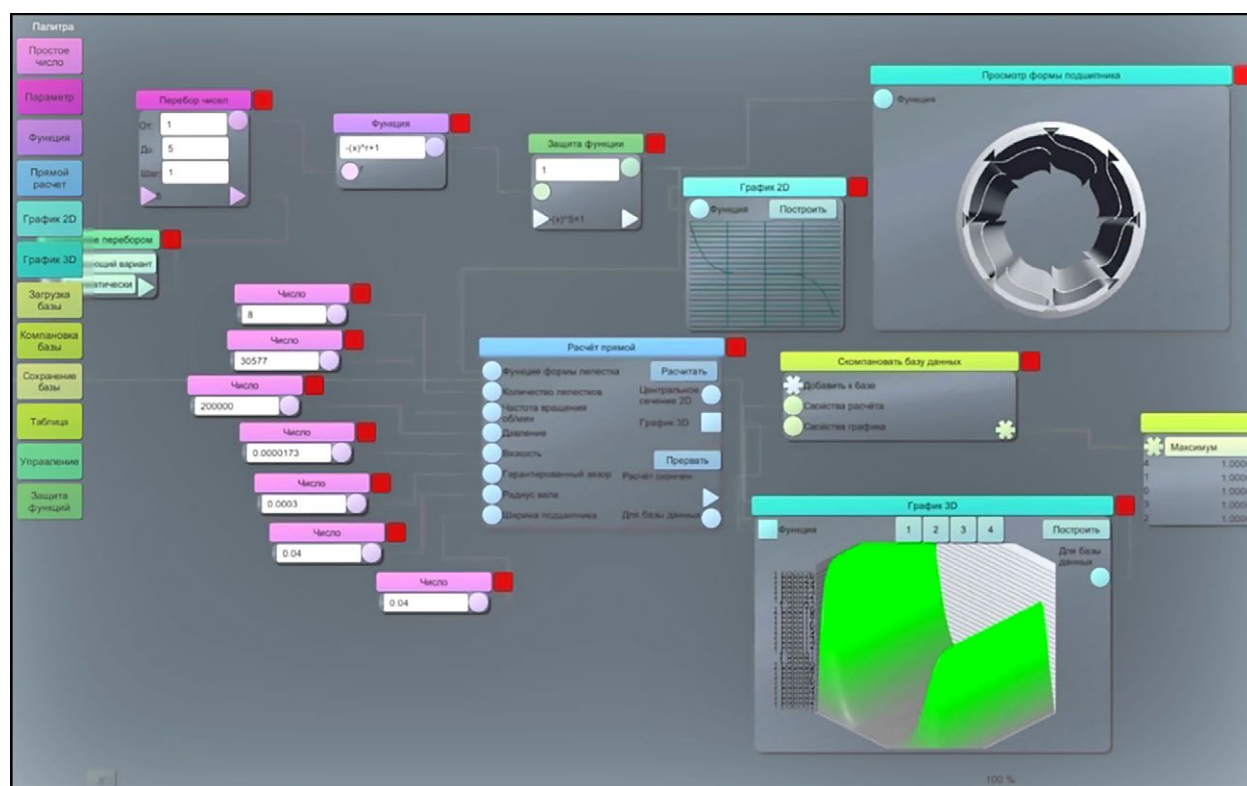


Рис. 4. Скриншот работы программы.

Fig. 4. Screenshot of the program operation.

(абсолютное), вязкость равна $17.3 \cdot 10^{-6}$ Па·с, гарантированный зазор в 0.2 мм, радиус вала 40 мм, ширина подшипника 40 мм] наиболее оптимальный вариант. С помощью данной программы не составило труда обнаружить функцию, дающую максимально эффективный результат. В данном случае этой функцией является:

$$-1.29 \ln \left(\tan \left(\frac{x+1.5}{2} \right) \right) + C, \text{ где } C - \text{параметр,}$$

приравнивающий минимум данной функции к 0. При чем безразмерное среднее значение избыточного давления составит 0.0012 (чтобы образмерить, необходимо домножить на рабочее давление). При изменении первого параметра функции на 1%, изменение результата составит 10 процентов: так для функции

$$-1.28 \ln \left(\tan \left(\frac{x+1.5}{2} \right) \right) + C, \text{ среднее избыточное дав-}$$

ление соответствует 0.00112. Таким образом можно наблюдать важность каждого коэффициента функции зазора лепестка.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработан специализированный программный комплекс для параметрической оптимизации газодинамических характеристик ЛПГС.

Разработанный инструмент позволяет не только рассчитывать несколько случаев, но и помочь выбрать оптимальную форму зазора, на основе ряда предложенных критериев.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Bardagi T., Dravet A., Doussinault M. inventor; Safran Aircraft Engines SAS, assignee. Turbomachine nozzle with noise reduction. United States patent US 6935098. 2005 Aug 30. Дата обращения: 10.07.2023. Доступ по ссылке: <https://patentimages.storage.googleapis.com/92/ff/21/d8dc058507f902/US6935098.pdf>
2. Lieblein J., Zelen M. Statistical investigation of the fatigue life of deep-groove ball bearings // Journal of research of the national bureau of standards. Vol. 57, N 5. P. 273–316. Дата обращения: 10.07.2023. Доступ по ссылке: <https://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/jres/057/5/V57.N05.A04.pdf>
3. Jones A.B. A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions // J. Basic Eng. 1960. Vol. 82, N 2. P. 309–320. doi: 10.1115/1.3662587
4. Bornstein K.R. Dynamic load capabilities of active electromagnetic bearings // J. Tribol. 1991. Vol. 113, N 3. P. 598–603. doi: 10.1115/1.2920665
5. Grob D., Pradetto J.C., Dessibourg D. inventor; MAN Energy Solutions SE, assignee. Cooling system for electromagnetic bearings of a turbocompressor. United States patent US 6464469. Patent and Trademark Office. Дата обращения: 10.07.2023. Доступ по ссылке: <https://patentimages.storage.googleapis.com/c3/e2/75/2e118a4cd1aa63/US6464469.pdf>

Помимо всего прочего, расчет позволяет увидеть вариации в другом режиме работы установки, использование другого вещества, при других габаритных размерах и выбрать именно тот оптимум, что подойдет конкретной установке. Более того, стало возможным расширение границ применимости лепестковых подшипников, например, на низких оборотах или больших диаметрах.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. Все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов, связанного с подготовкой и публикацией статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования и подготовке публикации.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contributions. All authors made a substantial contribution to the conceptual development and preparation of this article and read and approved the final version before publication.

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

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

6. Gribinichenko M.V., Kurenskiy A.V., Kutsenko N.V. Hybrid foil bearing with gas lubrication // Russian Engineering Research. Vol.36, N 3. P. 198–200.
7. Бесчастных В.Н., Равикович Ю.А. Газовый подшипник тяжелого ротора газотурбинных двигателей. Опыт разработки и перспективы внедрения // Вестник МАИ. 2010. Т. 17, № 3. С. 91–98.
8. Бесчастных В.Н., Равикович Ю.А., Соколов А.Н. Определение статической грузоподъемности сегментного газостатического подшипника // Вестник МАИ. 2009. Т. 16, № 1. С. 84–94.
9. Булат П.В., Усков В.Н. Об исследовании колебательного движения газоподвешенного ротора турбохолодильных машин и детандеров. Часть I. Постановка задачи // Вестник Международной академии холода. 2012. № 3. С. 3–7.
10. Булат П.В., Усков В.Н. Об исследовании колебательного движения газоподвешенного ротора турбохолодильных машин и детандеров. Часть II. Колебания давления в системе питающих форсунок при сверхкритическом режиме // Вестник Международной академии холода. 2012. № 1. С. 57–60.
11. Булат П.В., Засухин О.Н., Продан Н.В. Особенности применения моделей турбулентности при расчете течений в сверхзвуковых трактах перспективных реактивных двигателей // Двигатель. 2012. № 1(79). С. 20–23.

12. Булат П.В., Смирнова О.С., Продан Н.В. Применение управляемых газо- и гидростатических подшипников в турбонасосных агрегатах комбинированных ЖРД // *Фундаментальные исследования*. 2013. № 4(2). С. 335–339.
13. Dellacorte C., Lukaszewicz V., Valco M.J., et al. Performance and Durability of High Temperature Foil Air Bearings for Oil-Free Turbomachinery // *Tribology Transactions*. 2000. Vol. 43, N 4. P. 774–780. doi: 10.1080/10402000008982407
14. Grassam N.S., Powell J.W. *Micro Turbine Developments Ltd*. London: Butterworths, 1964.
15. Листопадов И. В., Шершнева Б. Б. Моделирование сегментного газового подшипника // *ANSYS Solutions*. Русская редакция. Зима. 2006. С. 43–45.
16. Hisabe Y., Osada N., Ohtani T., et al. inventor; Ebara Corp, assignee. Gas dynamic bearing for spindle motor. United States patent US 1991 Mar. 5.
17. Lund J.W. Calculation of stiffness and damping properties of gas bearings // *Journal of Lubrication Technology*. 1968. Vol. 90, N 4. P. 793–803. Дата обращения: 10.07.2023. Доступ по ссы-

лке: <https://patentimages.storage.googleapis.com/7e/7d/20/a266d602466c6a/US4998033.pdf>

18. Pan C.H.T., Sternlicht B. On the translatory whirl motion of a vertical rotor in plain cylindrical gas-dynamic journal bearings // *J. Basic Eng.* 1962. Vol. 84, N 1. P. 152–158. doi: 10.1115/1.3657237
19. Yamazaki M. inventor; Toshiba Corp, assignee. Dynamic pressure air bearing. United States patent US 4797009. Дата обращения: 10.07.2023. Доступ по ссылке: <https://patentimages.storage.googleapis.com/a6/9c/02/640df9efbf5884/US4797009.pdf>
20. Bruckner R.J., DellaCorte C., Prahla J.M. Analytic modeling of the hydrodynamic, thermal, and structural behavior of foil thrust bearings. NTRS – NASA Technical Reports Server, 2005. Дата обращения: 10.07.2023. Доступ по ссылке: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/20050203843/downloads/20050203843.pdf>
21. Звонарев П.Н. Разработка метода расчета радиальных упругогазодинамических подшипников с предварительно напругенными лепестками для малых турбомашин низкотемпературных установок: дис. д-ра. техн. наук. М., 2005.

REFERENCES

1. Bardagi T, Dravet A, Doussinault M. inventor; Safran Aircraft Engines SAS, assignee. *Turbomachine nozzle with noise reduction*. United States patent US 6935098. 2005 Aug 30. Accessed: 10.07.2023. Available from: <https://patentimages.storage.googleapis.com/92/ff/21/d8dc058507f902/US6935098.pdf>
2. Lieblein J, Zelen M. Statistical investigation of the fatigue life of deep-groove ball bearings. *Journal of research of the national bureau of standards*. 1956;57(5):273–316. Accessed: 10.07.2023. Available from: <https://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/jres/057/5/V57.N05.A04.pdf>
3. Jones AB. A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions. *J. Basic Eng.* 1960;82(2):309–320. doi: 10.1115/1.3662587
4. Bornstein KR. Dynamic load capabilities of active electromagnetic bearings. *J. Tribol.* 1991;113(3):598–603. doi: 10.1115/1.2920665
5. Grob D, Pradetto JC, Dessibourg D. inventor; MAN Energy Solutions SE, assignee. *Cooling system for electromagnetic bearings of a turbocompressor*. United States patent US 6464469. Patent and Trademark Office. Accessed: 10.07.2023. Available from: <https://patentimages.storage.googleapis.com/c3/e2/75/2e118a4cd1aa63/US6464469.pdf>
6. Gribinichenko MV, Kurenskii AV, Kutsenko NV. Hybrid foil bearing with gas lubrication. *Russian Engineering Research*. 2016;36(3):198–200.
7. Beschastnykh VN, Ravikovich YuA. Gas bearing of a heavy rotor of gas turbine engines. Development experience and implementation prospects. *Vestnik MAI*. 2010;17(3):91–98. (In Russ).
8. Beschastnykh VN, Ravikovich YuA, Sokolov AN. Determination of the static load rating of a segmental gas-static bearing. *Vestnik MAI*. 2009;16(1):84–94. (In Russ).
9. Bulat PV, Uskov VN. On the study of the oscillatory motion of the gas-suspended rotor of turbo-refrigeration machines and expanders. Part I. Problem statement. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda*. 2012;3:3–7. (In Russ).
10. Bulat PV, Uskov VN. On the study of the oscillatory motion of the gas-suspended rotor of turbo-refrigeration machines and expanders. Part II. Pressure fluctuations in the system of supply nozzles in supercritical mode. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda*. 2012;1:57–60. (In Russ).
11. Bulat PV, Zasukhin ON, Prodan NV. Peculiarities of application of turbulence models in the calculation of flows in supersonic paths of advanced jet engines. *Dvigatel*. 2012;1(79):20–23. (In Russ).
12. Bulat PV, Smirnova OS, Prodan NV. Application of controlled gas- and hydrostatic bearings in turbopump units of combined rocket engines. *Fundamentalnye issledovaniya*. 2013;4(2):335–339. (In Russ).
13. Dellacorte C, Lukaszewicz V, Valco MJ, et al. Performance and Durability of High Temperature Foil Air Bearings for Oil-Free Turbomachinery. *Tribol. Trans.* 2000;43(4):774–780. doi: 10.1080/10402000008982407
14. Grassam NS, Powell JW. *Micro Turbine Developments Ltd*. London: Butterworths; 1964.
15. Listopadov IV, Shershnev BB. Modeling a segmented gas bearing. *ANSYS Solutions*. Russkaya redaktsiya. Zima. 2006:43–45. (In Russ).
16. Hisabe Y, Osada N, Ohtani T, et al. inventor; Ebara Corp, assignee. *Gas dynamic bearing for spindle motor*. United States patent US 4998033. 1991 Mar. 5. Accessed: 10.07.2023. Available from: <https://patentimages.storage.googleapis.com/7e/7d/20/a266d602466c6a/US4998033.pdf>
17. Lund JW. Calculation of stiffness and damping properties of gas bearings. *J. Lubr. Tech.* 1968;90(4):793–803. Accessed: 10.07.2023. Available from: <https://patentimages.storage.googleapis.com/7e/7d/20/a266d602466c6a/US4998033.pdf>
18. Pan CHT, Sternlicht B. On the translatory whirl motion of a vertical rotor in plain cylindrical gas-dynamic journal bearings. *J. Basic Eng.* 1962;84(1):152–158. doi: 10.1115/1.3657237
19. Yamazaki M, inventor; Toshiba Corp, assignee. *Dynamic pressure air bearing*. United States patent US 4797009. Accessed: 10.07.2023. Available from: <https://patentimages.storage.googleapis.com/a6/9c/02/640df9efbf5884/US4797009.pdf>

20. Bruckner RJ, DellaCorte C, Prah J. Analytic modeling of the hydrodynamic, thermal, and structural behavior of foil thrust bearings. NTRS - NASA Technical Reports Server; 2005. Accessed: 10.07.2023. Available from: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/20050203843/downloads/20050203843.pdf>

21. Zvonarev PN. Razrabotka metoda rascheta radialnykh uprugogazodinamicheskikh podshipnikov s predvaritelno napryazhennymi lepestkami dlya malykh turbomashin nizkotemperaturnykh ustanovok [dissertation] Moscow; 2005. (In Russ).

ОБ АВТОРАХ

*** Касаткин Алексей Васильевич;**

адрес: Российская Федерация, 105005, Москва,
Лефортовская наб., д. 1;
ORCID: 0009-0004-1114-9908;
e-mail: alexfr93@yandex.ru

Жаров Антон Андреевич,

канд. техн. наук;
ORCID: 0000-0001-9945-0850;
eLibrary SPIN: 8581-1809;
e-mail: zharov_a@bmstu.ru

Россова Ксения Владимировна;

e-mail: ksen.rossova2011@yandex.ru

Николаев Виталий Станиславович;

ORCID: 0000-0002-5360-9368;
eLibrary SPIN: 5847-3632;
e-mail: vs.nikolaev.bmstu@gmail.com

* Автор, ответственный за переписку

AUTHORS' INFO

*** Alexey V. Kasatkin;**

address: 1 Lefortovskaya naberezhnaya, 105005 Moscow, Russian Federation;
ORCID: 0009-0004-1114-9908;
e-mail: alexfr93@yandex.ru

Anton A. Zharov,

Cand. Sci. (Tech.);
ORCID: 0000-0001-9945-0850;
eLibrary SPIN: 8581-1809;
e-mail: zharov_a@bmstu.ru

Ksenia V. Rossova;

e-mail: ksen.rossova2011@yandex.ru

Vitaly S. Nikolaev;

ORCID: 0000-0002-5360-9368;
eLibrary SPIN: 5847-3632;
e-mail: vs.nikolaev.bmstu@gmail.com

* Corresponding author

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF322837>

Система электрогенерации на спутнике Сатурна Титане, использующая геотермальную энергию

В.А. Воронов, А.А. Жаров, К.А. Аpsит

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (научно-исследовательский университет), Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование. В связи с тем, что спутник Сатурна Титан представляет особый интерес для исследования, для планирования будущих миссий необходимо рассмотреть вопрос выработки электроэнергии на поверхности этого спутника. В статье показано, что одним из наиболее перспективных методов получения электроэнергии в данном случае является использование геотермальных источников.

Цель работы – поиск наилучшего способа использования геотермальной энергии на спутнике Сатурна Титане.

Методы. Для достижения поставленной цели были рассмотрены энергетические установки, работающие по следующим циклам: докритический цикла Ренкина, закритический цикла Ренкина, двухкаскадный цикла Ренкина, цикл Брайтона. В качестве возможных рабочих тел в указанных циклах рассматривались, предпочтительно, те, которые содержатся в атмосфере спутника для уменьшения количества доставляемых с Земли материалов. Были рассчитаны значения КПД силового цикла для различных рабочих тел, значений перегрева пара перед турбиной и давлений. Произведено сравнение максимально возможного КПД для каждого цикла при прочих равных условиях.

Результаты. В целом, расчёт показал, что все рассматриваемые циклы работоспособны при заданных условиях. Один из основных результатов, полученных в ходе исследования, – простой докритический цикл Ренкина обладает наибольшим КПД в данных условиях (в качестве рабочего тела используется метан).

Ключевые слова: цикл Ренкина; цикл Брайтона; органический цикл Ренкина; геотермальная энергия.

Как цитировать:

Воронов В.А., Жаров А.А., Аpsит К.А. Система электрогенерации на спутнике Сатурна Титане, использующая геотермальную энергию // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 2. С. 103–112. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF322837>

DOI: <https://doi.org/10.17816/Rf322837>

Power generation system on Saturn's Titan moon using geothermal energy

Vladimir A. Voronov, Anton A. Zharov, Konstantin A. Apsit

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: Because Saturn's satellite, Titan, is of particular research interest with respect to planning future missions, considering the issue of power generation on the surface of Titan is necessary. This study shows that the use of geothermal sources is one of the most promising methods of generating electricity on Titan.

AIM: The purpose of the study is to explore the best way to utilize geothermal energy from the surface of Titan.

METHODS: Therefore, energy installations operating according to the precritical Rankine, postcritical Rankine, two-cascade Rankine, and Brighton cycles were investigated in this study. The selection of working fluids for these cycles would be based on the fluids present in the atmosphere of Titan to reduce the amount of materials transported from Earth. The power cycle efficiencies for different working fluids, degree of preturbine steam superheating, and pressures were calculated to enable the comparison of the maximum possible efficiency for each cycle under conditions equivalent to those on Titan.

RESULTS: In general, the calculations herein revealed that all cycles under consideration are feasible under the given conditions. Notably, a simple precritical Rankine cycle with methane as the working fluid exhibits the highest efficiency under the given conditions.

Keywords: Rankine cycle; Brayton cycle; organic Rankine cycle (ORC); geothermal energy.

To cite this article:

Voronov VA, Zharov AA, Apsit KA. Power generation system on Saturn's Titan moon using geothermal energy. *Refrigeration Technology*. 2021;110(2): 103–112. DOI: <https://doi.org/10.17816/Rf322837>

Received: 12.04.2023

Accepted: 08.07.2023

Published online: 23.08.2023

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время проводится активное обсуждение и планирование создания баз для пребывания людей на планетах и спутниках солнечной системы. Например, имитации экспедиций, проводимые Роскосмосом Марс-500, Луна-2015.

Спутник Сатурна Титан представляет особый интерес для изучения и возможной колонизации. Во-первых, его атмосфера также, как и земная, состоит по большей части из азота (~95%), и имеет близкое к земной давление ~ 150 кПа [1, 2]. Во-вторых, обилие воды и органических веществ на поверхности позволит полезно их использовать для получения кислорода и высокомолекулярных соединений [3]. В-третьих, относительно низкое ускорение свободного падения у поверхности ($1,352 \text{ м/с}^2$) даст возможность без особых затруднений запускать космические аппараты с поверхности спутника. В-четвёртых, Титан является геологически активным, что открывает перспективы для использования геотермальной энергии. Таким образом, условия для жизнедеятельности человека, несмотря на крайне низкую температуру у поверхности (~97 К), являются наиболее благоприятными среди тел Солнечной системы, исключая Землю.

Одной из существенных проблем создания базы на Титане является получение электроэнергии. Наиболее простой способ – применение фотоэлектрических преобразователей для использования солнечной энергии. Однако, если рассматривать солнечную постоянную (максимальная мощность солнечного излучения на 1 м^2), то можно увидеть, что на орбите Сатурна она составляет 15 Вт/м^2 , в то время, как на земной орбите её величина – 1353 Вт/м^2 . Таким образом, Титан получает лишь 1,1% мощности солнечного излучения от земной, что исключает применение данного источника энергии [4].

Другим источником энергии, который можно использовать на Титане, является энергия ветра. Однако, по данным миссии «Кассини-Гюйгенс», скорость ветра на поверхности невелика и составляет ~ 0,3 м/с,

что, учитывая низкую компактность ветряных электростанций, ставит под сомнение перспективность данного метода [5].

Безусловно, использование атомной энергии, например, с помощью РИТЭГов (радиоизотопный термоэлектрический генератор), может являться решением проблемы. Однако, данный подход также имеет ряд недостатков: необходимость проведения хранения, перезагрузки, утилизации ядерного топлива и связанная с этим опасность для людей [6–8].

В связи со сложностью и дороговизной доставки оборудования на столь удаленные от Земли расстояния, стоит рассмотреть возможность применения местных материалов для энергоустановок [9]. Состав атмосферы и почвы Титана изучен, что позволяет использовать различные вещества при проектировании необходимого оборудования [10, 11]. Для решения задачи построения силового цикла криовулканы принимаются кипящей средой с температурой 234 К, а атмосфера – газовой средой с температурой 100 К.

Исходя из состава атмосферы, приведённого в таблице 1, и озёр [12, 13] на располагаемых ресурсах геотермальной энергии целесообразно применение 3 видов термодинамических циклов:

1. Газовый цикл Брайтона.
2. Докритический цикл Ренкина.
3. Закритический цикл Ренкина.

ВЫБОР РАБОЧИХ ВЕЩЕСТВ

Оборудование для экстракции рабочих веществ в целом является, но все же альтернативой перевозки дополнительной массы рабочего вещества в ракетеносителе. Возможность непрерывно выделять необходимые рабочие вещества также позволяет эксплуатировать установку в непрерывном режиме даже при наличии негерметичностей и утечек в системе [14].

Однако, подходящих для организации силового цикла, в температурных условиях Титана таких веществ не очень много [15]. Данный факт на этапе

Таблица 1. Состав атмосферы Титана (Titan's atmosphere composition)

Table 1. Composition of Titan's atmosphere

Вещество	Критическая точка, К	Нормальная температура, К	Тройная точка, К	Содержание в атмосфере, %
Азот	126,2	77,4	63,2	95
Метан	190,6	111,7	90,7	4
Этан	305,2	184,6	90,4	
Пропан	369,9	231	85,5	
Углекислый газ	304,1	194,8	216,6	1
Угарный газ	132,8	81,6	68,2	
Гелий	5,2	4,2	2,2	

проектирования установки может продемонстрировать меньшую эффективность местных рабочих веществ по сравнению с более сложными, синтезируемыми на Земле рабочими веществами. Основным физическим параметром при выборе рабочего тела для разного типа циклов следует считать критическую температуру, которая позволяет сопоставить местные вещества с подходящими для них типов циклов.

При выборе рабочего тела для циклов различной конфигурации отбор производился по комбинации критической и тройной точек.

Для газового цикла Брайтона подходящими веществами выступают азот и гелий. Содержание гелия в атмосфере Титана крайне невелико, получение его может оказаться весьма непростой задачей и в дальнейшем рассматриваться не будет [16].

Для докритического цикла Ренкина наиболее подходящим веществом является метан, содержание которого в атмосфере достаточно высоко [17]. Несовершенство метана, как рабочего тела, для реализации источника высокой температуры в докритическом цикле Ренкина и пути выхода из данной ситуации описаны ниже.

Для закритического цикла Ренкина подходящими веществами является азот и метан.

В процессе выполнения расчетов были приняты следующие допущения:

1. Высокотемпературный источник представлен потоком жидкой фазы с водяным эквивалентом, стремящимся к бесконечности и температурой 235 К.
2. Низкотемпературный сток тепловой энергии представлен газовой фазой, водяным эквивалентом, также стремящимся к бесконечности и температурой 97 К.
3. Минимальный температурный напор при теплопередаче в испарителе к газовой фазе не менее 20 К.
4. Минимальный температурный напор при теплопередаче к двухфазному потоку не менее 10 К.
5. Потери давления в теплообменных аппаратах и проводящей арматуре пренебрежимо малы.
6. Изэнтропная эффективность машин составляет 75%.
7. Расход рабочего тела составляет 1 кг/с.

Таблица 2. Характеристики цикла Брайтона

Table 2. The characteristics of the Brayton cycle

Давление в горячем ТА, бар	Мощность горячего ТА, кВт	Мощность детандера, кВт	Мощность компрессора, кВт	Полезная мощность	КПД
90	103,1	31,7	24,7	7	0,06
80	111,2	28,3	20,4	7,9	0,07
70	119,7	24,1	16	8	0,06
60	128,5	18,8	11,4	7,4	0,05
50	137,8	11,8	5,4	6,4	0,04

ГАЗОВЫЙ ЦИКЛ БРАЙТОНА

Рабочим телом газового цикла принимаем неконденсируемый азот, содержание которого в атмосфере обеспечивает его низкую стоимость. На основе цикла Брайтона можно спроектировать простую схему из минимального количества элементов (рис. 1): детандер-компрессорного агрегата и двух теплообменных аппаратов.

Существенным недостатком данной схемы является низкая плотность рабочего тела, что предполагает гораздо большие габаритные размеры проходных сечений машин и аппаратов по сравнению с циклом Ренкина.

Дополнительно, применение газового цикла затрудняется необходимостью превышения критической температуры и, как следствие, завышение рабочих давлений. В случае использования азота в качестве рабочего тела это температура будет не ниже 126,2 К. Также, при работе с источником температуры высокого водяного эквивалента и газовой средой с большим

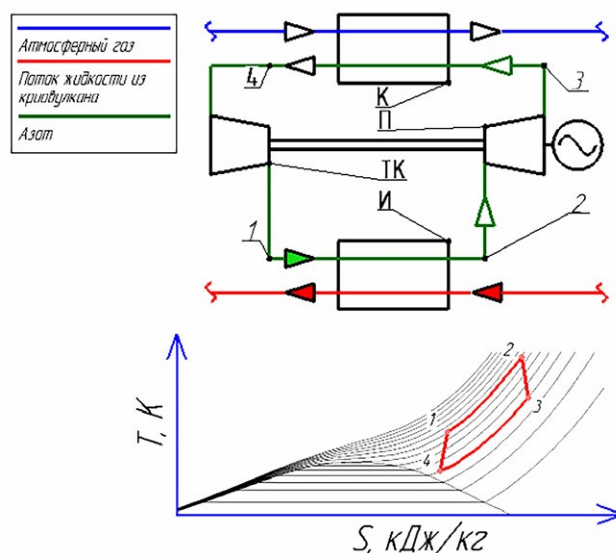


Рис. 1. Принципиальная схема и Т – S диаграмма цикла Брайтона. К – конденсатор, П – пневмотор с электрогенератором, ТК – турбокомпрессор, И – нагреватель.

Fig. 1. Schematic diagram and T-S diagram of the Brayton cycle. K – capacitor, П – pneumatic motor with an electric generator, ТК – centrifugal compressors, И – evaporator.

перепадом температуры возникают дополнительные потери, связанные с высоким температурным напором, который будет составлять не менее 26,2 К. Давление в охладителе в данном случае оказывается порядка 40 бар. Рабочие характеристики цикла Брайтона приведены в таблице 2.

ДОКРИТИЧЕСКИЙ ЦИКЛ РЕНКИНА

Цикл Ренкина термодинамически наиболее близок к циклу Карно, и его легко реализовать, благодаря наличию рабочих тел, которые могут испытывать фазовый переход, как при температуре источника, так и при температуре стока теплоты (рис. 2).

Наиболее подходящим веществом из состава атмосферы является метан. Его содержание достаточно высоко. Рабочие давления при расчете докритического цикла остаются выше атмосферного при конденсации и не превышают 40 бар при кипении. Однако, критическая температура метана не позволяет использовать высокотемпературный потенциал криовулканов в докритическом цикле Ренкина.

Влияние Давления Кипения

Увеличение разности давлений слабо сказывается на общей эффективности цикла: рост мощности детандера за счет увеличения степени расширения компенсируется увеличением необходимой мощности насоса. Кроме того, общая эффективность цикла увеличивается, благодаря уменьшению тепловой мощности необходимой для подогрева и испарения рабочего тела.

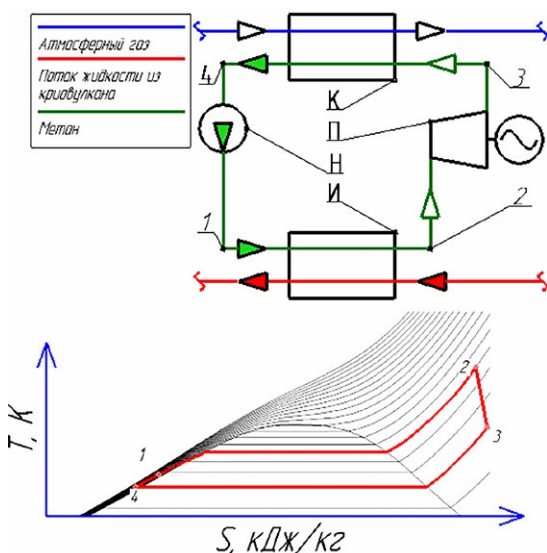


Рис. 2. Принципиальная схема и $T-S$ диаграмма цикла Ренкина. K – конденсатор, $П$ – пневмомотор с электрогенератором, $Н$ – насос, $И$ – испаритель.

Fig. 2. Schematic diagram and $T-S$ diagram of the ORC. K – capacitor, $П$ – pneumatic motor with an electric generator, $Н$ – pump, $И$ – evaporator.

На диаграмме $p-h$ наклон правой пограничной кривой обеспечивает снижение удельных затрат тепловой энергии, подводимой в испаритель, и увеличивает долю жидкости в потоке после детандера. Следует также отметить изменение долей тепловой мощности испарителя на тепло подогрева жидкости до линии насыщения и на тепло фазового перехода с ростом рабочего давления кипения. Увеличение доли тепла подогрева жидкости нежелательно. Во-первых, это отдаляет цикл от цикла Карно за счет подвода энергии больше по изобаре, чем по изотерме. Во-вторых, коэффициент теплоотдачи принудительно движущейся жидкости может значительно отличаться от коэффициента теплоотдачи при кипении. В случае проектирования испарителя это может привести к увеличению теплообменного аппарата при его работе с эвтектическим раствором потока из криовулкана [18].

Влияние Величины Перегрева

При проектировании докритического цикла с метаном обеспечение необходимого перегрева является единственной возможностью максимально реализовать температурный потенциал горячего источника. Достаточно высокая величина перегрева также необходима при проектировании цикла с условием гарантированно сухого пара на выходе из детандера. Однако, коэффициент теплоотдачи от пара существенно ниже прочих слагаемых коэффициента теплопередачи. Это приводит к значительному увеличению размеров теплообменного аппарата на каждый градус перегрева, вместе с тем, это позволяет увеличить эффективность цикла [19].

Минимальный температурный напор для процесса конденсации метана принимается равным 10 К. Тогда температура конденсации составит 110 К, а давление конденсации 0,88 бар.

Докритический цикл Ренкина обладает рядом существенных преимуществ при отборе тепла из геотермальных источников на Титане: подвод энергии в процессе фазового перехода позволяет сильно сократить габаритные размеры теплообменных аппаратов за счёт высокой удельной теплоты парообразования и высокого коэффициента теплопередачи при кипении и конденсации.

Однако, в пределах Титана нет подходящих веществ, способных полностью реализовать потенциал высокотемпературного источника. Возможность увеличения температуры фазового перехода ограничена критической точкой метана. Единственным способом в такой ситуации является обеспечение достаточного перегрева, что существенно увеличивает размеры установки за счёт необходимости подвода тепла к рабочему телу в паровой фазе [20].

Возможным решением этой проблемы может стать переход к закритическому циклу или модернизация схемы до каскадной. В качестве рабочего тела верхнего каскада выбираем хладон R14. Органическое вещество с минимальным значением критической температуры. Температурная разбивка каскадов выбирается с условием

недорекуперации в испарителе порядка 15–20 К и разности температуры фазовых переходов R14 и метана в 10 К. Такие условия позволяют осуществлять эффективный отбор тепла от источника с минимальным перегревом [21].

Дополнительная рассмотрим случай работы ветви R14 с перегревом вплоть до 15 К, что показывает незначительное отличие от цикла без перегрева, не решая, в свою очередь, проблемы с выпадением жидкости в процессе расширения (рис. 3, 4, 5, 6).

КАСКАДНЫЙ ДОКРИТИЧЕСКИЙ ЦИКЛ РЕНКИНА

1. Температура кипения: 204,9 К, давление кипения: 18 бар.
2. Температура конденсации: 150,2 К, давление конденсации: 1,43 бар.

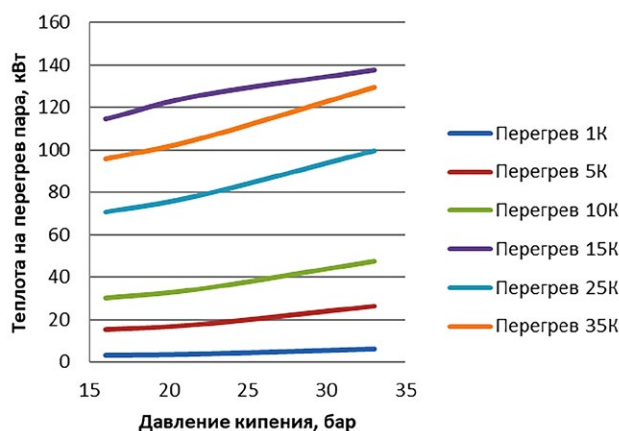


Рис. 3. Зависимость теплоты перегрева пара от величины перегрева.

Fig. 3. Dependence of the overheating heat of vapour on the amount of overheating.

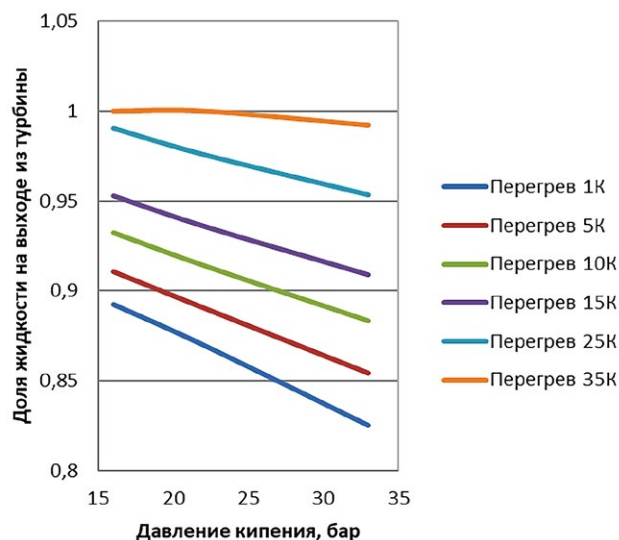


Рис. 5. Зависимость доли жидкости от величины перегрева.

Fig. 5. Dependence of the liquid fraction in the amount of overheating.

3. Тепло подогрева и кипения: 139,3 кДж; работа насоса: 1,383 кДж.

При значительном изменении долей суммарной тепловой нагрузки изменение коэффициента преобразования тепла в работу не превышает одного процента, что показывает неоправданность такого технического решения. Данные расчетов приведены в таблице 3. В дальнейшем рабочее давление кипения R14 выбирается максимально возможным из условий соблюдения минимального перегрева и минимально необходимого температурного напора (рис. 8).

R14 (Цикл Без Перегрева)

1. Температура кипения: 220 К, давление кипения: 30 бар.
2. Температура конденсации: 150,2 К, давление конденсации: 1,43 бар.
3. Теплота нагрузки: 134,2 кДж; Работа насоса: 2,38 кДж.

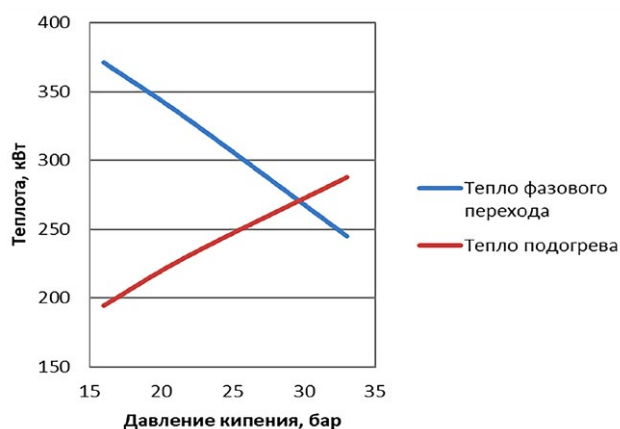


Рис. 4. Соотношение теплоты подогрева и кипения в зависимости от рабочего давления.

Fig. 4. Heating to boiling ratio depending on the working pressure.

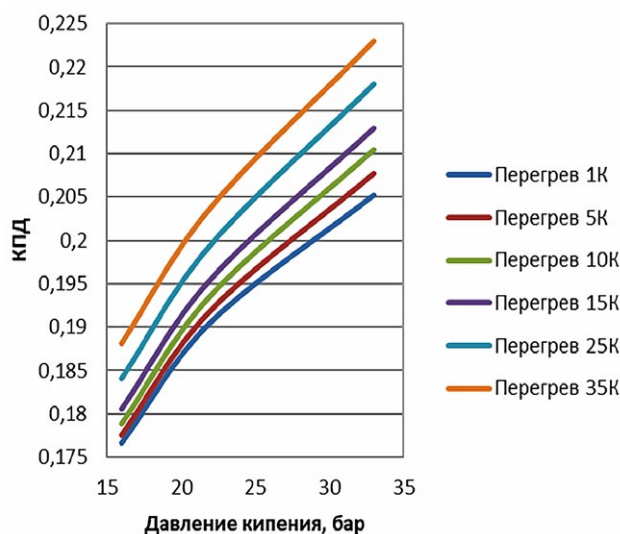


Рис. 6. Зависимость КПД от величины перегрева.

Fig. 6. Dependence of the efficiency on the amount of overheating.

Таблица 3. Оптимизация перегрева каскадного цикла

Table 3. Optimization of overheating cascade cycle

Перегрев, К	Температура на входе, К	Доля жидкости	Теплота перегрева, кДж	Работа, кДж	Коэффициент преобразования тепла в работу
1	205,9	0,91	1	22,5	0,151
5	209,9	0,932	4,79	23,24	0,152
10	214,9	0,961	9,191	24,14	0,153
15	219,9	0,986	13,36	25,05	0,155
25	229,9	1	21,27	26,88	0,159

4. Работа турбины: 24,59 кДж; Доля жидкости: 0,856; КПД: 0,165.

Несмотря на принципиальную возможность создания системы с минимальной долей теплообмена газовой фазы рабочего тела и, как следствие, минимальных габаритных размеров установки такая схема имеет ряд существенных недостатков. Главным из них следует считать невысокий относительно одноступенчатого цикла коэффициент преобразования тепла в работу, что приводит к необходимости использовать большие расходы греющего и охлаждающего потоков для обеспечения эквивалентной мощности (рис. 7).

Немаловажным недостатком каскадной схемы также является ее перегруженность рабочими элементами – машинами и аппаратами, предполагающими сопоставимый расход рабочих тел, что серьезно сказывается на надежности установки и сложности систем автоматического управления. Кроме того, стоит отметить необходимость доставки запаса рабочего тела с учетом

его возможных утечек на столь удаленное от Земли расстояние.

Сравнивая одноступенчатые и каскадные циклы, очевидно, отсутствие выгоды от усложнения схемы. При необходимости доставки дополнительного оборудования на Титан, данное техническое решение оказывается крайне неэффективным.

Закритический цикл является компромиссом, позволяющим использовать метан или азот в качестве рабочего тела в одноступенчатом цикле с большей степенью расширения относительно до критического цикла, хотя и худшими условиями теплопередачи в испарителе, при равнозначных условиях конденсации. В расчете представлены результаты вычислений закритического цикла для азота с перебором возможных давлений в испарителе.

В целом, сохранение параметров конденсации докритического цикла и возможность работы с более высоким давлением перед турбиной при одинаковой температуре

R14 (Цикл с Перегревом)

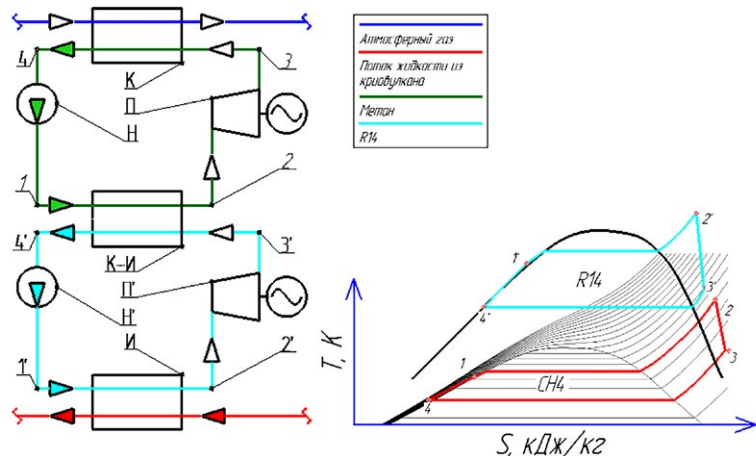


Рис. 7. Принципиальная схема и Т – S диаграмма каскадного цикла Ренкина. К – конденсатор, К-И – межступенчатый конденсатор-испаритель, П, П' – пневмомоторы с электрогенератором, Н, Н' – насосы, И – испаритель.

Fig. 7. Schematic diagram and T-S diagram of the cascade Rankine cycle. K – capacitor, K-I – interstage capacitor-evaporator, П, П' – pneumatic motors with an electric generator, Н, Н' – pumps, И – evaporator.

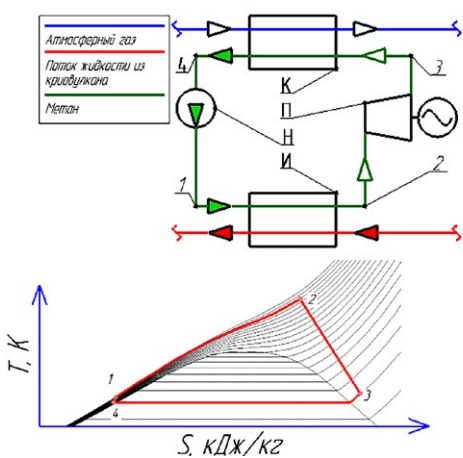


Рис. 8. Принципиальная схема и Т – S диаграмма сверхкритического цикла Ренкина. К – конденсатор, П – пневмомотор с электрогенератором, Н – насос, И – испаритель.

Fig. 8. Schematic diagram and T-S diagram of the supercritical Rankine cycle. K – condenser, П – pneumatic motor with an electric generator, Н – pump, И – evaporator.

позволяет получать большие значения эффективности. Однако, циклы такого типа характеризуются гораздо более высокими рабочими давлениями, что может значительно повлиять на надежность установки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе расчётов, представленных в таблице 4, было установлено, что максимальный КПД был достигнут в простом докритическом цикле Ренкина с перегревом пара перед турбиной. Данный результат не очевиден, так как, с первого взгляда, в случае закритического цикла Ренкина, удаётся получить большее давление рабочего тела перед турбиной, каскадный же цикл позволяет реализовать теплоту источника практически без перегрева. Однако, наиболее высокий КПД достигается у тех циклов, которые максимально близки к циклу Карно

и имеют минимальные потери при прочих равных условиях. В случае закритического цикла отличие от цикла Карно возникает из-за подвода теплоты рабочему телу в газовой области. Каскадный же цикл имеет потери, связанные с наличием дополнительного теплообменного аппарата – конденсатора-испарителя и недорекуперации в нём. Газовый цикл Брайтона максимально далёк от цикла Карно по сравнению с остальными, поэтому имеет наименьший КПД (см. рис. 9–11).

Таким образом, можно однозначно заключить, что для исследованных условий наилучшим будет являться докритический цикл Ренкина с перегревом пара перед турбиной. Причём лучшим его можно назвать не только с точки зрения эффективности, но и с технологической точки зрения. Он имеет меньшее количество аппаратов и машин по сравнению с каскадным и для его реализации требуются более низкие давления,

Таблица 4. Сравнение циклов по КПД

Table 4. Comparison of cycles by efficiency

Тип цикла	Максимальный КПД	Рабочее тело
Цикл Брайтона	0,07	Азот
Цикл Ренкина	0,223	Метан
Закритический цикл Ренкина	0,188	Метан
Каскадный цикл Ренкина	0,165	Метан и R14

**Оптимизация по давлению
испарителя**

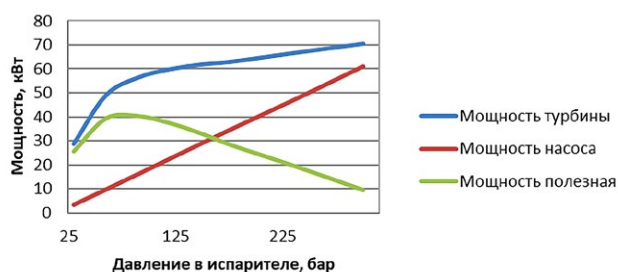


Рис. 9. Соотношение мощностей машин.
Fig. 9. Machines power characteristics.

Соотношение работы и теплоты

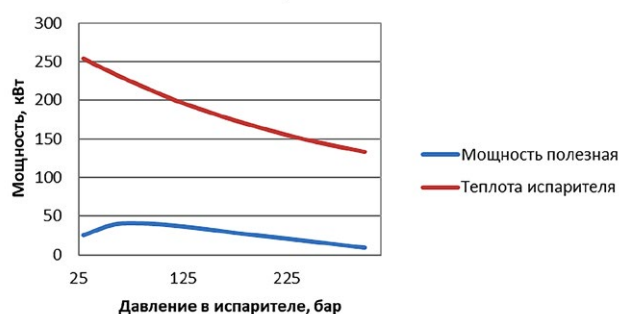


Рис. 10. Определение эффективности цикла.
Fig. 10. Cycle efficiency determination.

**Эффективность сверхкритического
цикла**

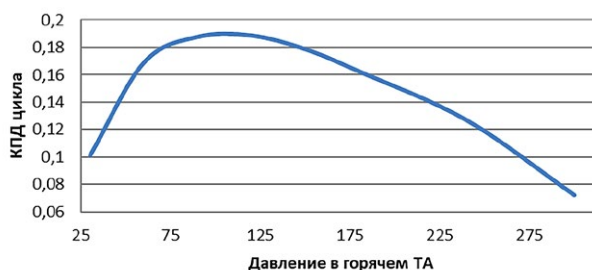


Рис. 11. Оценка эффективности цикла.
Fig. 11. Cycle efficiency assessment.

что позволит сделать аппараты и трубопроводы с меньшей толщиной стенки, а, следовательно, более лёгкими, что важно с точки зрения доставки оборудования на Титан.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. Все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией.

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с проведенным исследованием и публикацией настоящей статьи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Hörst S.M. Titan's atmosphere and climate // *JGR Planets*. 2017. Vol. 122, N 3. P. 432–482. doi: 10.1002/2016JE005240
2. Hayes A.G., Aharonson O., Lunine J.I., et al. Transient surface liquid in Titan's polar regions from Cassini // *Icarus*. 2011. Vol. 211, N 1. P. 655–671. doi: 10.1016/j.icarus.2010.08.017
3. Lunine J.I. Does Titan have oceans? // *American Scientist*. 1994. Vol. 82, N 2. P. 134–143.
4. Müller-Wodarg I., Griffith C.A., Lellouch E., et al. Titan: Interior, surface, atmosphere, and space environment. Cambridge: Cambridge University Press, 2014. doi: 10.1111/maps.12317
5. Porco C.C., Baker E., Barbara J., et al. Imaging of Titan from the Cassini spacecraft // *Nature*. 2005. Vol. 434. P. 159–168. doi: 10.1038/nature03436
6. Fortes A.D., Grindrod P.M., Trickett S.K., et al. Ammonium sulfate on Titan: Possible origin and role in cryovolcanism // *Icarus*. 2007. Vol. 188, N 1. P. 139–153. doi: 10.1016/j.icarus.2006.11.002
7. Iess L., Jacobson R.A., Ducci M., et al. The tides of Titan // *Science*. 2012. Vol. 337, N 6093. P. 457–459. doi: 10.1126/science.1219631
8. Mitri G., Showman A.P., Lunine J.I., et al. Resurfacing of Titan by ammonia-water cryomagma // *Icarus*. 2008. Vol. 196, N 1. P. 216–224. doi: 10.1016/j.icarus.2008.02.024
9. Fortes A.D. Titan's internal structure and the evolutionary consequences // *Planetary and Space Science*. 2012. Vol. 60, N 1. P. 10–17. doi: 10.1016/j.pss.2011.04.010
10. Mousis O., Schmitt B. Sequestration of ethane in the cryovolcanic subsurface of Titan // *ApJ*. 2008. Vol. 677, N 1. P. L67–L70. doi: 10.1086/587141
11. Cordier D., Mousis O., Lunine J.I., et al. An estimate of the chemical composition of Titan's lakes // *ApJ*. 2009. Vol. 707, N 2. P. L128–L131. doi: 10.1088/0004-637X/707/2/L128
12. Sotin C., Lawrence K.J., Reinhardt B., et al. Observations of Titan's Northern lakes at 5 μ m: Implications for the organic cycle and geology // *Icarus*. 2012. Vol. 221, N 2. P. 768–786. doi: 10.1016/j.icarus.2012.08.017

REFERENCES

1. Hörst S.M. Titan's atmosphere and climate. *JGR Planets*. 2017;122(3):432–482. doi: 10.1002/2016JE005240

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования и подготовке публикации.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contributions. All authors made a substantial contribution to the conceptual development, research, and preparation of this article and read and approved the final version before publication.

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

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

13. Lunine J.I., Lorenz R.D. Rivers, lakes, dunes, and rain: Crustal processes in Titan's methane cycle // *Annual Review of Earth and Planetary Sciences*. 2009. Vol. 37. P. 299–320. doi: 10.1146/annurev.earth.031208.100142
14. Castillo-Rogez J.C., Lunine J.I. Evolution of Titan's rocky core constrained by Cassini observations // *Geophysical Research Letters*. 2010. Vol. 37. P. L20205. doi: 10.1029/2010GL044398
15. Cordier D., Mousis O., Lunine J.I., et al. Titan's lakes chemical composition: sources of uncertainties and variability // *Planetary and Space Science*. 2012. Vol. 61, N 1. P. 99–107. doi: 10.1016/j.pss.2011.05.009
16. Luspay-Kuti A., Chevrier V.F., Cordier D., et al. Experimental constraints on the composition and dynamics of Titan's polar lakes // *Earth and Planetary Science Letters*. 2015. Vol. 410. P. 75–83. doi: 10.1016/j.epsl.2014.11.023
17. Tokano T., Lorenz R.D. Sun-stirred Kraken Mare: Circulation in Titan's seas induced by solar heating and methane precipitation // *Icarus*. 2016. Vol. 270. P. 67–84. doi: 10.1016/j.icarus.2015.08.033
18. Voronov V., Leonov V. Testing of a scroll expander in various models // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2015. Vol. 51, N 1. P. 33–36. doi: 10.1007/s10556-015-9993-3
19. Ivlev V., Bozrov V., Voronov V. Testing a scroll machine in pneumatic motor expander modes. // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2015. Vol. 44, N 2. P. 120–124. doi: 10.3103/S1052618815020053
20. Леонов В.П., Воронов В.А., Апсит К.А., и др. Цикл Ренкина с низкпотенциальным источником теплоты // *Инженерный журнал: Наука и инновации*. 2015. Вып. 2. С. 1–7
21. Апсит К.А., Хуциева С.И., Паркин А.Н., и др. Стенд для исследования смесительного теплообменника-испарителя низкпотенциальной энергоустановки. // *Инженерный журнал: Наука и инновации*. 2015. Вып. 7. С. 1–11. doi: 10.18698/2308-6033-2015-7-1430

2. Hayes A.G., Aharonson O., Lunine J.I., et al. Transient surface liquid in Titan's polar regions from Cassini. *Icarus*. 2011;211(1):655–671. doi: 10.1016/j.icarus.2010.08.017

3. Lunine JI. Does Titan have oceans? *American Scientist*. 1994;82(2):134–143.
4. Müller-Wodarg I, Griffith CA, Lellouch E, et al. *Titan: Interior, surface, atmosphere, and space environment*. Cambridge: Cambridge University Press; 2014. doi: 10.1111/maps.12317
5. Porco CC, Baker E, Barbara J, et al. Imaging of Titan from the Cassini spacecraft. *Nature*. 2005;434:159–168. doi: 10.1038/nature03436
6. Fortes AD, Grindrod PM, Trickett SK, et al. Ammonium sulfate on Titan: Possible origin and role in cryovolcanism. *Icarus*. 2007;188(1):139–153. doi: 10.1016/j.icarus.2006.11.002
7. Iess L, Jacobson RA, Ducci M, et al. The tides of Titan. *Science*. 2012;337(6093):457–459. doi: 10.1126/science.1219631
8. Mitri G, Showman AP, Lunine JI, et al. Resurfacing of Titan by ammonia-water cryomagma. *Icarus*. 2008;196(1):216–224. doi: 10.1016/j.icarus.2008.02.024
9. Fortes AD. Titan's internal structure and the evolutionary consequences. *Planetary and Space Science*. 2012;60(1):10–17. doi: 10.1016/j.pss.2011.04.010
10. Mousis O, Schmitt B. Sequestration of ethane in the cryovolcanic subsurface of Titan. *ApJ*. 2008;677(1):L67–L70. doi: 10.1086/587141
11. Cordier D, Mousis O, Lunine JI, et al. An estimate of the chemical composition of Titan's lakes. *ApJ*. 2009;707(2):L128–L131. doi: 10.1088/0004-637X/707/2/L128
12. Sotin C, Lawrence KJ, Reinhardt B, et al. Observations of Titan's Northern lakes at 5 μm : Implications for the organic cycle and geology. *Icarus*. 2012;221(2):768–786. doi: 10.1016/j.icarus.2012.08.017
13. Lunine JI, Lorenz RD. Rivers, lakes, dunes, and rain: Crustal processes in Titan's methane cycle. *Annual Review of Earth and Planetary Sciences*. 2009;37:299–320. doi: 10.1146/annurev.earth.031208.100142
14. Castillo-Rogez JC, Lunine JI. Evolution of Titan's rocky core constrained by Cassini observations. *Geophysical Research Letters*. 2010;37:L20205. doi: 10.1029/2010GL044398
15. Cordier D, Mousis O, Lunine JI, et al. Titan's lakes chemical composition: sources of uncertainties and variability. *Planetary and Space Science*. 2012;61(1):99–107. doi: 10.1016/j.pss.2011.05.009
16. Luspai-Kuti A, Chevrier VF, Cordier D, et al. Experimental constraints on the composition and dynamics of Titan's polar lakes. *Earth and Planetary Science Letters*. 2015;410:75–83. doi: 10.1016/j.epsl.2014.11.023
17. Tokano T, Lorenz RD. Sun-stirred Kraken Mare: Circulation in Titan's seas induced by solar heating and methane precipitation. *Icarus*. 2016;270:67–84. doi: 10.1016/j.icarus.2015.08.033
18. Voronov V, Leonov V. Testing of a scroll expander in various models. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2015;51(1):33–36. doi: 10.1007/s10556-015-9993-3
19. Ivlev V, Bozrov V, Voronov V. Testing a scroll machine in pneumatic motor expander modes. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2015;44(2):120–124. doi: 10.3103/S1052618815020053
20. Leonov VP, Voronov VA, Apsit KA, et al. Rankine cycle with a low-grade heat source. *Inzhenernyy zhurnal: Nauka i innovatsii*. 2015;2:1–7. (In Russ).
21. Apsit KA, Khutsieva SI, Parkin AN, et al. Stand for the study of a mixing heat exchanger-evaporator of a low-potential power plant. *Inzhenernyy zhurnal: Nauka i innovatsii*. 2015;7:1–11. (In Russ). doi: 10.18698/2308-6033-2015-7-1430

ОБ АВТОРАХ

* Аpsит Константин Александрович;

адрес: Российская Федерация, 105005, Москва,
Лефортовская наб., д. 1;
ORCID: 0009-0008-9867-5511;
eLibrary SPIN: 4063-7450;
e-mail: apsit.k@bmstu.ru

Жаров Антон Андреевич,

канд. техн. наук;
ORCID: 0000-0001-9945-0850;
eLibrary SPIN: 8581-1809;
e-mail: zharov_a@bmstu.ru

Воронов Владимир Андреевич,

канд. техн. наук;
ORCID: 0000-0001-8581-9936;
eLibrary SPIN: 4502-9590;
e-mail: vavoronov@bmstu.ru

* Автор, ответственный за переписку

AUTHORS' INFO

* Konstantin A. Apsit;

address: 1 Lefortovskaja naberezhnaja,
105005 Moscow, Russian Federation;
ORCID: 0009-0008-9867-5511;
eLibrary SPIN: 4063-7450;
e-mail: apsit.k@bmstu.ru

Anton A. Zharov,

Cand. Sci. (Tech.);
ORCID: 0000-0001-9945-0850;
eLibrary SPIN: 8581-1809;
e-mail: zharov_a@bmstu.ru

Vladimir A. Voronov,

Cand. Sci. (Tech.);
ORCID: 0000-0001-8581-9936;
eLibrary SPIN: 4502-9590;
e-mail: vavoronov@bmstu.ru

* Corresponding author

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF322838>

Энергоэффективная система кондиционирования воздуха центра обработки данных

А.А. Жаров, Д.А. Веневцева, Г.И. Микита, В.А. Воронов, К.А. Аpsит

Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана (научно-исследовательский университет), Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование: В настоящее время, в связи с бурным развитием цифровых технологий, требуются все большие мощности компьютерных вычислений, для чего строятся центры обработки данных (ЦОД), требующие порой потребляемые мощности, измеряемые в МВт. Для стабильной работы ЦОД в круглогодичном режиме, необходимо надежное инженерное обеспечение, включающее в себя системы кондиционирования воздуха (СКВ) круглогодичного использования с заданным уровнем надежности. Существует несколько традиционных способов охлаждения ЦОД: прецизионными кондиционерами на основе парокомпрессионных холодильных машин (ПКХМ), системами с промежуточным хладоносителем – так называемыми системами чиллер-фанкойлами. Однако, в современных условиях, когда требуемые от ЦОД мощности с каждым годом увеличиваются, а рамки по экологичности и энергоэффективности установок с каждым годом становятся жестче, возникает потребность в поиске новых более энергоэффективных и, в тоже время, экологически безопасных решений для охлаждения ЦОД.

Цель – сравнение предлагаемой энергоэффективной СКВ с комбинированным парокомпрессионным и косвенно-испарительным циклом с наиболее часто используемыми в центрах обработки данных и определить границы перехода между режимами работы предлагаемой СКВ на примере ЦОД, работающего в г. Москва.

Методы: Анализ существующих систем охлаждения ЦОД. Определение типового расчетного набора параметров наружного воздуха в рассматриваемом регионе. Расчетный сравнительный анализ энергопотребления предлагаемой и традиционных СКВ для ЦОД.

Результаты: В результате проделанной работы были освещены различные системы кондиционирования воздуха, применяемые в настоящее время для ЦОД: прецизионные кондиционеры и системы чиллер-фанкойлы. Были описаны основные составляющие каждой системы, достоинства и недостатки наблюдающиеся в процессе проектирования, монтажа, при пуско-наладочных работах, а также при дальнейшей эксплуатации систем. Предложена альтернативная комбинированная система кондиционирования воздуха, объединяющая ПКХМ и косвенно-испарительное охлаждение. Сравнительный анализ предложенной схемы и традиционных решений показал, что комбинированная система кондиционирования воздуха позволяет значительно сократить энергопотребление на кондиционирование ЦОД. Так в условиях московского региона предложенная система в течение года потребляет энергии в 2 раз меньше, чем система чиллер-фанкойлы со свободным охлаждением и в 2,5 раз меньше, чем система с прецизионными кондиционерами, работающими на традиционных парокомпрессионных циклах.

Заключение: Сравнительный анализ предлагаемой энергоэффективной СКВ с комбинированным парокомпрессионным и косвенно-испарительным циклом с наиболее часто используемыми СКВ в ЦОД подтвердил ее высокую энергоэффективность при большей экологической безопасности. Определены границы перехода между режимами работы предлагаемой СКВ на примере ЦОД, работающего в г. Москва, обеспечивающие высокую энергоэффективность и надежность работы.

Ключевые слова: центр обработки данных; система кондиционирования воздуха центра обработки данных; комбинированное парокомпрессионное и косвенно-испарительное охлаждение; свободное охлаждение; энергоэффективная и экологически безопасная система кондиционирования воздуха.

Как цитировать:

Жаров А.А., Веневцева Д.А., Микита Г.И., Воронов В.А., Аpsит К.А. Энергоэффективная система кондиционирования воздуха центра обработки данных // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 2. С. 113–121. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF322838>

DOI: <https://doi.org/10.17816/Rf322838>

Energy-efficient air conditioning system of a data processing center

Anton A. Zharov, Darya A. Venevceva, Guriy I. Mikita, Vladimir A. Voronov, Konstantin A. Apsit

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: Currently, because of the rapid development of digital technologies, an increasing amount of computer computing power is required where data processing centers are built, which sometimes require power consumption in the megawatt range. For stable year-round operation of data centers, reliable engineering is required, which includes air conditioning systems (ACS) for year-round use with a given level of reliability. Several traditional methods of data center cooling are available, namely, precision air conditioners based on vapor compression refrigeration machines (PCRM) and systems with intermediate coolant (so-called chiller–fancoil systems). However, in modern settings, when the required capacity of data centers increases every year and the framework for environmental friendliness and energy efficiency of installations becomes stricter, new, more energy-efficient, and environmentally friendly solutions for data center cooling is needed.

AIM: This study aims to compare the proposed energy-efficient ACS with combined vapor compression and indirect-evaporative cycle with the most commonly used ACSs in data centers and to determine the boundaries of transition between the operating modes of the proposed ACS in a data center operating in Moscow as an example.

METHODS: This study employs the following methods: analysis of existing data center cooling systems, determination of a typical design set of outdoor air parameters in the region under consideration, and calculation by comparative analysis of the energy consumption of the proposed and traditional ACSs for data centers.

RESULTS: From our study, the different ACSs currently used for data centers, namely, precision air conditioners and chiller–fancoil systems are highlighted. The main components of each system, the advantages and disadvantages observed in the design, installation, and commissioning processes, and the operation of the systems are described. An alternative ACS that combines PCRM and indirect-evaporative cooling is proposed. The comparative analysis of the proposed scheme and traditional solutions demonstrates that the combined ACS allows significant reduction in the energy consumption for data-center cooling. Therefore, under the conditions in Moscow, the proposed system for a particular year will consume energy that is two times less than a chiller–fancoil system with free cooling and 2.5 times less than a system with precision air conditioners that operate on the traditional vapor-compression cycles.

CONCLUSION: The comparative analysis of the proposed energy-efficient ACS with combined vapor compression and indirect-evaporative cycle with the most commonly used ACS in data centers confirms its high energy efficiency and provides greater environmental safety. The boundaries of the transition between the operating modes of the proposed ACS are determined in a data center that operates in Moscow as an example, which exhibits high energy efficiency and reliable operation.

Keywords: data processing center; data processing center air conditioning system; combined vapor compression and indirect-evaporative cooling; free cooling; energy-efficient and environmentally safe air conditioning system.

To cite this article:

Zharov AA, Venevceva DA, Mikita GI, Voronov VA, Apsit KA. Energy-efficient air conditioning system of a data processing center. *Refrigeration Technology*. 2021;110(2):113–121. DOI: <https://doi.org/10.17816/Rf322838>

ВВЕДЕНИЕ

Усовершенствование пакетов вычислительных программ для расчётов и моделирования технологических процессов, используемых в конструкторско-технологических бюро, влечет за собой переход на мощные вычислительные машины, требующие собственных центров обработки данных.

Вот уже несколько десятилетий операторы ЦОД и поставщики оборудования для дата-центров обсуждают перспективу резкого роста плотности размещения аппаратного обеспечения в стойках внутри машинных залов. Достижение более высокой плотности размещения комплектующих повышает эффективность ЦОД при одновременном сокращении счетов за электроэнергию. Но одновременно с этим также возникает риск отказа системы охлаждения или перебоев в ее работе. По мере роста плотности серверов в стойках проектировщики дата-центров и производители оборудования для них вынуждены создавать все более эффективные и, что не менее важно, надежные решения для охлаждения серверов [1-5].

В современных условиях, когда требуемые от ЦОД мощности с каждым годом увеличиваются, а рамки по экологичности и энергоэффективности установок с каждым годом становятся жестче, возникает потребность в поиске новых более энергоэффективных и в тоже время экологически безопасных решений для охлаждения ЦОД.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Провести сравнение предлагаемой энергоэффективной СКВ с наиболее часто используемыми в центрах обработки данных. Выбрать наиболее энергоэффективную систему кондиционирования для ЦОД. Определить границы перехода предлагаемой СКВ между режимами работы.

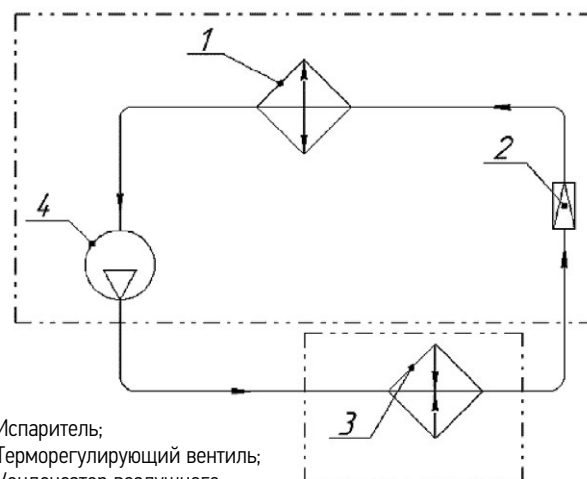
ОПИСАНИЕ СУЩЕСТВУЮЩИХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦОД

Прецизионные кондиционеры с непосредственным охлаждением

В современных системах такого типа обычно используются хладагенты R410A и R407C.

Принцип работы такого кондиционера следующий.

Хладагент сжимается в компрессоре 4 (рис. 1), после поступает в конденсатор 3, где переходит в жидкое состояние. Проходит через терморегулирующий вентиль 2 (ТРВ), и там понижается его температура. Попадая в испаритель 1, хладагент испаряется в процессе охлаждения воздуха ЦОД и снова поступает в компрессор.



1. Испаритель;
2. Терморегулирующий вентиль;
3. Конденсатор воздушного охлаждения;
4. Компрессор.

Рис. 1. Прецизионные кондиционеры с непосредственным охлаждением

Fig. 1. Direct expansion type close control units

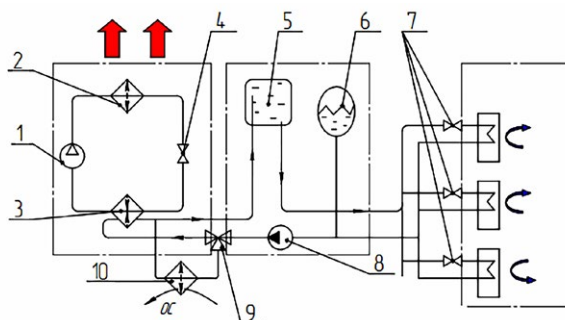
От конденсатора теплота отводится к воздуху окружающей среды.

Эта система обладает несколькими преимуществами, включая длительный срок службы и высокую надежность. Благодаря широкому выбору мировых производителей, она доступна по разумной цене и не требует значительных финансовых затрат. Кроме того, проектировщики, монтажники и службы эксплуатации хорошо знакомы с такими системами [3-5].

Минусами данной системы являются: трудности при экстремально низких и высоких температурах окружающей среды. При очень низких температурах требуется искусственно повышать давление конденсации, которое без этого станет ниже давления в испарителе. При высоких температурах существенно повышаются затраты мощности в компрессоре и может возникнуть ситуация превышения максимально-допустимого давления конденсации, что чревато отключением системы охлаждения ЦОД, именно тогда, когда она наиболее важна. Наиболее существенным минусом являются высокие эксплуатационные затраты, связанные с большим расходом электроэнергии, вследствие чего необходимо увеличивать мощность источников бесперебойного питания ЦОД.

Система чиллер-фанкойлы

Принцип работы данной системы следующий [3-5]. От единого источника «холода» (чиллера), с помощью гидравлического модуля, холодоноситель подается к нескольким конечным охладителям воздуха (фанкойлам). В качестве хладагента в чиллерах применяют фреоны R407C и R134a. Холодоносителем является вода, либо антифриз (смесь воды с этиленгликолем или пропиленгликолем). Реже используется в качестве добавки



1. Компрессор;
2. Конденсатор;
3. Испаритель;
4. Терморегулирующий вентиль;
5. Бак-аккумулятор;
6. Расширительный бак;
7. Регулирующий вентиль;
8. Насос;
9. Трехходовой вентиль;
10. Теплообменный аппарат свободного охлаждения.

Рис. 2. Система чиллер-фанкойлы.

Fig. 2. Chiller systems.

хлорид натрия (поваренная соль) и хлорид кальция. В зависимости от их концентрации изменяется температура замерзания смеси.

Основным преимуществом такой системы чиллер-фанкойлы является высокая гибкость построения, т.к. удаленность фанкойлов ограничена только возможностями насосов 8 (рис. 2). Эта система наиболее распространена как система охлаждения ЦОД. Самым важным преимуществом является наличие функции свободного охлаждения (когда при низких температурах наружного воздуха ПХМ не включается, а хладагент охлаждается в теплообменнике 10 напрямую наружным воздухом), за счёт чего существенно снижаются затраты на электроэнергию.

Такие системы достаточно гибкие в эксплуатации. Благодаря использованию свободного охлаждения, насосных групп с переменным расходом холодоносителя и других технологий в этих кондиционерах, можно достичь уменьшения годового энергопотребления в два раза по сравнению с прецизионными кондиционерами, работающими на фреоне.

При этом системы чиллер-фанкойлы требуют тщательного процесса проектирования, трудоемкость монтажа высокая, следовательно, цена выше на 30–40 процентов, относительно кондиционеров с непосредственным охлаждением, таких как прецизионные кондиционеры.

В настоящее время установка таких кондиционеров достаточно актуальна, несмотря на свою цену. Решение продолжает развиваться и будет сохранять свою актуальность в ближайшем будущем.

Предлагаемая комбинированная система

Предлагаемая система объединяет в себе косвенно-испарительное охлаждение [6–14] и охлаждение в традиционной парокомпрессионной холодильной машине. Данная идея рассмотрена авторами в предыдущих работах [15–17]. Предлагаемая система функционирует следующим образом.

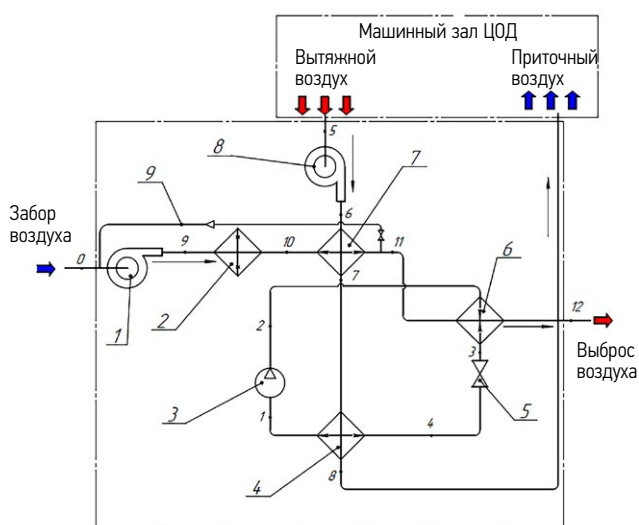
При низкой температуре окружающего воздуха установка работает в режиме свободного охлаждения. Теплообмен между вспомогательным потоком (воздух забирается с улицы) и циркулирующим потоком (воздух забирается

из помещения ЦОД) происходит в рекуперативном косвенно-испарительном теплообменнике (КИТО) 7, но без использования воды в этом режиме (рис. 3).

Если температура наружного воздуха слишком низкая и есть вероятность обмерзания каналов КИТО по циркулирующему потоку, то установка переходит в режим с включением байпасной линии 9, которая повышает температуру вспомогательного потока перед вентилятором вспомогательного потока 1 и КИТО 7 и исключает выпадение инея в каналах циркулирующего потока.

При повышении температуры наружного воздуха в работу включается увлажнитель наружного воздуха 2 и происходит орошение каналов вспомогательного потока косвенно-испарительного теплообменного аппарата 7. Циркулирующий поток в этом случае охлаждается только в КИТО 7.

На характер работы в этом режиме оказывает влияние влажность наружного воздуха, поскольку эффективность



1. Вентилятор наружного воздуха;
2. Увлажнитель наружного воздуха;
3. Компрессор;
4. Испаритель;
5. Терморегулирующий вентиль;
6. Конденсатор;
7. Косвенно-испарительный теплообменник;
8. Вентилятор воздуха из ЦОД.

Рис. 3. Предлагаемая комбинированная СКВ.

Fig. 3. The proposed combined air conditioning system (ACS).

испарения напрямую зависит от способности наружного воздуха поглощать влагу.

При повышении влажности и температуры наружного воздуха КИТО продолжает работать, хотя и не справляется полностью с требуемым охлаждением, а доохлаждение циркулирующего воздуха осуществляется в ПКХМ, состоящей из компрессора 3, конденсатора 6, терморегулирующего вентиля 5 и испарителя 8.

Важно отметить, что в последнем режиме конденсатор 6 обдувается вспомогательным потоком, выходящим из КИТО, и имеющим температуру меньше, чем воздух окружающей среды, что снижает давление конденсации и дополнительно снижает потребляемую мощность парокомпрессионного блока.

Данная система обеспечивает существенное снижение расходов и экономию с точки зрения электрической инфраструктуры и оборудования. Поскольку весь воздухоохлаждающий модуль устанавливается снаружи ЦОД, что увеличивает доступное свободное пространство внутри ЦОД. От модуля в ЦОД тянутся только воздуховоды для циркулирующего воздуха.

Свободное и косвенно-испарительное охлаждение без промежуточного хладагента, а также более выгодная работа конденсатора ПКХМ позволят ощутимо снизить энергозатраты на охлаждение ЦОД по сравнению с традиционными системами.

В результате значительно чего снижается совокупная стоимость ЦОД.

МЕТОДЫ

Исходные данные для проектирования:

- расположение ЦОД: Москва;
- тепловая нагрузка (тепловыделения цифровых стоек ЦОД): 100 кВт;
- параметры наружного воздуха: по СП131.13330.2012, при этом расчетная максимальная температура воздуха в теплый период года должна быть принята равной абсолютно максимальной в данном регионе;
- параметры воздуха, входящего в цифровые стойки ЦОД (использовать метод воздухораспределения типа «холодные коридоры»): температура: $22 \pm 2^\circ\text{C}$; относительная влажность: $45 \pm 15\%$;
- температура воздуха, выходящего из цифровых стоек ЦОД: $35 \pm 2^\circ\text{C}$;
- в ПКХМ использован хладагент R410A.

Для сравнения круглогодичного энергопотребления вышеописанных СКВ, был проведен сбор информации о погодных условиях в г. Москва. Для наглядности, изменение температуры и относительной влажности представлены на рис. 4 и 5.

Предлагаемая комбинированная СКВ имеет четыре режима работы: свободное охлаждение при очень низких температурах окружающей среды, свободное охлаждение, косвенно-испарительное и комбинированное косвенно-испарительное и парокомпрессионное охлаждение. При этом необходимо определить границы

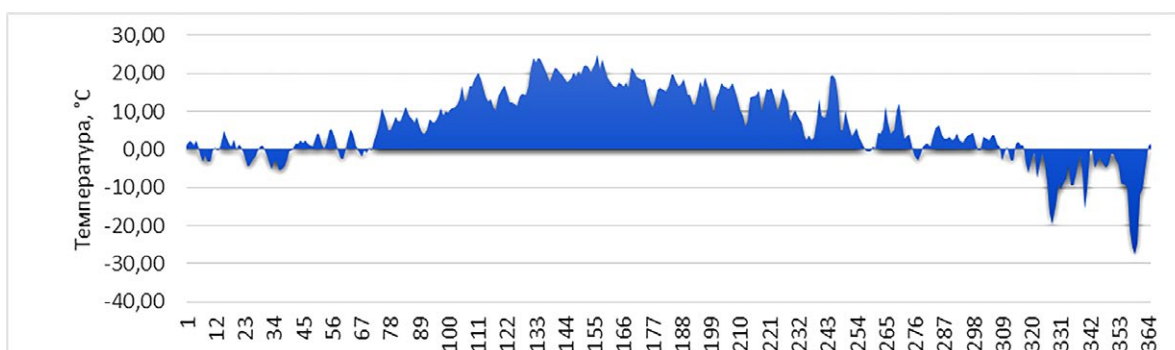


Рис. 4. График изменения температуры воздуха в г. Москва за год.

Fig. 4. Chart of the all-year air temperature changes in Moscow.

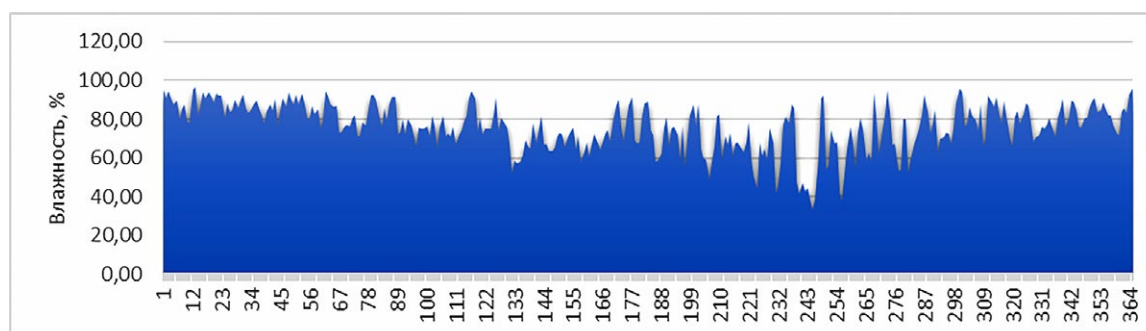


Рис. 5. График изменения относительной влажности воздуха в г. Москва за год.

Fig. 5. Chart of the all-year relative humidity changes in Moscow.

переходов между режимами, чтобы более точно рассчитать энергопотребление СКВ.

Переход с режима свободного охлаждения с байпасом на режим свободного охлаждения.

Забор воздуха из окружающей среды осуществляется с помощью вентилятора. Для предотвращения неисправностей и поломок вентилятора, не рекомендуется пропускать через воздух с температурой ниже -20°C . Также при температуре приточного воздуха ниже -20°C возможно обмерзание каналов циркулирующего воздуха. Следовательно, если температура на входе ниже -20°C , в работу подключают байпасную линию.

Переход с режима свободного охлаждения на косвенно-испарительное охлаждение.

В режиме косвенно-испарительного охлаждения на поверхность теплообменного аппарата разбрызгивается вода. Чтобы предотвратить возможное обмерзание теплообменного аппарата, необходимо подавать приточный воздух с температурой ниже 0°C . Следовательно, переход на режим косвенно-испарительного охлаждения может быть осуществлен при положительной температуре воздуха, принимаем, что выше $+1^{\circ}\text{C}$.

Переход с режима косвенно-испарительное охлаждения на режим комбинирования косвенно-испарительного охлаждения и ПКХМ

Для определения границ режимов работы, проведен итерационный перебор параметров наружного воздуха. Для этого, по данным СНиП 23-01-99 (среднемесячная температура и среднее месячное парциальное давление пара) на $i-d$ диаграмме строим кривую, которая будет характеризовать изменение параметров наружного воздуха. Рассматриваем месяцы с января по июль, так как после июля среднемесячная температура уменьшается.

Проведя расчёты, получаем следующие параметры наружного воздуха, при которых установка переходит в различные режимы работы. Для определения границы

принимали, что разница между температурами в точках 7 и 10 должно составлять $\Delta t = 5^{\circ}\text{C}$ (недорекуперация в теплообменном аппарате).

При достижении на улице температуры $t = 20^{\circ}\text{C}$ и влажности $\phi = 77\%$ установка переходит из режима косвенно-испарительного охлаждения в режим, когда включается в работу ПКХМ.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

В результате проведенных расчётов получены графики потребляемой мощности сравниваемых СКВ в течение года (см. рис. 6–8).

Наглядно видно, что наиболее эффективной является предлагаемая комбинированная СКВ. Для нее площадь под графиком потребляемой мощности в течение года, которая соответствует годовому энергопотреблению, ощутимо меньше, чем у традиционных систем.

В системе чиллер-фанкойлы наибольшее количество энергии потребляется в летний период года. Зимой охлаждение ЦОД происходит с помощью свободного охлаждения. А летом в работу включается компрессор, который и является основным потребителем электроэнергии.

В системе с прецизионным кондиционером в зимний период потребление электроэнергии больше, чем в летний. Обусловлено это тем, что из-за большой разницы температур в помещении и на улице в зимний период года, нам необходимо поддерживать давление конденсации, что приводит к увеличению потребления энергии.

В предлагаемой системе кондиционирования воздуха, большую часть времени года потребляют электроэнергию только вентиляторы и насос. И только в дни с высокой температурой приточного воздуха подключается ПКХМ. Комбинирование свободного охлаждения, косвенно-испарительного охлаждения и ПКХМ позволяет существенно снизить затраты на электроэнергию.

В результате, после проведения расчетов, было получено, что в сравнении с предлагаемой комбинированной СКВ, система с прецизионным кондиционером

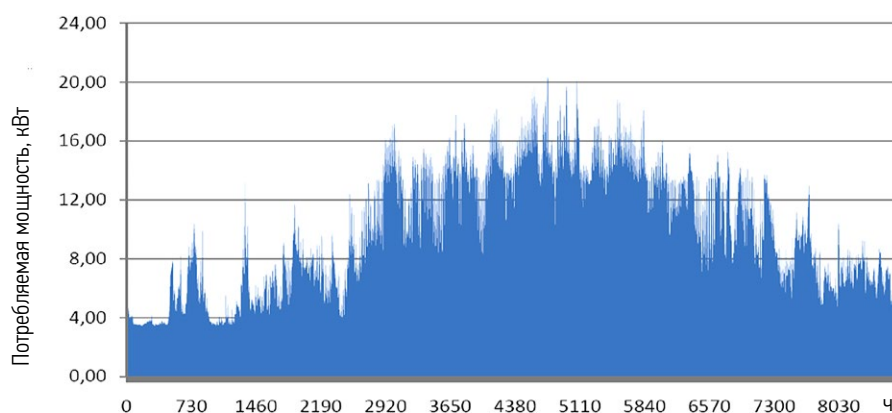


Рис. 6. Система чиллер-фанкойлы с свободным охлаждением.

Fig. 6. Chiller with free cooling system.

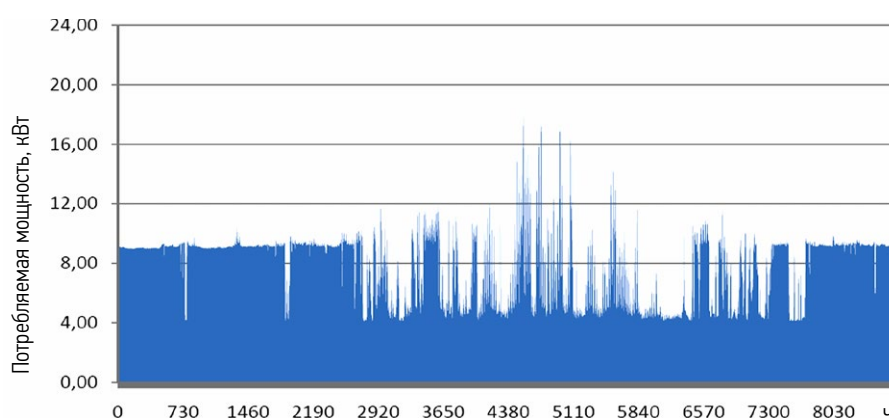


Рис. 7. Система с прецизионным кондиционером.

Fig. 7. Close control unit.

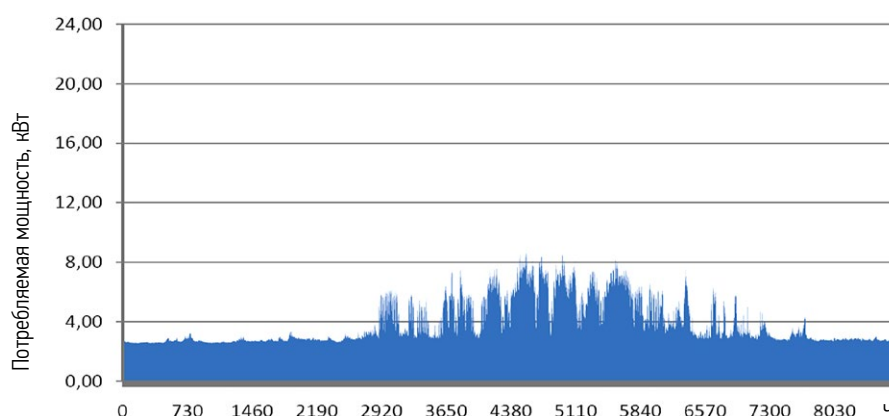


Рис. 8. Предлагаемая комбинированная СКВ.

Fig. 8. Proposed combined ACS.

потребляет в 2,5 раза больше электроэнергии, а чиллер-фанкойл со свободным охлаждением в 2 раз больше.

кондиционерами, работающими на традиционных паро-компрессионных циклах.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проделанной работы были освещены различные системы кондиционирования воздуха, применяемые в настоящее время для охлаждения ЦОД: прецизионные кондиционеры и системы чиллер-фанкойлы. Были описаны основные составляющие каждой системы, достоинства и недостатки наблюдающиеся в процессе проектирования, монтажа, при пуско-наладочных работах, а также при дальнейшей эксплуатации таких систем.

Предложена альтернативная комбинированная система кондиционирования воздуха, объединяющая ПКХМ и косвенно-испарительное охлаждение.

Сравнительный анализ предложенной схемы и традиционных решений показал, что комбинированная система кондиционирования воздуха позволяет значительно сократить энергопотребление на кондиционирование ЦОД. Так в условиях московского региона предложенная система в течение года потребит энергии в 2 раз меньше, чем система чиллер-фанкойлы со свободным охлаждением и в 2,5 раз меньше, чем система с прецизионными

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. Все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов, связанного с подготовкой и публикацией статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования и подготовке публикации.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contributions. All authors made a substantial contribution to the conceptual development and preparation of this article and read and approved the final version before publication.

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

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Koomey J. *Estimating Total Power Consumption by Servers in the US and the World*. Stanford: Lawrence Berkeley National Laboratory and Consulting Professor, 2007.
2. Anderson S. Improving the efficiency of data centers // *Energy Engineering*. 2010. Vol. 107, N 5. P. 42–63.
3. Capozzolia A., Primiceria G. Cooling Systems in Data Centers: State of Art and Emerging Technologies // *7th International Conference on Sustainability in Energy and Buildings*. Torino: Energy Procedia, 2015. P. 484–493. doi: 10.1016/j.egypro.2015.12.168
4. Evans T. The Different Technologies for Cooling Data Centers // *White Papers*. 2012. N 59. Дата обращения: 12.04.2023. Доступ по ссылке: <https://it-resource.schneider-electric.com/white-papers/wp-59-the-different-technologies-for-cooling-data-centers>
5. Балкаров М.А. Охлаждение серверных и ЦОД. Основы. Киев: Аванпост-Прим, 2011. (in Russ.)
6. Xiang H., Jianli D., Xiaoqing S., et al, inventor; Xian Polytechnic University, assignee. Data center's evaporation cold compound cooling system of cooling water cold wind. China patent CN105120637B. 2015 Sept 15. Доступ по ссылке: <https://patents.google.com/patent/CN105120637B/en?q=6.Huang+Xiang.%2c+2015.+A+data+center+cooled+with+evaporative+cooling++air+cooling+system+com-plex.+CN105120637B+Patent>
7. Faramarzi R., Lutton J., Gouw S., editors. Performance Comparison of Evaporatively-Cooled Condenser versus Air-Cooled Condenser Air Conditioners. Proceedings of the ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings Conference; 2010 August 15–20; Irvine, CA Southern California Edison, 2010. Available from: <https://www.aceee.org/files/proceedings/2010/data/papers/1924.pdf>
8. Pistochini T., Modera M. Water-use efficiency for alternative cooling technologies in arid climates // *Energy and Buildings*. 2011. Vol. 43. N 2–3. P. 631–638. doi: 10.1016/j.enbuild.2010.11.004
9. Reichmuth, H., Turner, C., Higgins, et al., editors. Assessment of Market-Ready Evaporative Technologies for HVAC Application [Internet]. Vancouver, WA: New Buildings Institute, 2006. Дата обращения: 07.08.2023. Доступ по ссылке: https://newbuildings.org/wp-content/uploads/2015/11/SCE-AssessMarketReadyEvap_rev_Nov06_11.pdf
10. Hasan A. Indirect evaporative cooling of air to a sub wet-bulb temperature // *Appl Therm Eng*. 2010. Vol. 30. P. 2460–2468. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.06.017
11. Woods J., Kozubal E., inventor; Alliance for Sustainable Energy LLC, assignee. Control methods and systems for indirect evaporative coolers. United States patent US9140460B2. 2013 March 13. Доступ по ссылке: <https://patents.google.com/patent/US9140460B2/en>
12. Evaporative air cooling equipment. In: ASHRAE A. H. H. Systems and equipment. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta. 2000. Ch. 19.1–19.8.
13. Maisotsenko V., Gillan L.E., Heaton T.L., et al., inventor; FF Seeley Nominees Pty Ltd., assignee. Method and apparatus of indirect-evaporation cooling. United States patent US 6497107 B2 Patent. 2002 Apr 4.
14. Ahmad A., Rehman S., Al-Hadhrani L.M. Performance evaluation of an indirect evaporative cooler under controlled environmental conditions // *Energy and Buildings*. 2013. Vol. 62. P. 278–285. doi: 10.1016/j.enbuild.2013.03.013
15. Патент РФ № 2420695/ 10.06.2011. Бюл. № 16. Жаров А.А., Гаранов С.А., Закатов А.С. Установка кондиционирования воздуха (варианты). (in Russ.) Дата обращения: 12.04.2023. Режим доступа: <https://new.fips.ru/iiss/document.xhtml?faces-redirect=true&id=038b0f172b4c195053ae99fa6d57762c> (in Russ.)
16. Гаранов С.А., Жаров А.А., Пантеев Д.А., и др. Водоеиспарительное и комбинированное охлаждение воздуха // *Инженерный журнал: наука и инновации*. 2013. № 1. С.84–90
17. Zharov A.A., Blinova D.A. Energy efficient air conditioning system of the computing centre of the space design and technology Bureau // *AIP Conference Proceedings*. 2019. Vol. 2171. №. 1. P. 120006. doi: 10.1063/1.5133262

REFERENCES

1. Koomey J. *Estimating Total Power Consumption by Servers in the US and the World*. Stanford: Lawrence Berkeley National Laboratory and Consulting Professor; 2007.
2. Anderson S. Improving the efficiency of data centers. *Energy Engineering*. 2010;107(5):42–63.
3. Capozzolia A, Primiceria G. Cooling Systems in Data Centers: State of Art and Emerging Technologies. In: *7th International Conference on Sustainability in Energy and Buildings*. Torino: Energy Procedia; 2015. P. 484–493. doi: 10.1016/j.egypro.2015.12.168
4. Evans T. The Different Technologies for Cooling Data Centers. *White Papers*. 2012;59. Accessed: 12.04.2023. Available from: <https://it-resource.schneider-electric.com/white-papers/wp-59-the-different-technologies-for-cooling-data-centers>
5. Balkarov MA. *Cooling of server rooms and data centers*. Basics. Kyiv: Avanpost-Prim; 2011. (in Russ.)
6. Xiang H, Jianli D, Xiaoqing S, et al, inventor; Xian Polytechnic University, assignee. Data center's evaporation cold compound cooling system of cooling water cold wind. China patent CN105120637B. 2015 Sept 15. Accessed: 06.08.2023. Available from: <https://patents.google.com/patent/CN105120637B/en?q=6.Huang+Xiang.%2c+2015.+A+data+center+cooled+with+evaporative+cooling++air+cooling+system+com-plex.+CN105120637B+Patent>
7. Faramarzi R, Lutton J, Gouw S, editors. Performance Comparison of Evaporatively-Cooled Condenser versus Air-Cooled Condenser Air Conditioners. Proceedings of the ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings Conference; 2010 August 15–20; Irvine, CA Southern California Edison; 2010. Available from: <https://www.aceee.org/files/proceedings/2010/data/papers/1924.pdf>
8. Pistochini T, Modera M. Water-use efficiency for alternative cooling technologies in arid climates. *Energy and Buildings*. 2011;43(2–3): 631–638. doi: 10.1016/j.enbuild.2010.11.004
9. Reichmuth H, Turner C, Higgins C, et al., editors. Assessment of Market-Ready Evaporative Technologies for HVAC Application [Internet]. Vancouver, WA: New Buildings Institute; 2006. Accessed: 06.08.2023. Available from:

https://newbuildings.org/wp-content/uploads/2015/11/SCE-AssessMarketReadyEvap_rev_Nov06_11.pdf

10. Hasan A. Indirect evaporative cooling of air to a sub wet-bulb temperature. *Appl Therm Eng.* 2010;30:2460–2468. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.06.017

11. Woods J, Kozubal E, inventor; Alliance for Sustainable Energy LLC, assignee. Control methods and systems for indirect evaporative coolers. United States patent US9140460B2. 2013 March 13. Accessed: 07.08.2023. Available from: <https://patents.google.com/patent/US9140460B2/en>

12. Evaporative air cooling equipment. In: ASHRAE A. H. H. *Systems and equipment. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.*, Atlanta. 2000. Ch. 19.1–19.8.

13. Maisotsenko V, Gillan LE, Heaton TL, et al., inventor; FF Seeley Nominees Pty Ltd., assignee. Method and apparatus of indirect-evaporation cooling. United States patent US 6497107 B2 Patent. 2002 Apr 4.

14. Ahmad A, Rehman S, Al-Hadhrami LM. Performance evaluation of an indirect evaporative cooler under controlled environmental conditions. *Energy and Buildings.* 2013;62:278–285. doi: 10.1016/j.enbuild.2013.03.013

15. Patent RUS № 2420695/ 10.06.2011. Byul. № 16. Zharov AA, Garanov SA, Zakatov AS. Ustanovka konditsionirovaniya vozdukh (varianty). (in Russ.) Accessed: 12.04.2023. Available from: <https://new.fips.ru/iiss/document.xhtml?faces-redirect=true&id=038b0f172b4c195053ae99fa6d57762c>

16. Garanov SA, Zharov AA, Panteev DA, et al. Water evaporation and combined air cooling. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii.* 2013;1:84–90.

17. Zharov AA, Blinova DA. Energy efficient air conditioning system of the computing centre of the space design and technology Bureau. *AIP Conference Proceedings.* 2019;2171(1):120006. doi: 10.1063/1.5133262

ОБ АВТОРАХ

* Жаров Антон Андреевич,

канд. техн. наук;

адрес: Российская Федерация, 105005, Москва, Лефортовская наб., д. 1;

ORCID: 0000-0001-9945-0850;

eLibrary SPIN: 8581-1809;

e-mail: zharov_a@bmstu.ru

Веневцева Дарья Андреевна;

ORCID: 0009-0006-8745-9798;

eLibrary SPIN: 2873-3767;

e-mail: vend09@ya.ru

Микита Гурий Иштванович,

канд. техн. наук;

ORCID: 0000-0002-3712-6913;

eLibrary SPIN: 7802-8398;

e-mail: mikitagi@bmstu.ru

Воронов Владимир Андреевич,

канд. техн. наук;

ORCID: 0000-0001-8581-9936;

eLibrary SPIN: 4502-9590;

e-mail: vavoronov@bmstu.ru

Апсит Константин Александрович;

eLibrary SPIN: 4063-7450;

e-mail: apsit.k@bmstu.ru

* Автор, ответственный за переписку

AUTHORS' INFO

* Anton A. Zharov,

Cand. Sci. (Tech.);

address: 1 Lefortovskaja naberezhnaja, 105005, Moscow, Russian Federation;

ORCID: 0000-0001-9945-0850;

eLibrary SPIN: 8581-1809;

e-mail: zharov_a@bmstu.ru

Darya A. Venevceva;

ORCID: 0009-0006-8745-9798;

eLibrary SPIN: 2873-3767;

e-mail: vend09@ya.ru

Guriy I. Mikita,

Cand. Sci. (Tech.);

ORCID: 0000-0002-3712-6913;

eLibrary SPIN: 7802-8398;

e-mail: mikitagi@bmstu.ru

Vladimir A. Voronov,

Cand. Sci. (Tech.);

ORCID: 0000-0001-8581-9936;

eLibrary SPIN: 4502-9590;

e-mail: vavoronov@bmstu.ru

Konstantin A. Apsit;

eLibrary SPIN: 4063-7450;

e-mail: apsit.k@bmstu.ru

* Corresponding author

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF321521>

Методика расчета и анализа базового транскритического цикла CO₂

М.С. Талызин

Международная академия холода, Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Ужесточение законодательства в области экологии привело к необходимости поиска хладагентов, являющихся альтернативой применяемым ранее.

Одной из таких альтернатив является использование так называемых «природных хладагентов», к которым относятся аммиак, CO₂, пропан и др.

Большой интерес к использованию CO₂ в качестве хладагента требует соответствующих методик расчета, которые недостаточно представлены в литературе.

Наряду с расчетом циклов и определением параметров в базовых точках требуется проводить анализ эффективности с целью определения оптимального решения.

Целью настоящего исследования является разработка методики расчета и анализа базового транскритического цикла CO₂.

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 базового транскритического цикла CO₂ с двумя температурными уровнями, приведена методика расчета и анализа потерь в элементах холодильной установки, работающей по базовому транскритическому циклу CO₂.

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

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

Как цитировать:

Талызин М.С. Методика расчета и анализа базового транскритического цикла CO₂ // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 2. С. 123–128.

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF321521>

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF321521>

Procedure for the calculation and analysis of the basic transcritical cycle CO₂

Maxim S. Talyzin

International Academy of Refrigeration, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

The increasingly strict legislations in the field of ecology have necessitated the search for novel refrigerants that can be alternatives to the existing refrigerants.

One option is the use of so-called “natural refrigerants,” including ammonia, CO₂, and propane.

Although there is considerable research interest in the use of CO₂ as a refrigerant, the required calculation procedures have not been sufficiently described in literature. In addition to the calculation of cycles and the determination of parameters at the base points, conducting an efficiency analysis to determine the optimal solution is necessary.

The purpose of this study was to develop a methodology for calculating and analyzing the basic transcritical CO₂ cycle of.

The calculation related to the transcritical cycle is based on the fundamental laws of thermodynamics, and the analysis is based on the entropy-statistical method of thermodynamic analysis.

The calculation includes the analysis of compression loss with respect to system components.

A description of the operation of the basic transcritical CO₂ cycle having two temperature levels and the procedure for calculating and analyzing losses in the elements of the refrigerating unit operating according to the basic transcritical CO₂ cycle are reported herein.

Using this method, identifying the elements and processes with the maximum losses and taking measures to improve the efficiency of the refrigeration system would be possible.

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

To cite this article:

Talyzin MS. Procedure for the calculation and analysis of the basic transcritical cycle CO₂. *Refrigeration Technology*. 2021;110(2):123–128.

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF321521>

Расчеты классических холодильных циклов представлены в учебнике [1]. Для решения конкретной задачи требуется произвести анализ эффективности транскритического цикла.

В качестве метода термодинамического анализа применяется энтропийно-статистический метод [2] как наиболее предпочтительный для техники низких температур [3], [4].

Приведем описание работы холодильной установки, работающей по транскритическому циклу CO_2 с двумя температурными уровнями. На рис. 1 представлена принципиальная схема холодильной установки, а на рис. 2 – транскритический цикл в диаграмме энтальпия–давление.

Пары хладагента, образовавшиеся при кипении на низком температурном уровне в испарителе $\text{И}_{\text{нт}}$ от тепловой нагрузки $Q_{\text{нт}}$, 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 $\text{И}_{\text{ст}}$ от тепловой нагрузки $Q_{\text{ст}}$, и парами, образовавшимися при дросселировании в PB4 от точки 8 до точки 10, после этого происходит сжатие в компрессоре второй ступени KM2 от давления точки 3 до давления точки 4.

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

Охлажденные пары дросселируются в PB3 до давления промежуточного сосуда ПС , часть паров откачивается компрессором через дроссельный вентиль PB4 , энтальпия оставшейся части при этом понижается до состояния точки 7.

Далее насыщенная жидкость точки 7 дросселируется до среднетемпературного и низкотемпературного уровней в PB2 и PB1 , соответственно. Цикл повторяется. Приведем ниже формулы для расчета основных характеристик цикла.

Удельная массовая холодопроизводительность среднетемпературного контура рассчитывается по формуле:

$$q_{o_ст} = h_{12} - h_9. \quad (1)$$

Удельная массовая холодопроизводительность низкотемпературного контура определяется согласно:

$$q_{o_нт} = h_{11} - h_1. \quad (2)$$

Массовые расходы низкотемпературного и среднетемпературного контуров

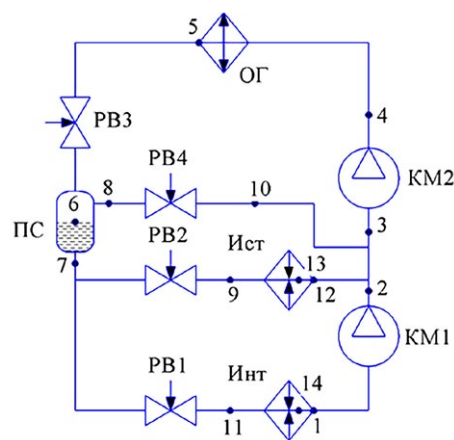


Рис. 1. Принципиальная схема транскритической холодильной системы CO_2 (Система 3): KM1 – компрессор первой ступени сжатия, KM2 – компрессор второй ступени сжатия, ОГ – охладитель газа, ПС – промежуточный сосуд, $\text{И}_{\text{ст}}$ – испаритель среднетемпературных потребителей, $\text{И}_{\text{нт}}$ – испаритель низкотемпературных потребителей, PB1 , PB2 , PB3 , PB4 – регулирующие вентили.

Fig. 1. Schematic diagram of the transcritical CO_2 cycle (System 3): KM1 – compressor of the first stage of compression, KM2 – compressor of the second stage of compression, OG – gas cooler, PS – intermediate vessel, E_{ast} – evaporator of medium temperature consumers, I_{nt} – evaporator of low-temperature consumers, PB1 , PB2 , PB3 , and PB4 – regulating valves.

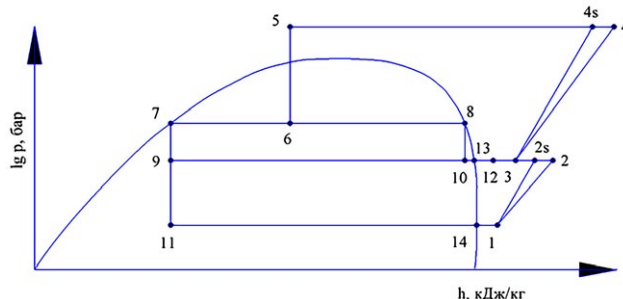


Рис. 2. Транскритический цикл CO_2 .

Fig. 2. Transcritical CO_2 cycle.

$$G_{\text{нт}} = \frac{Q_{\text{нт}}}{q_{o_нт}}, \quad (3)$$

$$G_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{ст}}}{q_{o_ст}}.$$

Относительные массовые расходы низкотемпературного и среднетемпературного контуров

$$g_{\text{нт}} = 1, \quad (4)$$

$$g_{\text{ст}} = \frac{G_{\text{ст}}}{G_{\text{нт}}}.$$

Относительный массовый расход второй ступени сжатия g_2 определяется из энергетического баланса промежуточного сосуда ПС.

$$g_2 \times h_6 = (g_{HT} + g_{CT}) \times h_7 + (g_2 - g_{HT} - g_{CT}) \times h_8, \quad (5)$$

$$g_2 = (g_{HT} + g_{CT}) \times \frac{h_8 - h_7}{h_8 - h_6}.$$

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

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

Энтальпию точки 3 можно найти из уравнения смешения потоков:

$$g_{CT} \times h_{12} + (g_2 - g_{CT} - g_{HT}) \times h_{10} + g_{HT} \times h_2 = g_2 \times h_3,$$

$$h_3 = \frac{g_{CT} \times h_{12} + (g_2 - g_{CT} - g_{HT}) \times h_{10} + g_{HT} \times h_2}{g_2}. \quad (7)$$

Энтальпия в точке 4 находится из уравнения аналогичного (6).

Минимальная необходимая удельная работа для генерации холода определяется в форме

$$l_{min}^{HT} = q_o^{HT} \times \frac{T_{oc} - T_{п}^{HT}}{T_{п}^{HT}},$$

$$l_{min}^{CT} = q_o^{CT} \times \frac{T_{oc} - T_{п}^{CT}}{T_{п}^{CT}}, \quad (8)$$

$$l_{min} = l_{min}^{CT} \times g_{CT} + l_{min}^{HT} \times g_{HT}.$$

Адиабатная работа сжатия

$$l_{ад}^1 = h_{2s} - h_1,$$

$$l_{ад}^2 = h_{4s} - h_3, \quad (9)$$

$$l_{ад} = l_{ад}^1 \times g_{HT} + l_{ад}^2 \times g_2.$$

Действительная затрачиваемая удельная работа сжатия

$$l_{сж}^1 = h_2 - h_1,$$

$$l_{сж}^2 = h_4 - h_3, \quad (10)$$

$$l_{сж} = l_{сж}^1 \times g_{HT} + l_{сж}^2 \times g_2.$$

Степень термодинамического совершенства

$$\eta_{терм} = \frac{l_{min}}{l_{сж}}. \quad (11)$$

Холодильный коэффициент при адиабатном процессе сжатия

$$\varepsilon_{ад} = \frac{q_o^{CT} \times g_{CT} + q_o^{HT} \times g_{HT}}{l_{ад}}. \quad (12)$$

Действительное значение холодильного коэффициента

$$\varepsilon_{д} = \frac{q_o^{CT} \times g_{CT} + q_o^{HT} \times g_{HT}}{l_{сж}}. \quad (13)$$

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

$$\Delta l_{ог} = [(h_{4s} - h_5) - T_{oc} \times (s_{4s} - s_5)] \times g_2. \quad (14)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии при дросселировании определяем для 4 процессов (верхний индекс указывает на сам процесс):

$$\Delta l_{др}^{5-6} = g_2 \times T_{oc} \times (s_6 - s_5),$$

$$\Delta l_{др}^{7-9} = g_{CT} \times T_{oc} \times (s_9 - s_7),$$

$$\Delta l_{др}^{7-11} = g_{HT} \times T_{oc} \times (s_{11} - s_7), \quad (15)$$

$$\Delta l_{др}^{8-10} = (g_2 - g_{CT} - g_{HT}) \times T_{oc} \times (s_{10} - s_8),$$

$$\Delta l_{др} = \Delta l_{др}^{5-6} + \Delta l_{др}^{7-9} + \Delta l_{др}^{7-11} + \Delta l_{др}^{8-10}.$$

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):

$$\Delta l_{и.кип}^{CT} = (h_{13} - h_9) \times g_{CT} \times T_{oc} \times \frac{T_{п}^{CT} - T_o}{T_o \times T^{CT}}, \quad (16)$$

$$\Delta l_{и.кип}^{HT} = (h_{14} - h_{11}) \times g_{HT} \times T_{oc} \times \frac{T_{п}^{HT} - T_o}{T_o \times T^{HT}}.$$

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):

$$\Delta l_{и.пер}^{CT} = g_{CT} \times [T_{п}^{CT} \times (s_{12} - s_{13}) - (h_{12} - h_{13})],$$

$$\Delta l_{и.пер}^{HT} = g_{HT} \times [T_{п}^{HT} \times (s_1 - s_{14}) - (h_1 - h_{14})]. \quad (17)$$

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

$$\begin{aligned}\Delta l_{\text{и}}^{\text{ст}} &= \Delta l_{\text{и.кип}}^{\text{ст}} + \Delta l_{\text{и.пер}}^{\text{ст}}, \\ \Delta l_{\text{и}}^{\text{нт}} &= \Delta l_{\text{и.кип}}^{\text{нт}} + \Delta l_{\text{и.пер}}^{\text{нт}}, \\ \Delta l_{\text{и}} &= \Delta l_{\text{и}}^{\text{ст}} + \Delta l_{\text{и}}^{\text{нт}}.\end{aligned}\quad (18)$$

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

$$\begin{aligned}\Delta l_{\text{см}} &= T_{\text{ос}} \times \left[g_2 \times s_3 - (g_{\text{ст}} \times s_{12} + g_{\text{нт}} \times s_2) - \right. \\ &\quad \left. - (g_2 - g_{\text{ст}} - g_{\text{нт}}) \times s_{10} \right], \\ \Delta l_{\text{пром}} &= T_{\text{ос}} \times \left[g_2 \times s_6 - (g_{\text{ст}} \times s_7 + g_{\text{нт}} \times s_7) - \right. \\ &\quad \left. - (g_2 - g_{\text{ст}} - g_{\text{нт}}) \times s_8 \right], \\ \Delta l_{\text{другие}} &= \Delta l_{\text{см}} + \Delta l_{\text{пром}}.\end{aligned}\quad (19)$$

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

$$l_{\text{ад.р}} = l_{\text{мин}} + \Delta l_{\text{ог}} + \Delta l_{\text{др}} + \Delta l_{\text{и}} + \Delta l_{\text{другие}} \quad (20)$$

Энергетические потери в компрессоре:

$$\Delta l_{\text{км}} = l_{\text{сж}} - l_{\text{ад.р}} \quad (21)$$

Расчетная работа сжатия:

$$l_{\text{сж.р}} = l_{\text{ад.р}} + \Delta l_{\text{км}} \quad (22)$$

Погрешность определения работы сжатия:

$$\Delta = \left(1 - \frac{l_{\text{сж}}}{l_{\text{сж.р}}} \right) \times 100\% \quad (23)$$

Результаты анализа являются удовлетворительными, если величина погрешности, определяемой по уравнению 23, находится в пределах 3 %.

Результаты, полученные по данной методике, представлены в [5].

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

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

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

ADDITIONAL INFORMATION

Competing interests. The author declares that there is no conflict of interest

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Бараненко А.В., Бухарин Н.Н., Пекарев В.И. и др. Холодильные машины. Санкт Петербург: Политехника, 2006.
- Архаров А.М. Основы криологии. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных систем. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014.
- Архаров А.М. О едином термодинамическом пространстве, теплоте, холоде, эксергии и энтропии, как о базовых понятиях инженерной криологии // Холодильная техника. 2009. Т. 98, № 6. С. 34–39. doi: 10.17816/RF97641
- Архаров А.М. Почему эксергетический вариант термодинамического анализа не рационален для исследования основных низкотемпературных систем // Холодильная техника. 2011. Т. 100, № 10. С. 8–12. doi: 10.17816/RF98321
- 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

REFERENCES

1. Baranenko AV, Bukharin NN, Pekarev VI, et al. *Refrigeration plants*. St. Petersburg: Politekhnik; 2006. (in Russ.)
2. Arkharov AM. *Fundamentals of cryology. Entropy-Statistical Analysis of Low-Temperature Systems*. Moskva: MGTU im NE Bauman; 2014. (in Russ.)
3. Arkharov AM. About a single thermodynamic space, heat, cold, exergy and entropy, as the basic concepts of engineering cryology. *Refrigeration technology*. 2009;98(6):34–39. (in Russ.) doi: 10.17816/RF97641
4. Arkharov AM. Why the exergetic version of thermodynamic analysis is not rational for the study of basic low-temperature systems. *Refrigeration technology*. 2011;100(10):8–12. (in Russ.) doi: 10.17816/RF98321
5. Arkharov AM, Shishov VV, Talyzin MS. Comparison using entropy-statistical analysis of transcritical cycles on SO₂ with cycles on traditional refrigerants for cold supply systems of retail. *Refrigeration technology*. 2017;106(2):34–41. (in Russ.) doi: 10.17816/RF99213

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

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