



РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ СИСТЕМЫ РЕКУПЕРАЦИИ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ПЕРЕДВИЖНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ НА ОСНОВЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Г. И. Чернов¹, В. С. Евдокимов¹, А. М. Калашников¹,
В. И. Кабельский¹, А. О. Жуков², В. А. Футин³

¹Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

²Экспертно-аналитический центр,
Россия, 109316, г. Москва, ул. Талалихина, д. 33, стр. 4

³Казанский национальный исследовательский технический университет
имени А. Н. Туполева — КАИ,
Россия, 420111, Республика Татарстан, г. Казань, ул. К. Маркса, 10

В данной статье представлена математическая модель передвижной компрессорной станции с системой рекуперации тепловых потерь на основе холодильной машины. В работе показана схема системы рекуперации тепловых потерь, на основе которой разработана математическая модель. Математическая модель включает известные термодинамические соотношения для тепловой нагрузки на теплообменные аппараты; мощности, потребляемой компрессором, и холодильного коэффициента холодильной машины. Представленная модель позволяет определить эффективность системы и провести расчет аппаратов и агрегатов, входящих в ее состав.

Ключевые слова: передвижная компрессорная станция, цикл Ренкина, система рекуперации тепловых потерь, холодильная машина, математическая модель.

Введение

подавляющее количество энергии, генерируемой при сжигании углеводородного топлива в силовых агрегатах передвижных компрессорных станций (ПКС), выбрасывается в окружающую среду в виде тепла [1–3]. Возврат части этой энергии в технологическую схему модульной компрессорной установки (МКУ) за счёт применения встроенных систем рекуперации позволяет существенно снизить удельный расход топлива, расходуемого на привод силового агрегата, а значит, является актуальной научно-технической задачей [4–16].

Объектом исследования является ПКС с приводом от двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и системой рекуперации тепловых потерь (СРТП) на основе холодильной машины. Предметом исследования является энергетическая эффективность этой установки.

Математическая модель

Повышение экономичности мобильной компрессорной установки с приводом от ДВС и рекуперации тепловых потерь происходит за счёт понижения температуры газа, подаваемого на всасывание в компрессор. При этом ограничимся рассмотрением такого режима работы, при котором температура нагнетаемого газа не ниже температуры окружающей среды. В основе этого способа лежит выражение для мощности политропного компрессора

$$N_0 = \frac{n}{n-1} \cdot G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right). \quad (1)$$

Из этого выражения следует, что при сохранении постоянными расхода газа G и степени повышения давления ($\pi = \text{const}$) мощность, затрачиваемая на привод компрессора, может быть понижена за счёт понижения температуры сжимаемого газа на входе в компрессор T_0 (в этом выражении n — показатель политропы, характеризующий интенсивность охлаждения сжимаемого в компрессоре газа, а R — газовая постоянная сжимаемого газа). Снижение мощности на привод компрессора снижает расход топлива в двигателе внутреннего сгорания, осуществляющего этот привод.

Понижение температуры газа может обеспечиваться отводом от него тепла, который реализует холодильная машина (ХМ). При этом энергию, подводимую к холодильной машине для обеспечения её работы, генерирует теплосиловая установка, реализующая цикл Ренкина, которая преобразует тепловую энергию, отводимую от компрессорной установки и её привода, в механическую энергию.

Схема, реализующая работу ПКС с СРТП, представлена на рис. 1.

Анализ работы СРТП строится на известных термодинамических уравнениях и соотношениях [17]. Поток сжимаемого газа с массовым расходом G и температурой T_0 предварительно охлаждается в теплообменнике X до температуры T_1 и поступает на сжатие в компрессор K , в котором повышает своё давление в π раз и температуру до значения T_2 . После компрессора сжатый газ поступает в концевой холодильник TK , в котором охлаждается до температуры окружающей среды. Отведённая от потока сжатого газа в концевом холодильнике TK тепловая мощность в количестве $\eta_{TK} \cdot G \cdot c_p \cdot (T_2 - T_0)$ идёт

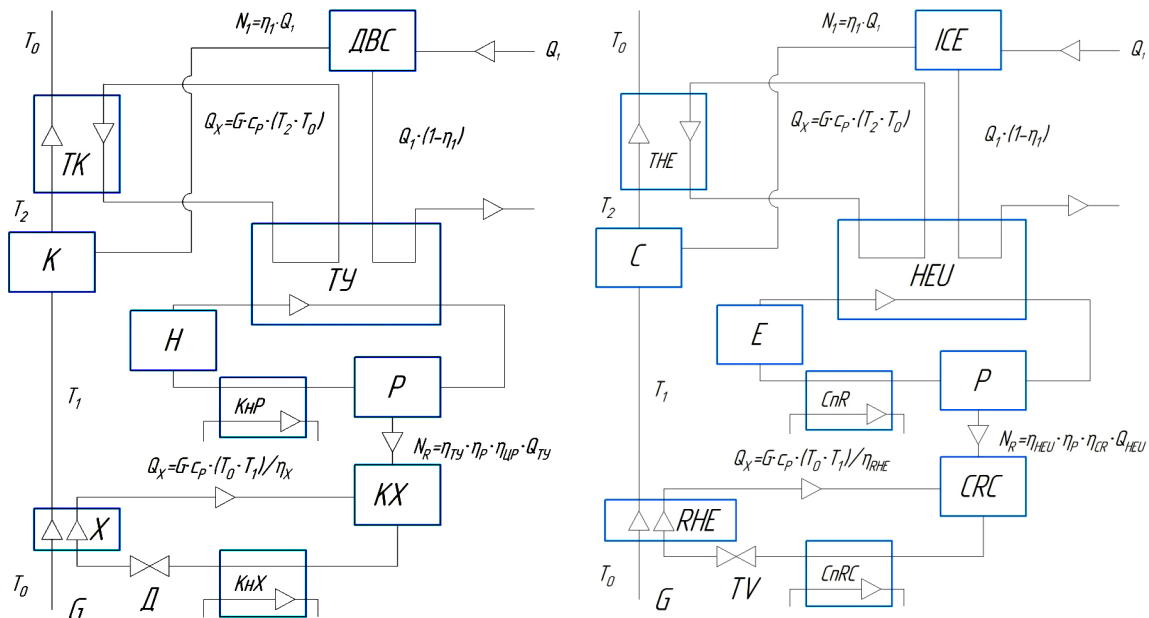


Рис. 1. Схема работы ПКС с СРТП на основе холодильной машины: K — компрессор; $ДВС$ — двигатель внутреннего сгорания, привод компрессора K ; X — холодильный теплообменник, охлаждающий газ перед его сжатием в компрессоре K ; TK — концевой теплообменник, отводящий тепло от сжатого газа; H — насос в контуре Ренкина; TU — теплообменник-утилизатор контура Ренкина; P — расширительная машина контура Ренкина; $КНР$ — конденсатор контура Ренкина; KX — компрессор холодильного контура; $КНХ$ — конденсатор холодильного контура; $Д$ — дроссельный вентиль холодильного контура

Fig. 1. The scheme of operation portable compressor station (PCS) with heat loss recovery system (HLRS) based on a refrigeration machine: C — compressor; ICE — internal combustion engine, drives the compressor C ; RHE — refrigeration heat exchanger, cools the gas before its compression in compressor C ; THE — tail heat exchanger, removes heat from compressed gas; P — pump in Rankine cycle; HEU — heat exchanger-utilizer of the Rankine cycle; E — expander of the Rankine cycle; CnR — condenser of the Rankine cycle; CRC — refrigerator circuit compressor; $CnRC$ — refrigerator circuit condenser; TV — throttle valve of the refrigerator circuit

на нагрев в теплообменнике-утилизаторе TU рабочего вещества цикла Ренкина. В этом же теплообменнике-утилизаторе рабочее вещество дополнительно нагревается тепловым потоком, отведённым от двигателя внутреннего сгорания $Д$ в количестве $Q_1 \cdot (1 - \eta_1)$. Подведённый к контуру Ренкина в теплообменнике-утилизаторе тепловой поток в количестве

$$Q_{TU} = \eta_{TK} \cdot G \cdot c_p \cdot (T_2 - T_0) + Q_1 \cdot (1 - \eta_1) \quad (2)$$

преобразуется за счёт реализации теплосилового цикла Ренкина в механическую мощность:

$$N_R = \eta_{TK} \cdot \eta_p \cdot \eta_{CnR} \cdot Q_{TU} \quad (3)$$

Эта мощность идёт на привод холодильного компрессора KX , который входит в состав холодильного контура, реализующего цикл ПКХМ. Этот контур содержит холодильный компрессор KX , конденсатор $КНХ$, дроссельный вентиль $Д$ и холодильный теплообменник X , охлаждающий газ перед его сжатием в компрессоре K , отводя от газа тепловой поток в количестве

$$Q_X = \frac{G \cdot c_p}{\eta_X} \cdot (T_0 - T_1) \quad (4)$$

Холодильный коэффициент холодильного контура определяется соотношением

$$\varepsilon = \frac{Q_X}{N_p} \quad (5)$$

Предварительное охлаждение сжимаемого газа до температуры T_1 снижает затрачиваемую мощность от величины N_0 до значения

$$N_1 = \frac{n}{n-1} \cdot G \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (6)$$

Снижение потребной мощности до значения N_1 приводит к уменьшению тепловой мощности, выделяемой в $ДВС$, от значения Q_0 до величины Q_1

$$N_0 = \eta_0 \cdot Q_0, \quad (7)$$

$$N_1 = \eta_1 \cdot Q_1, \quad (8)$$

что, в свою очередь, приводит к снижению расхода топлива от значения M_0 до величины M_1 , который связан с тепловой мощностью соотношением

$$Q = q \cdot M. \quad (9)$$

В выражениях (7), (8) и (9) q — удельная теплота сгорания топлива; η_0 и η_1 — КПД двигателя $Д$ при режимах работы, обеспечивающих мощности N_0 и N_1 . В выражениях (2)–(4) c_p — удельная массовая изобарная теплоёмкость; η_X , η_{TU} , η_{TK} , η_p , η_{CnR} — КПД соответственно холодильного теплообменника, теплообменника-утилизатора, концевой холодильника, расширительной машины, цикла Ренкина.

Целью построения математической модели является определение экономии топлива, которое можно выразить коэффициентом расхода топлива $\frac{M_1}{M_0}$.

Подставив (9) в выражения (7) и (8) и, деля полученные уравнения друг на друга, получим

$$\frac{N_1}{N_0} = \frac{\eta_1 \cdot M_1}{\eta_0 \cdot M_0} \quad (10)$$

С другой стороны, отношение выражений (6) и (1) равно

$$\frac{N_1}{N_0} = \frac{T_1}{T_0} \quad (11)$$

Сравнивая (10) и (11), получим

$$\frac{T_1}{T_0} = \frac{\eta_1 \cdot M_1}{\eta_0 \cdot M_0}$$

или

$$\frac{M_1}{M_0} = \frac{T_1}{T_0} \cdot \frac{\eta_0}{\eta_1} \quad (12)$$

Выражение (12) показывает, что коэффициент расхода топлива пропорционален отношению температур сжимаемого газа на входе в компрессор. Таким образом, задача решения математической модели состоит в определении отношения температур $\frac{T_1}{T_0}$.

Исходными данными для этой задачи являются величины $\eta_0, \eta_1, T_0, \zeta, \eta_{TK}, \eta_{TY}, \eta_P, \eta_{LP}, \eta_X, k, n$.

Умножим числитель и знаменатель холодильного коэффициента на мощность соответствующего цикла Карно

$$\varepsilon = \frac{Q_X}{N_P} \cdot \frac{N_K}{N_K} = \frac{Q_X}{N_K} \cdot \frac{N_K}{N_P}$$

Отношение $\frac{Q_X}{N_K}$ представляет собой холодильный коэффициент холодильного цикла Карно, который можно представить в виде

$$\varepsilon_K = \frac{Q_X}{N_P} = \frac{T_1}{T_0 - T_1}$$

Отношение $\frac{N_K}{N_P}$ можно назвать коэффициентом подобия действительного холодильного холодильному циклу Карно, который характеризует энергетическую эффективность затрат мощности в холодильном цикле. Это соотношение можно обозначить

$$\zeta = \frac{N_K}{N_P}$$

Таким образом, холодильный коэффициент холодильного контура можно представить в виде

$$\varepsilon = \frac{T_1}{T_0 - T_1} \cdot \zeta \quad (13)$$

Приравняв выражения (5) и (13)

$$\frac{T_1}{T_0 - T_1} \cdot \zeta = \frac{Q_X}{N_P}$$

И в полученное уравнение подставим (3) и (4)

$$\frac{T_1}{T_0 - T_1} \cdot \zeta = \frac{G \cdot c_p \cdot (T_0 - T_1)}{\eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{LP} \cdot Q_{TY}}$$

В это выражение вместо Q_{TY} подставим (2)

$$\begin{aligned} \frac{T_1}{T_0 - T_1} \cdot \zeta &= \\ &= \frac{G \cdot c_p \cdot (T_0 - T_1)}{\eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{LP} \times} \\ &\times [\eta_{TK} \cdot G \cdot c_p \cdot (T_2 - T_0) + Q_1 \cdot (1 - \eta_1)] \end{aligned}$$

T_2 заменим в соответствии с $T_2 = T_1 \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}}$

$$\begin{aligned} \frac{T_1}{T_0 - T_1} \cdot \zeta &= \\ &= \frac{G \cdot c_p \cdot (T_0 - T_1)}{\eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{LP} \times} \\ &\times \left[\eta_{TK} \cdot G \cdot c_p \cdot \left(T_1 \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}} - T_0 \right) + Q_1 \cdot (1 - \eta_1) \right] \end{aligned}$$

Вынесем за скобки числителя и знаменателя T_0 и сократим обе части уравнения на эту величину:

$$\begin{aligned} \frac{T_1/T_0}{1 - T_1/T_0} \cdot \zeta &= \\ &= \frac{G \cdot c_p \cdot \left(1 - \frac{T_1}{T_0} \right)}{\eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{LP} \times} \\ &\times \left[\eta_{TK} \cdot G \cdot c_p \cdot \left(\frac{T_1}{T_0} \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + \frac{Q_1}{T_0} \cdot (1 - \eta_1) \right] \end{aligned}$$

Приведём последнее уравнение к общему знаменателю:

$$\begin{aligned} \frac{T_1}{T_0} \cdot \zeta \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{LP} \times \\ \times \left[\eta_{TK} \cdot G \cdot c_p \cdot \left(\frac{T_1}{T_0} \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + \frac{Q_1}{T_0} \cdot (1 - \eta_1) \right] &= \\ = \eta_X \cdot G \cdot c_p \cdot \left(1 - \frac{T_1}{T_0} \right)^2 \end{aligned}$$

Заменим Q_1 в соответствии с

$$Q_1 = \frac{N_1}{\eta_1} = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{G \cdot R \cdot T_1}{\eta_1} \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

Получим

$$\begin{aligned} \frac{T_1}{T_0} \cdot \zeta \cdot \eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{LP} \times \\ \times \left[\eta_{TK} \cdot G \cdot c_p \cdot \left(\frac{T_1}{T_0} \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + \right. \\ \left. + \frac{n}{n-1} \cdot \frac{G \cdot R}{\eta_1} \cdot \frac{T_1}{T_0} \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \cdot (1 - \eta_1) \right] &= \\ = G \cdot c_p \cdot \left(1 - \frac{T_1}{T_0} \right)^2 \end{aligned}$$

После математических преобразований последнее уравнение сведём к квадратному уравнению

$$\left\{ \begin{array}{l} \zeta \cdot \eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{LP} \times \\ \left[\eta_{TK} \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}} + \frac{n}{n-1} \cdot \frac{k-1}{k} \times \right. \\ \left. \times \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{1}{\eta_1} - 1 \right) \right] - 1 \end{array} \right\} \times$$

$$\times \left(\frac{T_1}{T_0} \right)^2 + (2 - \zeta \cdot \eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{LP} \cdot \eta_{TK}) \times \frac{T_1}{T_0} - 1 = 0.$$

Решая это квадратное уравнение, получим

$$\begin{aligned} \frac{T_1}{T_0} = & \frac{-(2 - \zeta \cdot \eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{LP} \cdot \eta_{TK})}{2 \left\{ \left[\eta_{TK} \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}} + \frac{n}{n-1} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{1}{\eta_1} - 1 \right) \right] - 1 \right\}} + \\ & + \frac{\sqrt{(2 - \zeta \cdot \eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{LP} \cdot \eta_{TK})^2 + 4 \left\{ \zeta \cdot \eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{LP} \cdot \left[\eta_{TK} \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}} + \frac{n}{n-1} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{1}{\eta_1} - 1 \right) \right] - 1 \right\}}}{2 \left\{ \zeta \cdot \eta_X \cdot \eta_{TY} \cdot \eta_P \cdot \eta_{LP} \cdot \left[\eta_{TK} \cdot \pi^{\frac{n-1}{n}} + \frac{n}{n-1} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{1}{\eta_1} - 1 \right) \right] - 1 \right\}}. \end{aligned} \quad (14)$$

Зная отношение $\frac{T_1}{T_0}$, в соответствии с (12) находим коэффициент расхода топлива $\frac{M_1}{M_0}$, а также коэффициент экономии топлива (долю сэкономленного топлива)

$$K_9 = 1 - \frac{M_1}{M_0}. \quad (15)$$

Анализ полученных результатов

Полученная математическая модель, включающая уравнения (1) – (15), позволяет провести термодинамический расчёт тепловых нагрузок на основные теплообменные аппараты, входящие в состав СРТП, а также потребляемую мощность холодильного компрессора холодильного контура и мощность расширительной машины контура Ренкина.

На основе разработанной математической модели возможно проведение анализа влияния основных характеристик СРТП на эффективность работы системы.

Кроме того, уравнение (15), в сочетании с выражением (14), может служить целевой функцией при определении оптимальных режимных параметров работы СРТП.

Заключение

В представленной работе приведена схема системы рекуперации тепловых потерь передвижной компрессорной станции на основе использования холодильной машины для предварительного охлаждения перед компрессором сжимаемого газа. На основе этой схемы и основных термодинамических соотношений была построена математическая модель, позволяющая определить эффективность этой системы и повести расчёт аппаратов и агрегатов, входящих в состав системы.

Полученная математическая модель, включающая уравнения, позволяет провести расчёт тепловых нагрузок на основные теплообменные аппараты, входящие в состав СРТП, а также мощности

холодильного компрессора холодильного контура и расширительной машины контура Ренкина.

На основе разработанной математической модели возможно проведение анализа влияния основных характеристик СРТП на эффективность работы системы. Кроме того, уравнение (15) может служить целевой функцией при определении оптимальных режимных параметров работы СРТП.

Список источников

1. Луканин В. Н., Морозов К. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория рабочих процессов. Москва: Высшая школа, 2007. 479 с. ISBN 978-5-06-0041.
2. Селиверстов В. М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках. Санкт-Петербург: Судостроение, 1973. 254 с.
3. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчёт. 3-е изд., доп. Москва: КолосС, 2006. 456 с. ISBN 5-10-003551-X.
4. Юша В. Л. Термодинамический анализ эффективности мобильных компрессорных установок с рекуперацией тепловых потерь: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2014. 102 с. ISBN 978-5-8149-1918-2.
5. Yusha V. L., Chernov G. I. Effectiveness analysis of using the Rankine cycle and cycle of refrigeration machine for recuperation of heat losses in mobile compressor unite // 8th Int. Conf. on Compressors and Coolants. Smolenice – Slovak Republic, 2013. P. 45. URL: <https://szchkt.org/compressors/Contents/2013/proceedings.pdf> (дата обращения: 16.12.2023).
6. Юша В. Л., Чернов Г. И. Анализ термодинамической эффективности применения цикла Ренкина в системе рекуперации тепловых потерь компрессорной установки с приводным двигателем внутреннего сгорания // Омский научный вестник. 2013. № 2 (120). С. 254 – 261. EDN: RNEINJ.
7. Tsai B.-J., Wang Y. L. A novel Swiss-Roll recuperator for the microturbine engine // Applied Thermal Engineering. 2009. Vol. 29, no. 2 – 3. P. 216 – 223. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2008.02.028.
8. Xia C., Zhang Z., Huang G. [et al.]. Study on the new hybrid thermodynamic cycle for an improved micro swing engine with heat recovery process // Applied Thermal Engineering. 2018. Vol. 129. P. 1135 – 1149. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.123.
9. Negash A., Kim Y. M., Shin D. G. [et al.]. Optimization of organic Rankine cycle used for waste heat recovery of construction equipment engine with additional waste heat of hydraulic oil

cooler // *Energy*. 2018. Vol. 143. P. 797–811. DOI: 10.1016/j.energy.2017.11.004.

10. Sadeghi S., Ghandehariun S., Naterer G. F. Exergoeconomic and multi-objective optimization of a solar thermochemical hydrogen production plant with heat recovery // *Energy Conversion and Management*. 2020. Vol. 225. P. 113441. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113441.

11. Elmas E. T. Design and production of high temperature heat pipe heat recovery units // *Journal of Molecular Structure*. 2020. Vol. 1212. P. 127927. DOI: 10.1016/j.molstruc.2020.127927.

12. Quoilin S., Zhang X., Xiang N. [et al.]. Performance comparison of cement production before and after implementing heat recovery power generation based on energy analysis and economic evaluation: A case from China // *Journal of Cleaner Production*. 2021. Vol. 290. P. 125901. DOI: 10.1016/j.jclepro.2021.125901.

13. Cioccolanti L., Renzi M., Comodi G. [et al.]. District heating potential in the case of low-grade waste heat recovery from energy intensive industries // *Applied Thermal Engineering*. 2021. Vol. 191. P. 116851. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116851.

14. Aboelazayem O., Gadalla M., Alhajri I. [et al.]. Advanced process integration for supercritical production of biodiesel: Residual waste heat recovery via organic Rankine cycle (ORC) // *Renewable Energy*. 2020. Vol. 164. P. 433–443. DOI: 10.1016/j.renene.2020.09.058.

15. Kumar A., Rakshit D. A critical review on waste heat recovery utilization with special focus on Organic Rankine Cycle applications // *Cleaner Engineering and Technology*. 2021. Vol. 5. P. 100292. DOI: 10.1016/j.clet.2021.100292.

16. Wang F., Wang L., Zhang H. [et al.]. Design and optimization of hydrogen production by solid oxide electrolyzer with marine engine waste heat recovery and ORC cycle // *Energy Conversion and Management*. 2021. Vol. 229. P. 113775. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113775.

17. Архаров А. М. Теплотехника. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. 712 с. ISBN 5-7038-2439-7.

ЧЕРНОВ Герман Игоревич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 2144-5462

AuthorID (РИНЦ): 176943

AuthorID (SCOPUS): 56503369900

Адрес для переписки: gi_chernov2002@mail.ru

ЕВДОКИМОВ Владимир Сергеевич, старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 4909-8054

AuthorID (РИНЦ): 700336

AuthorID (SCOPUS): 56503145300

Адрес для переписки: omgtu_evdokimov@mail.ru

КАЛАШНИКОВ Александр Михайлович, старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 5496-5209

AuthorID (РИНЦ): 888551

ORCID: 0000-0002-6847-4937

Адрес для переписки: kalashnikov_omgtu@mail.ru

КАБЕЛЬСКИЙ Вячеслав Иванович, аспирант кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

Адрес для переписки: gi_chernov2002@mail.ru

ЖУКОВ Александр Олегович, доктор технических наук, профессор (Россия), заместитель директора по научной работе Экспертно-аналитического центра, г. Москва.

SPIN-код: 7482-2741

AuthorID (РИНЦ): 667117

AuthorID (SCOPUS): 55943600000

ORCID: 0000-0002-5122-3752

ResearcherID: C-2231-2014

Адрес для переписки: ulun2015@yandex.ru

ФУТИН Виктор Александрович, доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и энергетического машиностроения Института авиации, наземного транспорта и энергетики Казанского национального исследовательского технического университета имени А. Н. Туполева — КАИ, г. Казань, Республика Татарстан.

SPIN-код: 3739-2123

AuthorID (РИНЦ): 713366

AuthorID (SCOPUS): 23027608200

ORCID: 0000-0001-6171-227X

Адрес для переписки: kai@kai.ru

Для цитирования

Чернов Г. И., Евдокимов В. С., Калашников А. М., Кабельский В. И., Жуков А. О., Футин В. А. Разработка математической модели для системы рекуперации тепловых потерь передвижной компрессорной станции на основе холодильной машины // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2024. Т. 8, № 1. С. 42–48. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-42-48

Статья поступила в редакцию 07.02.2024 г.

© Г. И. Чернов, В. С. Евдокимов, А. М. Калашников,
В. И. Кабельский, А. О. Жуков, В. А. Футин

DEVELOPMENT OF THE MATHEMATICAL MODEL FOR HEAT RECOVERY SYSTEM FOR MOBILE COMPRESSOR STATIONS BASED ON REFRIGERATION MACHINE

G. I. Chernov¹, V. S. Evdokimov¹, A. M. Kalashnikov¹,
V. I. Kabelskiy¹, A. O. Zhukov², V. A. Fufin³

¹ Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

² Expert-Analytical Center,
Russia, Moscow, Talalikhina St., 33, bld. 4, 109316

³ Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev — KAI,
Russia, Tatarstan, Kazan, K. Marx St., 10, 420111

The article presents a mathematical model of a mobile compressor station with a heat recovery system based on a refrigeration machine. The study outlines the heat recovery system scheme, based on which the mathematical model is developed. The model includes known thermodynamic relations for the heat load on heat exchangers, power consumed by the compressor, and the coefficient of performance of the refrigeration machine. The presented model allows for determining the efficiency of the system and conducting calculations of the equipment and units comprising it.

Keywords: mobile compressor station, Rankine cycle, heat recovery system, refrigeration machine, mathematical model.

References

1. Lukanin V. N., Morozov K. A. Dvigateli vnutrennego sgoraniya: teoriya rabochikh protsessov [Internal combustion engines: theory of work processes]. Moscow, 2007. 479 p. ISBN 978-5-06-0041. (In Russ.).
2. Seliverstov V. M. Utilizatsiya tepla v sudovykh dizel'nykh ustanovkakh [Heat recovery in marine diesel plants]. Saint Petersburg, 1973. 254 p. (In Russ.).
3. Platinin P. I. Porshnevyye kompressory V. 2 t. T. 2. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 2. Theory and calculation]. 3rd ed. Moscow, 2006. 456 p. ISBN 5-10-003551-X. (In Russ.).
4. Yusha V. L. Termodinamicheskiy analiz effektivnosti mobil'nykh kompressornykh ustanovok s rekuperatsiyey teplovykh poter' [Thermodynamic analysis of the efficiency of mobile compressor units with heat loss recovery]. Omsk, 2014. 102 p. ISBN 978-5-8149-1918-2. (In Russ.).
5. Yusha V. L., Chernov G. I. Effectiveness analysis of using the Rankine cycle and cycle of refrigeration machine for recuperation of heat losses in mobile compressor unite // 8th Int. Conf. on Compressors and Coolants. Smolenice – Slovak Republic, 2013. P. 45. URL: <https://szchkt.org/compressors/Contents/2013/proceedings.pdf> (accessed: 16.12.2023). (In Engl.).
6. Yusha V. L., Chernov G. I. Analiz termodinamicheskoy effektivnosti primeneniya tsikla Rankina v sisteme rekuperatsii teplovykh poter' kompressornoy ustanovki s privodnym dvigatelem vnutrennego sgoraniya [The analysis of the thermodynamic efficiency of the rankine cycle in recuperation system of heat losses in compressor unit driven by the internal combustion engine] // Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2013. No. 2 (120). P. 254–261. EDN: RNEINJ. (In Russ.).
7. Tsai B.-J., Wang Y. L. A novel Swiss-Roll recuperator for the microturbine engine // *Applied Thermal Engineering*. 2009. Vol. 29, no. 2–3. P. 216–223. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2008.02.028. (In Engl.).
8. Xia C., Zhang Z., Huang G. [et al.]. Study on the new hybrid thermodynamic cycle for an improved micro swing engine with heat recovery process // *Applied Thermal Engineering*. 2018. Vol. 129. P. 1135–1149. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.123. (In Engl.).
9. Negash A., Kim Y. M., Shin D. G. [et al.]. Optimization of organic Rankine cycle used for waste heat recovery of construction equipment engine with additional waste heat of hydraulic oil cooler // *Energy*. 2018. Vol. 143. P. 797–811. DOI: 10.1016/j.energy.2017.11.004. (In Engl.).
10. Sadeghi S., Ghandehariun S., Naterer G. F. Exergoeconomic and multi-objective optimization of a solar thermochemical hydrogen production plant with heat recovery // *Energy Conversion and Management*. 2020. Vol. 225. P. 113441. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113441. (In Engl.).
11. Elmas E. T. Design and production of high temperature heat pipe heat recovery units // *Journal of Molecular Structure*. 2020. Vol. 1212. P. 127927. DOI: 10.1016/j.molstruc.2020.127927. (In Engl.).
12. Quoilin S., Zhang X., Xiang N. [et al.]. Performance comparison of cement production before and after implementing heat recovery power generation based on emergy analysis and economic evaluation: A case from China // *Journal of Cleaner Production*. 2021. Vol. 290. P. 125901. DOI: 10.1016/j.jclepro.2021.125901. (In Engl.).
13. Cioccolanti L., Renzi M., Comodi G. [et al.]. District heating potential in the case of low-grade waste heat recovery from energy intensive industries // *Applied Thermal Engineering*. 2021. Vol. 191. P. 116851. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116851. (In Engl.).
14. Aboelazayem O., Gadalla M., Alhajri I. [et al.]. Advanced process integration for supercritical production of biodiesel: Residual waste heat recovery via organic Rankine cycle (ORC) // *Renewable Energy*. 2020. Vol. 164. P. 433–443. DOI: 10.1016/j.renene.2020.09.058. (In Engl.).
15. Kumar A., Rakshit D. A critical review on waste heat recovery utilization with special focus on Organic Rankine Cycle

applications // Cleaner Engineering and Technology. 2021. Vol. 5. P. 100292. DOI: 10.1016/j.clet.2021.100292. (In Engl.).

16. Wang F., Wang L., Zhang H. [et al.]. Design and optimization of hydrogen production by solid oxide electrolyzer with marine engine waste heat recovery and ORC cycle // Energy Conversion and Management. 2021. Vol. 229. P. 113775. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113775. (In Engl.).

17. Arkharov A. M. Teplotekhnika [Thermal engineering]. Moscow, 2004. 712 p. ISBN 5-7038-2439-7. (In Russ.).

CHERNOV German Igorevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 2144-5462

AuthorID (RSCI): 176943

AuthorID (SCOPUS): 56503369900

Correspondence address: gi_chernov2002@mail.ru

EVDOKIMOV Vladimir Sergeevich, Senior Lecturer of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 4909-8054

AuthorID (RSCI): 700336

AuthorID (SCOPUS): 56503145300

Correspondence address: omgtu_evdokimov@mail.ru

KALASHNIKOV Aleksander Mikhailovich, Senior Lecturer of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 5496-5209

AuthorID (RSCI): 888551

ORCID: 0000-0002-6847-4937

Correspondence address: kalashnikov_omgtu@mail.ru

KABELSKIY Vyacheslav Ivanovich, Graduate Student of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk.

Correspondence address: gi_chernov2002@mail.ru

ZHUKOV Alexander Olegovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Deputy Director for Research of the Expert – Analytical Center, Moscow.

SPIN-code: 7482-2741

AuthorID (RSCI): 667117

AuthorID (SCOPUS): 55943600000

ORCID: 0000-0002-5122-3752

ResearcherID: C-2231-2014

Correspondence address: ulun2015@yandex.ru

FUTIN Victor Aleksandrovich, Doctor of Technical Sciences, Professor of Heat and Power Engineering Department, Institute for Aviation, Land Transportation and Power Engineering, Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev – KAI, Kazan, Tatarstan.

SPIN-code: 3739-2123

AuthorID (RSCI): 713366

AuthorID (SCOPUS): 23027608200

ORCID: 0000-0001-6171-227X

Correspondence address: kai@kai.ru

For citations

Chernov G. I., Evdokimov V. S., Kalashnikov A. M., Kabelskiy V. I., Zhukov A. O., Futin V. A. Development of the mathematical model for heat recovery system for mobile compressor stations based on refrigeration machine // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2024. Vol. 8, no. 1. P. 42–48. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-42-48.

Received February 07, 2024.

© G. I. Chernov, V. S. Evdokimov,

A. M. Kalashnikov,

V. I. Kabelskiy, A. O. Zhukov, V. A. Futin