

Оригинальная статья / Original article

УДК 66.042.882+621.362

<https://doi.org/10.21869/2223-1560-2025-29-3-72-85>

Математическое моделирование комбинированных систем утилизации низкопотенциальной теплоты сбросных газов и вентиляционных выбросов

А.П. Бурцев¹

¹ Юго-Западный государственный университет
ул. 50 лет Октября, д. 94, г. Курск 305040, Российская Федерация

e-mail: ap_burtsev@mail.ru

Резюме

Цель исследования. В статье приводится математическое описание процесса теплопередачи при комбинированной утилизации низкопотенциальной теплоты сбросных газов и вентиляционных выбросов в каналах многослойного пластинчатого рекуператора.

Методы. С целью описания работы комбинированной системы утилизации сбросных газов и вентиляционных выбросов разработана математическая модель, учитывающая распределение воздушных потоков в каналах пластинчатого рекуператора при утилизации низкопотенциальной теплоты, переносимой воздушной массой и теплопередачи через плоскую многослойную стенку со встроенными полупроводниковыми элементами Пельтье, на основе которой создана методика разработки и проектирования высокоеффективных и экономичных систем утилизации низкопотенциальной теплоты с попутной генерацией термоэлектричества.

Результаты. Разработана математическая модель, описывающая работу комбинированной системы утилизации сбросных газов и вентиляционных выбросов, включающую потокораспределение в каналах пластинчатого рекуператора, утилизацию теплоты с использованием термоэлектрических элементов Пельтье и их влияния на процесс теплопередачи через плоскую многослойную стенку, которая в дальнейшем позволит создать методику проектирования высокоеффективных и экономичных систем утилизации теплоты, оптимизировать процессы тепло- и массообмена, проводить численные эксперименты с оценкой экономической эффективности.

Заключение. С целью повышения эффективности систем утилизации низкопотенциальной теплоты сбросных газов и вентиляционных выбросов создана математическая модель, включающая в себя распределение воздушных потоков в межпластинчатом пространстве рекуператора, процесс теплопередачи через плоскую многослойную стенку с установленными плоскими полупроводниковыми элементами Пельтье.

Ключевые слова: рекуператор; утилизация; низкопотенциальная теплота; термоэлектричество; моделирование; энергоэффективность.

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

Финансирование: работа выполнена в рамках реализации программы развития ФГБОУ ВО «Юго-Западный государственный университет» проекта «Приоритет 2030» и государственного задания №075-03-2025-526.

Для цитирования: Бурцев А.П. Математическое моделирование комбинированных систем утилизации низкопотенциальной теплоты сбросных газов и вентиляционных выбросов // Известия Юго-Западного государственного университета. 2025; 29(3): 72-85. <https://doi.org/10.21869/2223-1560-2025-29-3-72-85>.

Поступила в редакцию 03.07.2025

Подписана в печать 07.08.2025

Опубликована 30.09.2025

Mathematical modeling of combined low-potential heat recovery systems for exhaust gases and ventilation emissions

Alexey P. Burtsev¹ 

¹ Southwest State University
50 Let Oktyabrya str. 94, Kursk 305040, Russian Federation

 e-mail: ap_burtsev@mail.ru

Abstract

Purpose of research. The article provides a mathematical description of the heat transfer process during the combined utilization of low-potential waste heat and ventilation emissions in the channels of a multilayer plate heat exchanger.

Methods. In order to describe the operation of a combined exhaust gas and ventilation emissions disposal system, a mathematical model has been developed that takes into account the distribution of air flows in the channels of a plate heat recovery unit during the utilization of low-potential heat transferred by the air mass and heat transfer through a flat multilayer wall with integrated semiconductor Peltier elements. Based on this method, a methodology has been developed for the development and design of highly efficient and economical low-potential heat recovery systems with associated generation of thermoelectricity.

Results. A mathematical model has been developed describing the operation of a combined waste gas and ventilation emissions disposal system, including flow distribution in the channels of a plate heat recovery unit, heat recovery using Peltier thermoelectric elements and their effects on heat transfer through a flat multilayer wall, which will further create a design methodology for highly efficient and economical heat recovery systems, optimize heat and mass transfer processes., to conduct numerical experiments with an assessment of economic efficiency.

Conclusion. In order to increase the efficiency of waste gas low-potential heat recovery systems and ventilation emissions, a mathematical model has been created that includes the distribution of air flows in the interplate space of the heat exchanger, the process of heat transfer through a flat multilayer wall with mounted flat semiconductor Peltier elements.

Keywords: heat recovery; recycling; low-potential heat; thermoelectricity; modeling; energy efficiency.

Conflict of interest. The Author declare the absence of obvious and potential conflicts of interest related to the publication of this article.

Funding: the work was carried out within the framework of the Southwestern State University Development Program of the Priority 2030 project and state assignment No. 075-03-2025-526.

For citation: Burtsev A. P. Mathematical modeling of combined low-potential heat recovery systems for exhaust gases and ventilation emissions // Izvestiya Yugo-Zapadnogo gosudarstvennogo universiteta = Proceedings of the Southwest State University. 2025; 29(3): 72-85 (In Russ.). <https://doi.org/10.21869/2223-1560-2025-29-3-72-85>.

Received 03.07.2025

Accepted 07.08.2025

Published 30.09.2025

Введение

В условиях растущего интереса к энергосбережению и экологической безопасности, разработка эффективных си-

стем утилизации низкопотенциальной теплоты становится актуальной задачей. Теплота, содержащаяся в сбросных газах и вентиляционных выбросах с темпе-

ратурой до 200°C, ранее считавшаяся невостребованной, может быть использована для повышения энергоэффективности различных технологических процессов (вентиляционные системы, теплогенерирующие установки, промышленные печи и т.д.) [1-10].

Для повышения энергоэффективности и улучшения утилизации сбросных газов и вентиляционных выбросов используется технология рекуперации, позволяющая дополнительно нагревать или охлаждать приточный воздух, минимизируя потери тепла и экономя от 25 до 35% электроэнергии. Эффективность рекуперационной системы зависит от конструкции поверхности теплообмена, коэффициента теплопередачи, климатических условий эксплуатации, скорости воздушных потоков и разницы температур, а при достижении оптимальных параметров может достигать до 80% [11-20].

Для достижения максимальной эффективности предлагается использовать комбинированные системы утилизации, включающие в себя различного рода теп-

лообменное и рекуперативное оборудование с модифицированными (многослойными) теплообменными стенками со встроенными в их конструкцию полупроводниковыми элементами Пельтье, а также системами очистки от вредных компонентов, позволяют не только эффективно использовать тепловую энергию, но и попутно генерировать термоэлектричество, обеспечивая автономность работы, а также очищать сбросные газы и вентиляционные выбросы, что делает такие системы особенно перспективными [21, 22].

Материалы и методы

С целью выявления наиболее эффективной схемы интенсификации теплопередачи использовались три типа многослойных стенок: без турбулизаторов (рис. 1,а), с коридорным (рис. 1,б) и шахматным расположением турбулизаторов (рис. 1,в).

Более подробно конструкция схем с коридорной и шахматной конфигурацией, а также структура многослойной стенки с плоскими термоэлектрическими элементами Пельтье приведены на рис. 2 – 4.

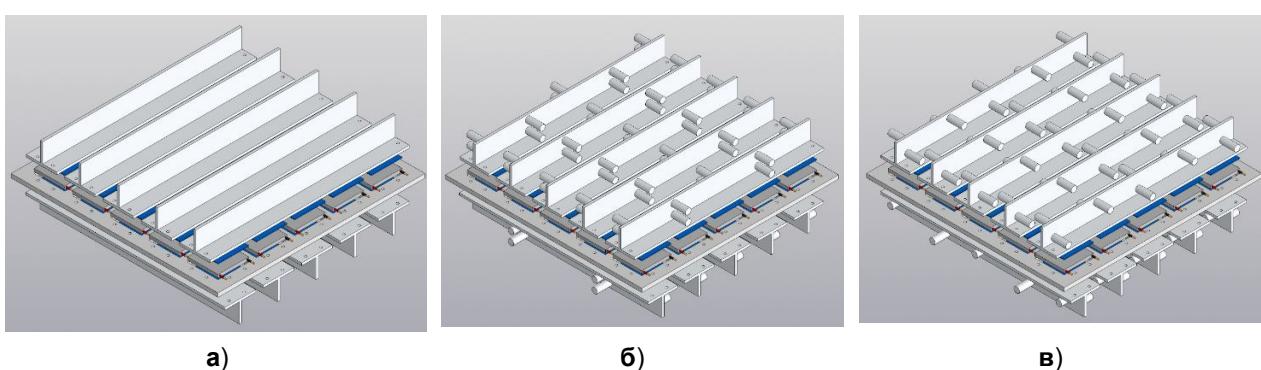


Рис. 1. Многослойная стенка рекуператора: **а** – без турбулизаторов; **б** – с коридорным расположением турбулизаторов; **в** – с шахматным расположением турбулизаторов

Fig. 1. Multilayer recuperator wall: **a** – without turbulators; **b** – with corridor arrangement of turbulators; **c** – with staggered arrangement of turbulators

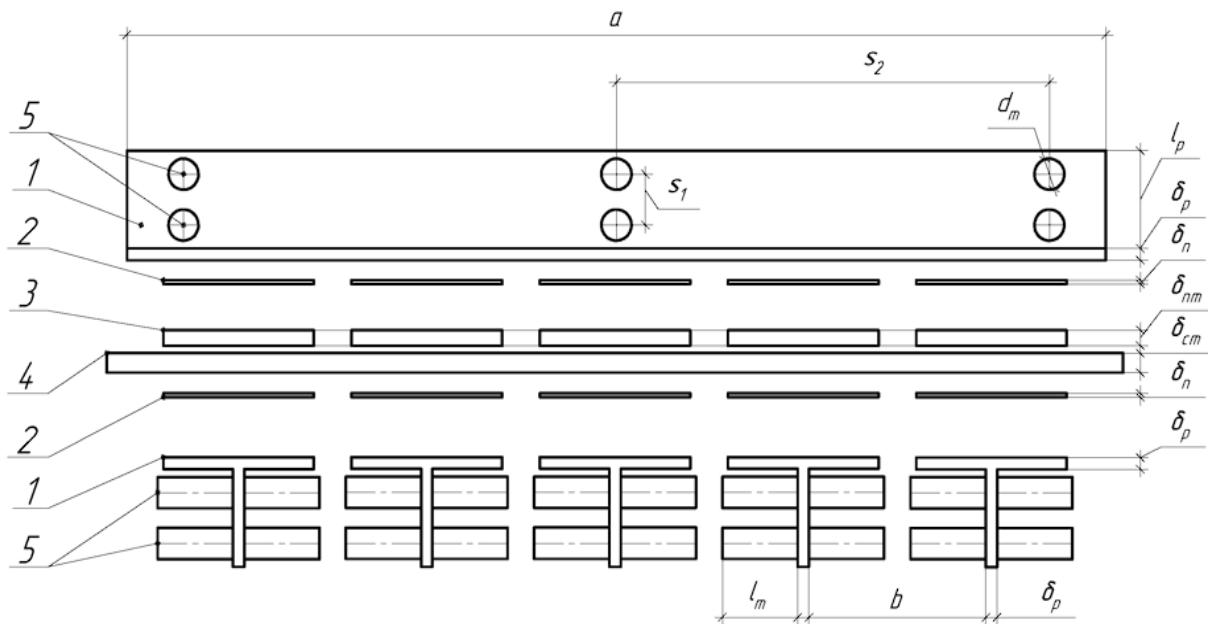


Рис. 2. Схема многослойной стенки с коридорным расположением турбулизаторов:

- 1 – алюминиевый Т-образный радиатор;
- 2 – термическая прокладка;
- 3 – элемент Пельтье;
- 4 – алюминиевая стенка рекуператора;
- 5 – цилиндрические турбулизаторы

Fig. 2. Diagram of a multilayer wall with a corridor arrangement of turbulators: 1 – aluminum T-shaped radiator; 2 – thermal gasket; 3 – Peltier element; 4 – aluminum recuperator wall; 5 – cylindrical turbulators

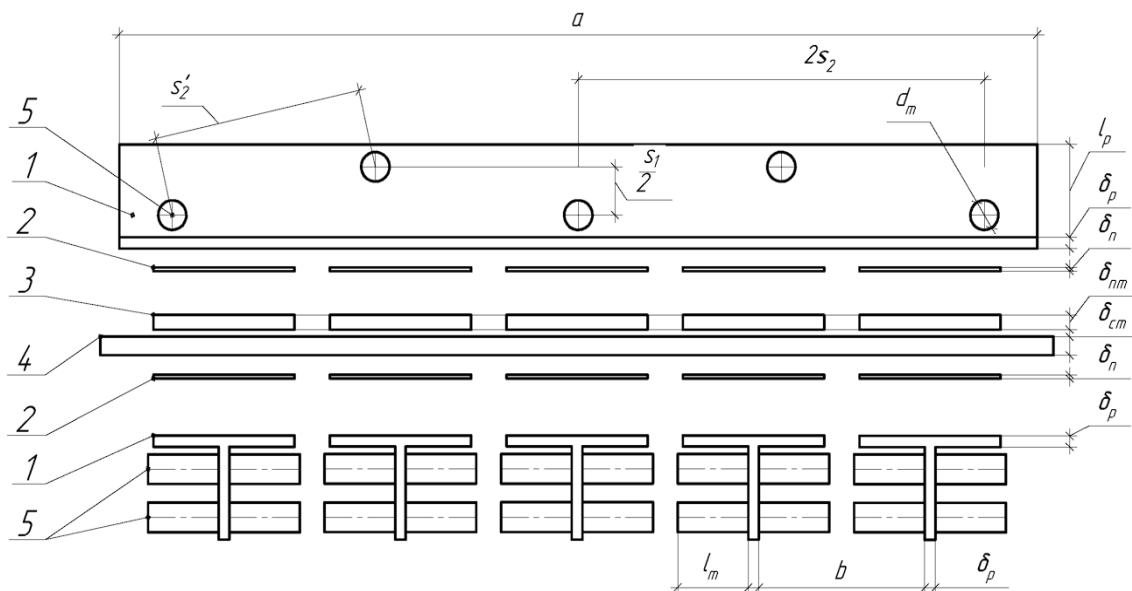


Рис. 3. Многослойная стенка с шахматным расположением турбулизаторов: 1 – алюминиевый Т-образный радиатор; 2 – термическая прокладка; 3 – элемент Пельтье; 4 – алюминиевая стенка рекуператора; 5 – цилиндрические турбулизаторы

Fig. 3. Multilayer wall with staggered turbulators: 1 – aluminum T-shaped radiator; 2 – thermal gasket; 3 – Peltier element; 4 – aluminum recuperator wall; 5 – cylindrical turbulators

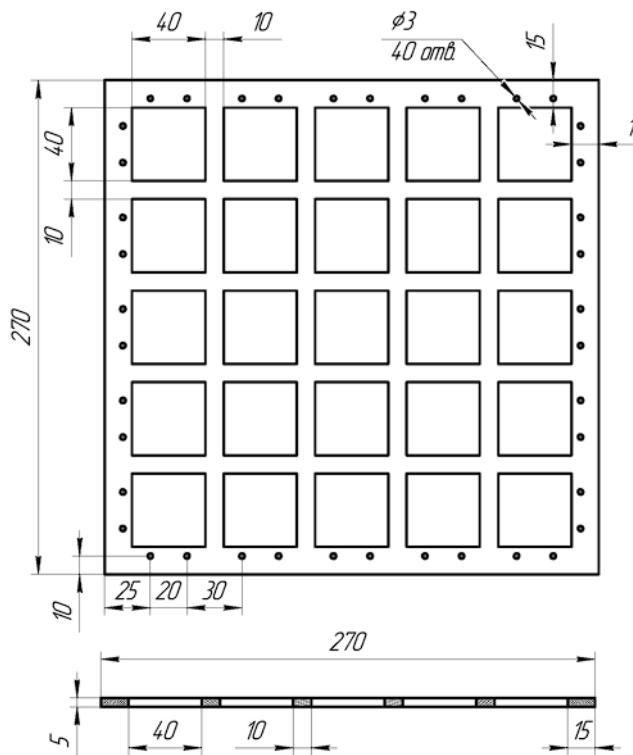


Рис. 4. Схема стенки рекуператора с прямоугольными отверстиями для установки элементов Пельтье

Fig. 4. Diagram of the recuperator wall with rectangular holes for installing Peltier elements

Проведем сравнительный анализ трех вариантов утилизации низкопотенциального тепла сбросных газов и вентиляционных выбросов в системе вентиляции зданий и сооружений.

Результаты и их обсуждение

Рассмотрим основные приёмы рекуперации тепловых потоков, перемещающихся во взаимно перпендикулярных направлениях (рис. 1б, 1в), использующие турбулизаторы с шахматным и коридорным расположением на ребристых поверхностях, соответственно в зонах горячего и холодного воздушных потоков.

В каждом случае имеем двухрядные пучки турбулизаторов, обдуваемых горячим и холодным воздушным потоком, соответственно в горячих и холодных камерах.

В этих условиях значения критерия Нуссельта для горячего потока:

$$Nu_{\Gamma} = 0,022 Re_{\Gamma}^{0,8} Pr_{\Gamma}^{0,43} \varepsilon_i, \quad (1)$$

где ε_i – поправочный коэффициент,

при $\left(\frac{a}{d_{\Gamma}}\right) \geq 15$, $\varepsilon_i = 1$; при $\left(\frac{a}{d_{\Gamma}}\right) < 15$,

$$\varepsilon_i = 1,38 \left(\frac{a}{d_{\Gamma}}\right)^{-0,12};$$

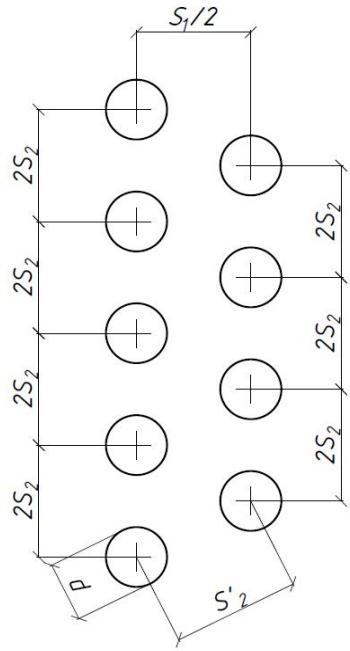
d_{Γ} – эквивалентный диаметр горячего канала, м.

Проведем сравнительный анализ функционирования различных компоновочных схем турбулизаторов: ребристой стенки без турбулизаторов, ребристой стенки соответственно с коридорным и шахматным расположением пучков – цилиндрических турбулизаторов. В каждом случае осуществлялась попутная генерация термоЭДС с помощью плоских полупроводниковых элементов Пельтье.

Анализ данных эксперимента позволяет представить полученную в результате рекуперации мощность Q в виде:

$$\begin{aligned} Q &= Q_3 + Q_t, \quad Q_3 = \beta_1 Q, \\ Q_t &= \beta_2 Q \rightarrow \beta_1 + \beta_2 = 1, \end{aligned} \quad (2)$$

где Q_3 , Q_t – слагаемые мощности Q , расходуемые соответственно на получение термоЭДС и дополнительного подогрева приточного воздуха, Вт;



а)

β_1 , β_2 – доли мощностей Q_3 , Q_t , в составе Q , причем $\beta_1 = 0,8\dots0,9$, $\beta_2 = 0,1\dots0,2$.

Схема расположения пучков турбулизаторов приведена на рис. 5.

Установившийся режим в работе рекуператора будем считать стационарным ввиду того, что температурный напор между стенками со временем практически не меняется. В этом случае уравнение теплопроводности будет иметь вид

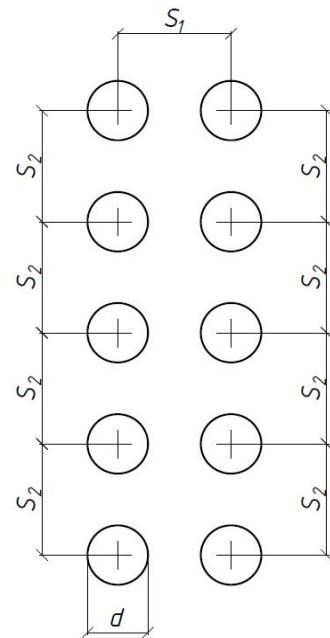
$$\lambda_r \nabla^2 t + \bar{\omega} = 0, \quad (3)$$

где λ_r – коэффициент теплопроводности горячего воздуха, Вт/(м·К);

∇^2 – оператор Лапласа, причем

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0;$$

$\bar{\omega}$ – средняя скорость воздуха в горячем канале рекуператора.



б)

Рис. 5. Схемы расположения пучков турбулизаторов: а – двухрядный шахматный пучок; б – двухрядный коридорный пучок

Fig. 5. Arrangement schemes of turbulator beams: а – double–row staggered beam; б – double–row corridor beam

Предварительно определяются параметры, необходимые для дальнейшего анализа функционирования указанного устройства.

Вычисляются средние температуры \bar{t}_Γ , \bar{t}_x соответственно в горячем и холодном каналах:

$$\bar{t}_\Gamma = \frac{t'_\Gamma + t''_\Gamma}{2}, \quad \bar{t}_x = \frac{t'_x + t''_x}{2}. \quad (4)$$

Расчет эквивалентных диаметров d_1 и d_2 цилиндрических труб находится из отношения

$$d_\Gamma = \frac{4f_\Gamma}{u_\Gamma}, \quad d_x = \frac{4f_x}{u_x}, \quad (5)$$

где $f_\Gamma, f_x, u_\Gamma, u_x$ – соответственно площади сечения и периметры горячего и холодного каналов.

Зависимости (4) и (5) позволяют вычислять значение критерия Рейнольдса в горячем канале:

$$Re_\Gamma = \frac{w_\Gamma d_\Gamma}{v_\Gamma}. \quad (5)$$

Учитывая (1) и (5), получаем значение коэффициента теплоотдачи α_Γ от греющей среды к стенке радиатора:

$$\alpha_\Gamma = Nu_\Gamma \frac{\lambda_\Gamma}{d_\Gamma}. \quad (6)$$

Учитывая расчетные данные по критерию Рейнольдса (1) и (5), аналогично режим функционирования холодного канала также является турбулентным, тогда критерий Нуссельта в этом случае может быть найден из выражения

$$Nu_x = 0,022 Re_x^{0,8} Pr_x^{0,43}, \quad (7)$$

$$\text{где } \varepsilon_x = 1,38 \left(\frac{a}{d_x} \right)^{-0,12} = 1,38 \left(\frac{0,3}{0,07} \right)^{-0,12} = 0,022.$$

Рассмотрим основные характеристики воздушной массы в холодном канале. Критерий Грасгофа определяется из соотношения

$$Gr_x = g d_x^3 \frac{\bar{t}_\Gamma - \bar{t}_x}{(273 + \bar{t}_\Gamma) v_x^2}, \quad (7)$$

где $g = 9,8156 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

С другой стороны, выражение (9) позволяет найти критерий Нуссельта Nu_x в холодном канале по формуле

$$Nu_x = 0,5 (Pr Gr)_x^{0,25}. \quad (8)$$

Соотношения (5) – (10) дают возможность определить значение теплоотдачи α_x от стенки радиатора к нагреваемой среде:

$$\alpha_x = Nu_x \frac{\lambda_x}{d_x}. \quad (9)$$

Опираясь на данные из рис. 2, вычисляются соответственно площадь по-перечного сечения и площадь гладкой части оребренной поверхности f_p термически тонкого ребра

$$\left(\lambda_{top} \rightarrow \infty, \frac{\alpha_{top}}{\lambda} \rightarrow 0 \right):$$

$$f_p = ab, \quad F_p = 2al_p, \quad (10)$$

где α_{top} , λ_{top} – соответственно коэффициенты теплоотдачи и теплопроводности торца ребра.

Дифференциальное уравнение теплопереноса (11) моделирует передачу тепла вдоль оси абсцисс с началом координат в середину горячего канала, учитывая, что коэффициент теплопроводности λ_p ребра гораздо больше коэффициента теплопроводности горячего воздуха λ_x . Это позволяет полагать, что

тепловыми потерями по остальным направлениям можно пренебречь. В этом случае данное уравнение примет вид:

$$\frac{d^2 t(t - \bar{t}_x)}{dx^2} - m(t - \bar{t}_x) = 0, \quad (11)$$

где \bar{t}_x – средняя температура в холодном канале, $t = t(x)$ – текущая температура ребра в сечении x .

Параметр m , $1/m$ определяется по формуле

$$\sqrt{\frac{2\alpha_p}{\lambda_p \delta_p}} l_p, \quad m = \sqrt{\frac{2\alpha_p}{\lambda_p \delta_p}}, \quad (12)$$

где δ_p – периметр ребра м.

Уравнение (11) представим в виде, удобном для интегрирования:

$$d^2(t - \bar{t}_x) - m(t - \bar{t}_x) = 0. \quad (13)$$

В этом случае общее решение имеет вид:

$$t - \bar{t}_x = B_1 \operatorname{ch}(mx) + B_2 \operatorname{sh}(mx), \quad (14)$$

$$\begin{aligned} Q_p &= 2a\alpha_p \int_0^{l_p} (t - \bar{t}_x) dx = 2a\alpha_p \int_0^{l_p} \frac{\Theta_x \operatorname{ch}(ml_p - mx)}{\operatorname{ch}(ml_p)} dx = -\frac{2a\alpha_p \Theta_x}{m \operatorname{ch}(ml_p)} \int_0^{l_p} \operatorname{ch}(ml_p - mx) d(ml_p - mx) = \\ &= -\frac{2a\alpha_p \Theta_x}{m \operatorname{ch}(ml_p)} \operatorname{sh}(ml_p - mx) \Big|_0^{l_p} = \frac{\alpha_p 2a l_p \Theta_x \operatorname{th}(ml_p)}{ml_p} = \alpha_p \Theta_x F_p \frac{\operatorname{th}(ml_p)}{ml_p}, \end{aligned} \quad (16)$$

где $F_p = 2a \cdot l_p$.

Введя обозначение эффективности круглого ребра с эквивалентным ди-

метром d_x в виде $\frac{\operatorname{th}(ml_p)}{ml_p} = A$, имеем

$$Q_p = \alpha_p \Theta_x F_p A = 2A a l_p \alpha_p \Theta_x. \quad (17)$$

С другой стороны, тепло Q_c , отдаваемое гладкой частью оребренной по-

где B_1, B_2 – постоянные интегрирования.

Ввиду того, что проведено $n = 3$ серий экспериментов по $N = 9$ опытов в каждом, в дальнейшем для исследования будем использовать средние температуры горячей и холодной стенок t_{cr} , t_{cx} , а также входной и выходной температуры горячего t'_G , t''_G и холодного t'_X , t''_X каналов.

Используя граничные условия, определяем постоянные интегрирования B_1 и B_2 , если $x = 0$, то $\Theta_x = t_{cx} - \bar{t}_x$, при $x = l_p$, то $\frac{\partial \Theta}{\partial x} \Big|_{x=l_p} = 0$ и прийти к соотношению:

$$\frac{t - \bar{t}_x}{t_{cx} - \bar{t}_x} = \frac{\operatorname{ch}(m(l_p - x))}{\operatorname{ch}(ml_p)}, \quad (15)$$

где t_{cx} – температура основания ребра.

Вследствие этого полный тепловой поток Q_p с поверхности ребра определяется выражением:

$$\begin{aligned} Q_p &= \alpha_p \Theta_x F_p \frac{\operatorname{th}(ml_p)}{ml_p} = \alpha_p \Theta_x F_p \frac{\operatorname{th}(ml_p)}{ml_p} = \\ &= \alpha_p \Theta_x F_p \frac{\operatorname{th}(ml_p)}{ml_p}, \end{aligned} \quad (16)$$

верхности площадью F_c , определяется из соотношения:

$$Q_c = \alpha_c \Theta_x F_c = a(b + \delta) \alpha_c \Theta_x, \quad (18)$$

где $F_c = a(b + \delta)$.

Анализируя соотношения (17) и (18), сделаем вывод, что дальнейший рост высоты ребра приводит к спаду

эффективности рекуператора. В этом случае его эффективность (КПД) можно увеличить за счет установки дополнительных турбулизаторов в виде металлических цилиндров, смонтированных по коридорной или шахматной схемам на ребрах, что позволяет получить увеличение рекуперации и дает возможность получить попутное тепло соответственно: $Q_{\text{тк}}$ – от коридорной схемы, $Q_{\text{тш}}$ – от шахматной схемы, причем:

$$\begin{aligned} Q_{\text{тк}} &= \alpha_{\text{тк}} (t_{\text{сж}} - \bar{t}_{\text{x}}) \pi d h z_{\text{тк}} = \\ &= \alpha_{\text{тк}} \Theta_x F_t z_{\text{тк}}; \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{тш}} &= \alpha_{\text{тш}} (t_{\text{сж}} - \bar{t}_{\text{x}}) \pi d h z_{\text{тш}} = \\ &= \alpha_{\text{тш}} \Theta_x F_t z_{\text{тш}}, \end{aligned} \quad (20)$$

где $\alpha_{\text{к}}$, $\alpha_{\text{ш}}$, $z_{\text{тк}}$, $z_{\text{тш}}$, $F_t = \pi d h$ – соответственно коэффициенты теплоотдачи коридорных и шахматных турбулизаторов, их количество и боковая поверхность.

Следует отметить, что коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{к}}$, $\alpha_{\text{ш}}$ отличаются от справочного значения одиночного турбулизатора α_t . Это связано с характером размещения турбулизаторов на ребрах, заметно влияющих на процесс рекуперации. Это отличие определяется зависимостями $\alpha_{\text{к}} = \gamma_{\text{к}} \alpha_t$, $\alpha_{\text{ш}} = \gamma_{\text{ш}} \alpha_t$, где $\gamma_{\text{к}}, \gamma_{\text{ш}} = \text{const}$. Из этого следует

$$\begin{aligned} Q_{\text{тк}} &= \gamma_{\text{к}} \alpha_t \Theta_{\text{хк}} F z_{\text{тк}}, \\ Q_{\text{тш}} &= \gamma_{\text{ш}} \alpha_t \Theta_{\text{хш}} F_t z_{\text{тш}}, \end{aligned} \quad (21)$$

где $\alpha_t = \alpha_{\text{ал}}$.

Общее количество тепла Q_{xi} , отдаваемого ребром с турбулизаторами в холодном канале, определяется выражением

$$Q_{xi} = Q_p + Q_c + Q_{xti}, \quad (22)$$

где $i = 0, \text{ш}, \text{к}$. Если $i = 0$, то $Q_{xto} = 0$ – ребра не содержат турбулизаторов; если

$i = \text{ш}$, то $Q_{xti} = Q_{xth}$ – турбулизаторы смонтированы по шахматной схеме; если $i = \text{к}$, то $Q_{ti} = Q_{tk}$ – турбулизаторы смонтированы по коридорной схеме.

Учитывая (20) – (22), получаем:

$$\begin{aligned} Q_{xi} &= \alpha_p \Theta_{xi} F_p A + \alpha_c \Theta_{xi} F_c + \\ &+ \alpha_{ti} \Theta_{xi} F_t z_{ti}, \end{aligned} \quad (23)$$

где индекс $i = 0, \text{ш}, \text{к}$ – аналогичен тем же схемам турбулизаторов, что и в соотношениях (19) – (22);

z_{ti} – число турбулизаторов.

С другой стороны, Q_{xi} можно представить в виде:

$$Q_{xi} = \alpha_{\text{пр}} \Theta_{xi} F_{\text{пр}}, \quad (24)$$

где $\alpha_{\text{пр}}$ – приведенный коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$F_{\text{пр}}$ – приведенная площадь оребренной поверхности, содержащей турбулизаторы.

Получим приведенный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_p A \frac{F_p}{F_{\text{пр}}} + \alpha_c \frac{F_c}{F_{\text{пр}}} + \alpha_{ti} z_{ti} \frac{F_t}{F_{\text{пр}}}. \quad (25)$$

Выводы

Создана математическая модель тепловых процессов с разливным расположением цилиндрических турбулизаторов (шахматным, коридорным), в пластинчатом рекуператоре в квазистационарном тепловом режиме.

Предложена методика определения коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи комплексного многослойного пластинчатого рекуператора с повышенной турбулизацией воздушных потоков.

Разработана математическая модель, описывающая работу комбинированной системы утилизации сбросных газов и вентиляционных выбросов, включающую потокораспределение в каналах пластинчатого рекуператора, утилизацию теплоты с использованием термоэлектрических элементов Пельтье и их влия-

ния на процесс теплопередачи через плоскую многослойную стенку, которая в дальнейшем позволит создать методику проектирования высокоэффективных и экономичных систем утилизации теплоты, оптимизировать процессы тепло- и массообмена, проводить численные эксперименты с оценкой экономической эффективности.

Список литературы

1. Численное определение границ вихревых зон на входе в круглые отсосы-раструбы над плоскостью / К. И. Логачев, А. М. Зиганшин, О. В. Тирон [и др.]. // Строительство и техногенная безопасность. 2022. № S1. С. 251–260.
2. Системы отопления при нестационарном температурном режиме на основе комбинированного теплогенератора / Ф. А. Кешвединова, А. С. Умеров, С. А. Егоров [и др.]. // Строительство и техногенная безопасность. 2022. № 25(77). С. 87–90.
3. Елистратова Ю. В. Повышение эффективности пластинчатых теплообменных устройств в системах теплоснабжения. Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В. Г. Шухова, 2022. 182 с.
4. Интенсифицированный пластинчатый теплообменный аппарат в системах теплоснабжения ЖКХ РФ / Л. А. Кущев, В. А. Уваров, Н. Ю. Саввин, С. В. Чуйкин. // Научный журнал строительства и архитектуры. 2021. № 2(62). С. 60-69. DOI 10.36622/VSTU.2021.62.2.004.
5. Исследование влияния структуры потока на коэффициент гидравлического сопротивления / Т. В. Дихтярь, О. Н. Зайцев, К. С. Дихтярь, И. П. Ангелюк // Строительство и техногенная безопасность. 2021. № 22(74). С. 129-133. DOI 10.37279/2413-1873-2021-22-129-133.
6. Кущев Л. А., Саввин Н. Ю. Исследования пластинчатого теплообменного аппарата с развитой поверхностью теплообмена // Автоматизация и энергосбережение в машиностроении, энергетике и на транспорте: материалы XV Международной научно-технической конференции. Вологда: ВоГУ, 2021. С. 130–133.
7. Особенности распределения потоков жидкости в пластинчатых теплообменниках / Ю. В. Елистратова, А. С. Семиненко, В. А. Минко, Р. С. Рамазанов // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова. 2020. № 12. С. 47-55. DOI 10.34031/2071-7318-2020-5-12-47-55.
8. Кущев Л. А., Мелькумов В. Н., Саввин Н. Ю. Компьютерное моделирование движения теплоносителя в гофрированном канале пластинчатого теплообменника //

Научный журнал строительства и архитектуры. 2020. № 4(60). С. 51-58. DOI 10.36622/VSTU.2020.60.4.005.

9. Саввин Н. Ю., Никулин Н. Ю. Высокоэффективный теплообменный аппарат для системы жилищно-коммунального хозяйства // Наука. Технологии. Инновации: сборник научных трудов, Новосибирск, 2–6 декабря 2019 г.: в 9 ч. / под ред. А. В. Гадюкиной. Новосибирск: НГШТУ, 2019. Ч. 4. С. 256–261.

10. Зайцев О. Н., Ангелюк И. П. Технико-экономическое обоснование использования системы рекуперации теплоты дымовых газов // Строительство и техногенная безопасность. 2019. № 16(68). С. 99–104.

11. Zaycev O. N., Angeluck I. P., Toporen S. S. Experimental study of the aerodynamic resistance of a conical-spiral heat exchanger of the outgoing flue gases // IOP Conference Series. Materials Science and Engineering. International Scientific Conference. Kislovodsk, 2019. Vol. 698 (5). P. 055033. DOI 10.1088/1757-899X/698/5/055033.

12. Зайцев О. Н., Ангелюк И. П., Степанцова Н. А. Конусно-спиральный рекуператор теплоты отходящих дымовых газов бытовых котлов // Строительство и техногенная безопасность. 2018. № 13(65). С. 159–161.

13. Аверкова О. А., Логачев К. И., Уваров В. А. Энергосбережение в системах вытяжной вентиляции // Строительство и техногенная безопасность. 2018. № 11(63). С. 137–146.

14. Ангелюк И. П. Утилизация теплоты отходящих дымовых газов бытовых котлов // Строительство и техногенная безопасность. 2016. № 5(57). С. 32–33.

15. Разработка кожухотрубного теплообменного аппарата с измененной геометрической поверхностью / Н. Ю. Никулин, Л. А. Кущев, В. С. Семенок, Д. А. Немцов // Международный студенческий научный вестник. 2015. № 3-1. С. 99–101.

16. Тютюнов Д. Н., Студеникина Л. И., Скрипкина Е. В. Функции нескольких переменных. Курск, 2016. 158 с.

17. Тютюнов Д. Н., Студеникина Л. И. Неопределённый интеграл. Техника интегрирования. Старый Оскол: ТНТ, 2016. 116 с.

18. Федоров С. С., Тютюнов Д. Н. Управление системой многоконтурного теплоснабжения зданий при зависимом подключении к тепловым сетям. Курск, 2017. 182 с.

19. Version of a mathematical model of purge ventilation system with a complex recuperative heat exchanger / V. Ezhov, N. Semicheva, A. Burtsev [et al.] // Journal of Applied Engineering Science. 2021. Vol. 19, no 1. P. 246–251. DOI 10.5937/jaes0-30068.

20. Independant power supply source for the station of cathodic protection of pipelines against corrosion / V. S. Ezhov, N. E. Semicheva, A. Burtsev [et al.] // Journal of Applied Engineering Science. 2017. Vol. 15, no 4. P. 501–504. DOI 10.5937/jaes15-15450.

21. Experimental calculation of the main characteristics of thermoelectric EMF source for the cathodic protection station of heat supply system pipelines / V. Yezhov, N. Semiche-

va, A. Burtsev, N. Perepelitsa // Advances in Intelligent Systems and Computing. 2021. Vol. 1259. P. 225–237. DOI 10.1007/978-3-030-57453-6_19.

22. Development of experimental designs of the integrated heater for the disposal of low-potential waste heat of ventilation emissions / V. S. Ezhov, N. S. Semicheva, A. P. Burtsev [et al.] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Brasov, 2020. Vol. 789. P. 012020. DOI 10.1088/1757-899X/789/1/012020.

References

1. Logachev K. I., Ziganshin A.M., Tiron O. V., et al. Numerical determination of the boundaries of vortex zones at the entrance to circular suction sockets above the plane. *Stroitel'stvo i tekhnogennaya bezopasnost' = Construction and technogenic safety*. 2022; (S1): 251-260. (In Russ.).
2. Keshvedinova F. A., Umerov A. S., Egorov S. A., et al. Heating systems for non-stationary temperature conditions based on a combined heat generator. *Stroitel'stvo i tekhnogennaya bezopasnost' = Construction and technogenic safety*. 2022; (25): 87-90. (In Russ.).
3. Elistratova Yu.V. Improving the efficiency of plate heat exchange devices in heat supply systems. Belgorod: Belgorodskii gosudarstvennyi tekhnologicheskii universitet im. V. G. Shukhova; 2022. 182 p. (In Russ.).
4. Kushchev L. A., Uvarov V. A., Savvin N. Yu., Chuikin S. V. The intensified plate heat exchanger in heat supply systems of housing and communal services of the Russian Federation. *Nauchnyi zhurnal stroitel'stva i arkhitektury = Scientific Journal of Construction and Architecture*. 2021; (2): 60-69. (In Russ.). DOI 10.36622/VSTU.2021.62.2.004..
5. Dikhtyar T. V., Zaitsev O. N., Dikhtyar K. S., Angelyuk I. P. Investigation of the influence of the flow structure on the coefficient of hydraulic resistance. *Stroitel'stvo i tekhnogennaya bezopasnost' = Construction and technogenic safety*. 2021; (22): 129-133. (In Russ.). DOI 10.37279/2413-1873-2021-22-129-133.
6. Kushchev L. A., Savvin N. Yu. Studies of a plate heat exchanger with a developed heat exchange surface. In: *Avtomatizatsiya i energosberezenie v mashinostroenii, energetike i na transporte: materialy XV Mezhdunarodnoi nauchno-tehnicheskoi konferentsii = Automation and energy saving in mechanical engineering, energy and transport Proceedings of the XV International Scientific and Technical Conference*. Vologda; 2021. P. 130-133. (In Russ.).
7. Elistratova Yu. V., Seminenko A. S., Minko V. A., Ramazanov R. S. Features of the distribution of liquid flows in plate heat exchangers. *Vestnik Belgorodskogo gosudarstvennogo tekhnologicheskogo universiteta im. V. G. Shukhova = Bulletin of the Belgorod State Technological University named after V. G. Shukhov*. 2020; (12): 47-55. (In Russ.). DOI 10.34031/2071-7318-2020-5-12-47-55.

8. Kushchev L. A., Melkumov V. N., Savvin N. Yu. Computer simulation of the movement of a coolant in a corrugated channel of a plate heat exchanger. *Nauchnyi zhurnal stroitel'stva i arkhitektury = Scientific Journal of Construction and Architecture*. 2020; (4): 51-58. (In Russ.). DOI 10.36622/VSTU.2020.60.4.005.
9. Savvin N. Y., Nikulin N. Y. Highly efficient heat exchanger for housing and communal services. In: *Nauka. Tekhnologii. Innovatsii: sbornik nauchnykh trudov = Science. Technologies. Innovations. Collection of scientific papers*. Novosibirsk: NGSTU; 2019. Part 4. P. 256-261. (In Russ.).
10. Zaitsev O. N., Angelyuk I. P. Feasibility study of the use of flue gas heat recovery system. *Stroitel'stvo i tekhnogennaya bezopasnost' = Construction and technogenic safety*. 2019; (16): 99-104. (In Russ.).
11. Zaycev O. N., Angeluk I. P., Toporen S. S. Experimental study of the aerodynamic resistance of a conical-spiral heat exchanger of the outgoing flue gases. In: *IOP Conference Series. Materials Science and Engineering. International Scientific Conference*. Kislovodsk; 2019; 698: 055033. (In Russ.). DOI 10.1088/1757-899X/698/5/055033.
12. Zaitsev O. N., I. Angelyuk. P., N. A. Stepantsova Cone-spiral heat recovery unit for exhaust flue gases of domestic boilers. *Stroitel'stvo i tekhnogennaya bezopasnost' = Construction and technogenic safety*. 2018; (13): 159-161. (In Russ.).
13. Averkova O. A., Logachev K. I., Uvarov V. A. Energy saving in exhaust ventilation systems. *Stroitel'stvo i tekhnogennaya bezopasnost' = Construction and technogenic safety*. 2018; (11): 137-146. (In Russ.).
14. Angelyuk, I. P. Utilization of heat from exhaust flue gases of domestic boilers. *Stroitel'stvo i tekhnogennaya bezopasnost' = Construction and technogenic safety*. 2016; (5): 32-33. (In Russ.).
15. Nikulin N. Y., Kushchev L. A., Semenok V. S., Nemtsev D. A. Development of a shell-and-tube heat exchanger with a modified geometric surface. *Mezhdunarodnyi studencheskii nauchnyi vestnik = International Student Scientific Bulletin*. 2015; (3-1): 99-101. (In Russ.).
16. Tyutyunov D. N., Studenikina L. I., Skripkina E. V. Functions of several variables. Kursk; 2016. 158 p. (In Russ.).
17. Tyutyunov D. N., Studenikina L. I. Indefinite integral. Integration technique. Stary Oskol: TNT; 2016. 116 p. (In Russ.).
18. Fedorov S. S., Tyutyunov D. N. Management of a multi-circuit heating supply system for buildings with dependent connection to heating networks. Kursk; 2017. 182 p. (In Russ.).
19. Ezhov V., Semicheva N., Burtsev A., et al. Version of a mathematical model of purge ventilation system with a complex recuperative heat exchanger. *Journal of Applied Engineering Science*. 2021; 19(1): 246–251. (In Russ.). DOI 10.5937/jaes0-30068.

20. Ezhov V. S., Semicheva N. E., Burtsev A., et al. Independant power supply source for the station of cathodic protection of pipelines against corrosion. *Journal of Applied Engineering Science*. 2017; 15(4): 501–504. (In Russ.). DOI 10.5937/jaes15-15450.
21. Yezhov V., Semicheva N., Burtsev A., Perepelitsa N. Experimental calculation of the main characteristics of thermoelectric EMF source for the cathodic protection station of heat supply system pipelines. *Advances in Intelligent Systems and Computing*. 2021; 1259: 225–237. (In Russ.). DOI 10.1007/978-3-030-57453-6_19.
22. Ezhov V. S., Semicheva N. S., Burtsev A. P., et al. Development of experimental designs of the integrated heater for the disposal of low-potential waste heat of ventilation emissons. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Brasov; 2020; 789: 012020. (In Russ.). DOI 10.1088/1757-899X/789/1/012020.

Информация об авторе / Information about the Author

Бурцев Алексей Петрович, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры инфраструктурных энергетических систем, Юго-Западный государственный университет, г. Курск, Российская Федерация, e-mail: ap_burtsev@mail.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2003-960X>, ScopusID: 57090197100

Alexey P. Burtsev, Cand. of Sci. (Engineering), Senior Lecturer of the Infrastructure Energy Systems Department, Southwest State University, Kursk, Russian Federation, e-mail: ap_burtsev@mail.ru, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2003-960X>, ScopusID: 57090197100