

УДК 536.2

<https://doi.org/10.25587/2222-5404-2025-22-4-44-55>

Оригинальная научная статья



## Повышение эффективности теплообмена в пластинчатом рекуператоре за счет турбулизирующих пластин

Т.А. Козлов<sup>1</sup> ✉, С.А. Бурнашев<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова, г. Якутск, Российская Федерация

<sup>2</sup> Институт физико-технических проблем Севера им В.П. Ларионова Сибирского отделения Российской академии наук, г. Якутск, Российская Федерация

✉ [kozlov.ta@s-vfu.ru](mailto:kozlov.ta@s-vfu.ru)

### Аннотация

Поддержание качества воздуха и комфортного микроклимата в помещениях обеспечивается системами ОВиК, однако их эксплуатация связана с большими энергозатратами, особенно в холодное время года, когда подогрев приточного воздуха может удвоить общие расходы на отопление. Одной из наиболее перспективных технологий, позволяющих существенно повысить эффективность эксплуатации зданий и снизить энергетические затраты на поддержание комфортных климатических условий, являются вентиляционные системы с рекуперацией тепла, которые позволяют возвращать тепловую энергию вытяжного воздуха обратно в помещение посредством теплообменников. Целью настоящей статьи является повышение эффективности теплообмена в системе вентиляции с рекуперацией тепла за счет модернизации конструкции путем внедрения дополнительных пластин, интенсифицирующих турбулентный режим течения теплоносителя. Для достижения цели разработана точная компьютерная модель, основанная на численном решении системы уравнений движения Рейнольдса и использовании стандартной модели турбулентности «*k-ε*». В рамках исследования было выявлено, что эффективность рекуперации можно повысить, добавив в установку дополнительные пластины, которые турбулизируют воздушный поток. Оптимизация конструкции рекуператора осуществлялась с помощью метода покоординатного спуска. Выявлены закономерности изменения следующих параметров: конфигурации отрывных линий, величины потерь давления, коэффициента теплоотдачи и числа Рейнольдса в зависимости от геометрических размеров пластин. Оптимальные безразмерные соотношения составляют:  $l/d = 7$ ,  $h/d = 0,6$ ,  $\delta/d = 0,1$ . Получены выражения для расчета коэффициента теплоотдачи и потери давления при применении пластин в рекуператоре. Результаты исследования полезны для проектирования систем приточно-вытяжных установок с рекуперацией тепла.

**Ключевые слова:** вентиляция, интенсификация теплообмена, коэффициент теплоотдачи, рекуператоры, пластинчатые, трехступенчатые, численное исследование, метод вычислительной гидродинамики, величина потерь давления, число Рейнольде

**Финансирование.** Исследование не имело финансовой поддержки

**Для цитирования:** Козлов Т. А., Бурнашев С. А. Повышение эффективности теплообмена в пластинчатом рекуператоре за счет турбулизирующих пластин. *Вестник СВФУ*. 2025, Т. 22, № 4. С. 44–55. DOI: 10.25587/2222-5404-2025-22-4-44-55

*Original article*

## **Enhancement of heat transfer in a plate heat recuperator using turbulence-generating plates**

*Timur A. Kozlov<sup>1</sup> ✉, Semen A. Burnashev<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> M.K. Ammosov North-Eastern Federal University, Yakutsk, Russian Federation

<sup>2</sup> Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences V.P. Larionov Institute of Physical and Technical Problems of the North, Yakutsk, Russian Federation

✉ kozlov.ta@s-vfu.ru

### **Abstract**

Maintaining air quality and a comfortable indoor microclimate is ensured by HVAC systems, however, their operation is associated with substantial energy consumption, particularly during the cold season, when heating the supply air may double the total heating costs. One of the most promising technologies for significantly improving building operation efficiency and reducing energy expenditures required to maintain comfortable climatic conditions is the use of ventilation systems with heat recuperation, which enable the return of thermal energy from exhaust air back into the premises through heat exchangers. The objective of the present study is to enhance the efficiency of heat transfer in a ventilation system with heat recuperation by means of structural modernization through the integration of additional plates that intensify the turbulent flow regime of the heat-transfer medium. To achieve this objective, an accurate computational model was developed, based on the numerical solution of the Reynolds equations of motion and the application of the standard  $k$ - $\varepsilon$  turbulence model. The study revealed that the efficiency of heat recuperation can be increased by adding additional plates to the system that induce turbulence in the airflow. The optimization of the recuperator's design was carried out using the coordinate descent method. Patterns of variation in the following parameters were identified: separation line configuration, pressure loss, heat transfer coefficient, and Reynolds number depending on the geometric dimensions of the plates. The optimal dimensionless ratios are:  $l/d = 7$ ,  $h/d = 0.6$ ,  $\delta/d = 0.1$ . Expressions have been obtained for calculating the heat transfer coefficient and pressure loss when using plates in the recuperator. The results obtained are of practical value for the design of supply and exhaust ventilation systems with heat recuperation.

**Keywords:** ventilation, heat exchange intensification, heat transfer coefficient, recuperators, plate, three-stage, numerical study, computational fluid dynamics method, the amount of pressure loss, Reynold's number

**Funding.** No funding was received for writing this manuscript

**For citation:** Kozlov T. A., Burnashev S. A. Enhancement of heat transfer in a plate heat recuperator using turbulence-generating plates. *Vestnik of NEFU*. 2025, Vol. 22, No. 4. Pp. 44–55. DOI: 10.25587/2222-5404-2025-22-4-44-55

### **Введение**

В настоящее время значительную часть своей жизни человек проводит в закрытых помещениях, а, как известно, качество воздуха напрямую влияет на его здоровье и самочувствие [1, 2]. За последние два десятилетия оно существенно снизилось [3]. Нормируемые параметры микроклимата в зданиях (жилых, административных, бытовых и промышленных) поддерживаются с помощью систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха (ОВиК). Эти системы должны поддерживать условия, соответствующие предельным расчетным параметрам

наружного климата конкретных регионов строительства, установленным государственными или международными строительными нормативами [4, 5]. Важная роль в обеспечении качества воздуха принадлежит системам вентиляции. Основная задача вентиляции заключается не только в подаче необходимого количества свежего воздуха внутрь помещения, но также в поддержании комфортного температурного режима путем подогрева поступающего воздуха [6]. Особенное внимание следует уделить условиям Якутска, где крайне низкая температура наружного воздуха создает дополнительные сложности. Подогрев приточного воздуха здесь является критически важной задачей, так как расходы на обогрев подаваемого воздуха практически удваивают общие затраты на отопление здания [7].

Одной из наиболее перспективных технологий, позволяющих существенно повысить эффективность эксплуатации зданий и снизить энергетические затраты на поддержание комфортных климатических условий, являются вентиляционные системы с рекуперацией тепла (*HRV*) [8, 9]. Данные системы позволяют возвращать тепловую энергию вытяжного воздуха обратно в помещение посредством теплообменников, обеспечивая значительный уровень экономии энергетических ресурсов. Эффективность внедрения подобных решений доказана многочисленными исследованиями и практическим опытом эксплуатации, демонстрируя возможность снижения потребления тепловой энергии вплоть до 70% [10–14].

В условиях Крайнего Севера проблема энергосбережения является весьма актуальной, т. к. особенностью этих условий являются резкоконтинентальный климат с амплитудой перепада температур 100 °С и продолжительная суровая зима.

По принципу действия рекуператоры отличаются по способу теплопередачи с помощью поверхностей, таких как пластинчатые [15, 16], кожухотрубные (трубчатые) [17, 18], роторные [19, 20], оребренные [21, 22].

Можно также отметить, что существуют рекуператоры по виду утилизации тепла: явные, где тепло передается с помощью поверхностей стенок, и полные (энтальпийная), где передают как явную, так и скрытую теплоту, связанную с изменением влагосодержания среды [23].

Настоящая статья посвящена повышению эффективности теплообмена в системах вентиляции с рекуперацией тепла (*HRV*) путем модернизации конструкции дополнительных пластин, призванных перевести поток воздуха в турбулентный режим. Данный подход основан на известной зависимости коэффициента теплоотдачи от интенсивности турбулентности [24], которая возникает при превышении критического числа Рейнольдса (*Re*). Турбулентное течение сопровождается флуктуациями скорости и давления, усиливает перемешивание, сокращая тем самым толщину теплового пограничного слоя и повышая интенсивность конвективного теплообмена.

### Методы исследования

Численное моделирование выполняется с использованием программного обеспечения *Solidworks Flow Simulation (FloEFD)*, где используется одна система уравнений для описания как ламинарных, так и турбулентных течений. Чтобы замкнуть эту систему уравнений, *FloEFD* использует уравнения переноса для кинетической энергии турбулентности и скорости ее диссипации, так называемую *k-ε* – модель [25, 26].

Уравнение сохранения импульса:

$$\frac{\partial(\rho\vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{v} \times \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \tau + \rho g. \quad (1)$$

Уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0. \quad (2)$$

Уравнение сохранения энергии:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho E v) = -\nabla \cdot (p v) + \nabla \cdot (k \nabla T) + \nabla \cdot (\tau \cdot v) + \rho g \cdot v + Q, \quad (3)$$

где  $v$  – скорость;  $\rho$  – плотность;  $t$  – время;  $\nu$  – коэффициент вязкости;  $\nabla$  – оператор Гамильтона, частная производная по координатам,  $T$  – температура;  $Q$  – тепловыделение;  $E$  – полная энергия;  $\tau$  – тензор вязких напряжений;  $p$  – давление;  $g$  – ускорение свободного падения;  $k$  – теплопроводность.

Для трехмерного пространства в декартовых координатах для вязкой сжимаемой жидкости верны формулы [25]:

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + \rho g_x \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + \rho g_y \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho g_z \end{cases} \quad (4)$$

Для численного решения данной системы уравнений широкое распространение получили методы конечных разностей (*FDM*) и конечных элементов (*FEM*), в среде *FloEFD* применяется метод конечных объемов (*FVM*) [26].

Численное исследование проводилось в трехмерной постановке. Твердотельная модель, выполненная в SolidWorks, была импортирована в среду Flow Simulation (*FloEFD*), расчетная область представляла с собой форму прямоугольного параллелепипеда с размерами: шириной  $a = 10$  мм, высотой  $b = 10$  мм и длиной  $c = 60$  мм. Эквивалентный диаметр канала прямоугольного сечения определяется выражением  $d = 2a \cdot b / (a + b)$ , которая составляет 10.

Методом покоординатного спуска решается задача поиска оптимальных размеров (длина  $l/d$ , высота  $h/d$ , толщина  $\delta/d$ ) турбулизирующей пластины, при которых достигается наилучший компромисс между высоким коэффициентом теплоотдачи –  $\alpha$  и низкими потерями давления –  $\Delta p$ .

Для решения задачи производится оценка единой целевой функции на основе критерия термогидравлической эффективности (*PEC*) [28]:

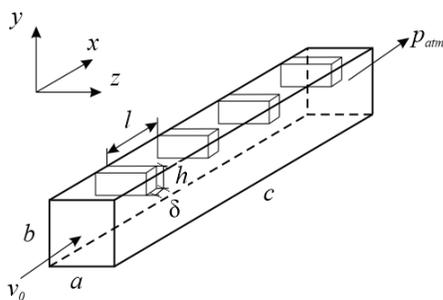
$$\eta = \frac{\alpha / \alpha_0}{(\Delta P / \Delta P_0)^{1/3}}. \quad (5)$$

Физический смысл критерия: во сколько раз выросла  $\alpha$  по сравнению  $l/d = 0$ ,  $h/d = 0$  и  $\delta/d = 0$ , отнесенная к относительному увеличению мощности на  $\Delta p$ .

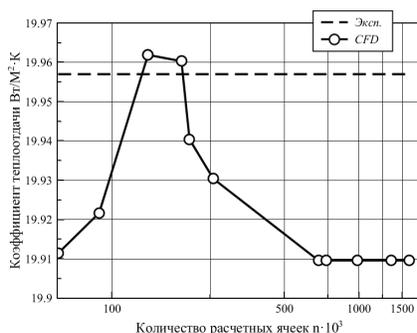
$$\eta(l/d, h/d, \delta/d) \rightarrow \max. \quad (6)$$

Граничные условия были заданы следующим образом: стенки канала рекуператора задаются как непроницаемые адиабатические стенки с шероховатостью 0.1 мм; на входе в канал задана скорость потока  $v_0 = 7.8$  м/с, которая соответствует объемному расходу воздуха  $G = 550$  м<sup>3</sup>/ч и  $Re = 76700$ . На выходе из канала задано атмосферное давление  $P_{\text{атм}} = 101325$  Па.

В качестве рабочей среды во всей расчетной области был задан воздух с параметрами: температура  $T = 293.2$  К; давление  $P_{\text{атм}} = 101325$  Па; динамическая вязкость  $\mu = 18.1 \cdot 10^{-6}$  Па·с, интенсивность турбулентности  $E = 0,1\%$ .



**Рис. 1.** Геометрия расчетной области, проходящей через одно ребро пластины рекуператора  
**Fig. 1.** Geometry of the computational domain passing through one edge of the recuperator plate



**Рис. 2.** Зависимость коэффициента теплоотдачи ( $\alpha$ ) от количества ячеек по этапам адаптации расчетной сетки для канала при  $l/d = 0$ ,  $h/d = 0$  и  $\delta/d = 0$   
**Fig. 2.** Dependence of the heat transfer coefficient ( $\alpha$ ) on the number of cells, by stages of computational grid adaptation for the channel at  $l/d = 0$ ,  $h/d = 0$  and  $\delta/d = 0$

Моделирование течения проводилось с использованием подхода, принятого во *Flow Simulation* по умолчанию, где автоматически определяется режим течения в каждой ячейке расчетной сетки на основе локальных характеристик потока. В настройках расчета задается режим «ламинарный и турбулентный», чтобы учесть режим течения как ламинарный, турбулентный и переходный.

### Результаты

Перед решением задач был выполнен анализ сеточной сходимости. Данная процедура заключается в последовательном измельчении расчетной сетки (рис. 2) и позволяет оценить влияние ее размера на точность решения.

В расчетной сетке во *Flow Simulation (FloEFD)* вся область дискретизируется глобальной сеткой. Исходные параметры сетки были заданы таким образом, что начальный размер ячейки составил 0.5 мм, где общее число ячеек составило около  $n \approx 45$  тыс. Расчетная область разбивается на части параллельными плоскостями, перпендикулярным осям глобальной системы координат.

По экспериментальным данным, при  $l/d = 0$ ,  $h/d = 0$  и  $\delta/d = 0$ , коэффициент теплоотдачи составляет  $\alpha = 19.96$  Вт/(м<sup>2</sup>К). Значение  $\alpha$  определялось по формуле (7) [27]:

$$\alpha = \frac{\lambda}{d} 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.43}. \quad (7)$$

Анализируя по рис. 2 зависимости коэффициента теплоотдачи от числа ячеек, можно увидеть, что коэффициент теплоотдачи изменяется по мере увеличения степени дробления расчетной сетки, до  $n \approx 600$  тыс. ячеек заметно, что коэффициент теплоотдачи сильно колеблется, по мере увеличения числа ячеек данные перестают колебаться и стабилизируются. Для обеспечения достоверности расчетов целесообразно выбрать количество ячеек, соответствующее зоне стабилизации. Хотя при числе ячеек порядка  $n \approx 700$  тыс. коэффициент перестает существенно изменяться, использование данной сетки может снизить надежность результатов, поскольку она граничит с областью колебаний, и уровень достоверности остается неоднозначным. Поэтому для получения более надежных данных используется сетка с числом, превышающим  $n \approx 1\,000$  тыс. ячеек, и при сравнении с экспериментом отличие не превышает 1%, это говорит об адекватности принятой компьютерной модели.

Таблица 1

Результаты расчета при в случае  $l/d = 0, h/d = 0$  и  $\delta/d = 0$

Table 1

Results for the case  $l/d = 0, h/d = 0, \delta/d = 0$

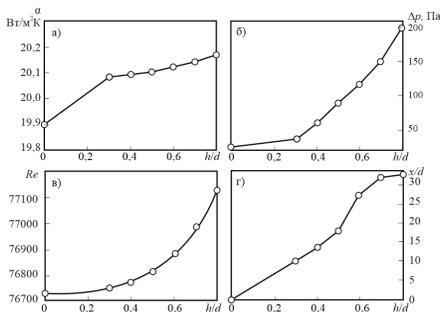
Параметр	Единица измерения	Значение
$\Delta p$	$Pa$	26.39
$Re$		76732.76
$\alpha$	$W/m^2 \cdot K$	19.90

На первом этапе оптимизации необходимо определить оптимальные геометрические параметры турбулизирующих пластин, обеспечивающие баланс между ростом коэффициента теплоотдачи и допустимыми аэродинамическими потерями. В табл. 1 представлены начальные параметры канала рекуператора при  $l/d = 0, h/d = 0$  и  $\delta/d = 0$ .

Из соображений удобства проведения опытов порядок подбора параметров был следующий:  $h/d \rightarrow l/d \rightarrow \delta/d$ . При постоянном значении указанных параметров и изменении высоты пластины  $h/d$  от 0 до 0.8 (рис. 3а) максимальное значение  $\alpha = 20.17 \text{ Вт/м}^2\text{К}$  достигается при  $h/d = 0.8$  калибров. Увеличение высоты пластин способствует значительному росту коэффициента теплоотдачи благодаря интенсификации вихреобразования (рис. 3г) и разрушению теплового пограничного слоя, за счёт увеличения числа  $Re$  (рис. 3в). Однако параллельно наблюдается прогрессирующий рост аэродинамических потерь давления (рис. 3б), вызванный усилением турбулентной диссипации энергии и формированием зон обратного течения.

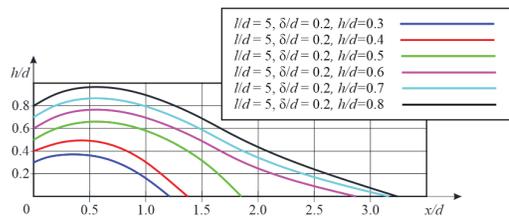
Критерием оптимальности выступает соотношение прироста теплопередачи к увеличению сопротивления потоку. Как показано на рис. 3, при высоте пластины  $h/d = 0.6$  калибров достигается наилучший компромисс между  $\Delta p$  и  $\alpha$ .

На рис. 4 представлены отрывные линии тока от пластины, при котором образуются вихреобразования. Рис. 4 доказывает, что рост характерного размера препятствия, т. е. высоты пластины  $h$ , приводит к увеличению масштаба вихревых структур, что интенсифицирует перемешивание.



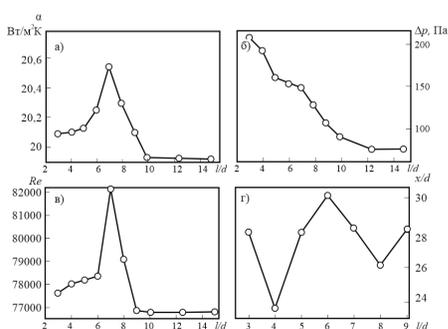
**Рис. 3.** Изменения характеристик рекуператора при изменении высоты  $h/d$ , при заданных параметрах  $l/d = 5, \delta/d = 0.2$ : а) коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ ; б) потери давления  $\Delta p$ ; в) число Рейнольдса; г) длина отрывной линии по оси  $x$

**Fig. 3.** Changes in recuperator characteristics with varying height  $h/d$ , at given parameters  $l/d = 5, \delta/d = 0.2$ : а) – heat transfer coefficient  $\alpha$ ; б) – pressure loss  $\Delta p$ ; в) – Reynolds number; д) – separation line length along the  $x$ -axis



**Рис. 4.** Формы отрывных линий тока при разных размерах  $h/d$  с заданными параметрами  $l/d = 5, \delta/d = 0.2$

**Fig. 4.** Flow separation streamline patterns for various  $h/d$  values at fixed parameters  $l/d = 5$  and  $\delta/d = 0.2$



**Рис. 5.** Изменения характеристик рекуператора при изменении длины  $l/d$ , при заданных параметрах  $h/d = 0.6$ ,  $\delta/d = 0.2$ :

- а) коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ ;
- б) потери давления  $\Delta p$ ; в) число Рейнольдса;
- г) длина отрывной линии по оси  $x$

**Fig. 5.** Variation of recuperator characteristics with length  $l/d$  at fixed parameters  $h/d = 0.6$ ,  $\delta/d = 0.2$ : a) heat transfer coefficient  $\alpha$ ; b) pressure drop  $\Delta p$ ; c) Reynolds number; d) separation line length along the  $x$ -axis

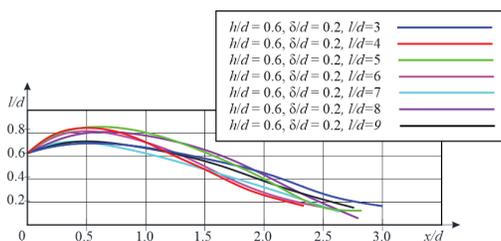
Далее величина высоты  $h/d = 0.6$  калибров фиксировалась, изменялось расстояние  $l/d$  между пластинами (рис. 5), толщина  $\delta/d$  оставалась прежней. Расстояния между пластинами  $l/d$  варьируются от 2 до 15 калибров. Численный эксперимент показывает, что величина  $l/d = 7$  является приемлемой для поиска оптимального значения, поскольку здесь достигается максимум коэффициента теплоотдачи  $20.54 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$  (рис. 5а), что обусловлено усилением турбулентного перемешивания и оптимизацией взаимодействия вихревых структур с потоком (рис. 5в). Однако дальнейшее увеличение расстояния между пластинами  $l/d > 7$  приводит к снижению  $\alpha$  из-за уменьшения интенсивности турбулентности (рис. 5г). Параллельно с этим  $\Delta p$  монотонно снижается с  $206.24$  до  $40.67 \text{ Па}$  при  $l/d = 15$  (рис. 5б). Такая динамика объясняется сокращением зон рециркуляции и снижением локального сопротивления при увеличении межпластинного расстояния.

Из рис. 6, на котором показаны зависимости длины завихрения от расстояния, можно сделать вывод, что образуется зависимость между расстояниями пластин и длиной завихрения. При увеличении расстояния длина завихрения уменьшается. При малых расстояниях ( $l/d \leq 6$  калибров) длина вихревой зоны возрастает, достигая максимума, после чего начинает медленно уменьшаться. При длине расстояния  $l/d = 3$  калибра завихрение образуется по всей длине между пластинами.

Оптимальное расстояние между пластинами составляет  $l/d = 7$  при  $h/d = 0.6$ , обеспечивается максимальный  $\alpha = 20.54 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$  при уровне  $\Delta p = 147.13 \text{ Па}$ . Последний этап – это определение толщины пластины  $\delta/d$  при найденных размерах  $l/d$  и  $h/d$  (рис. 7).

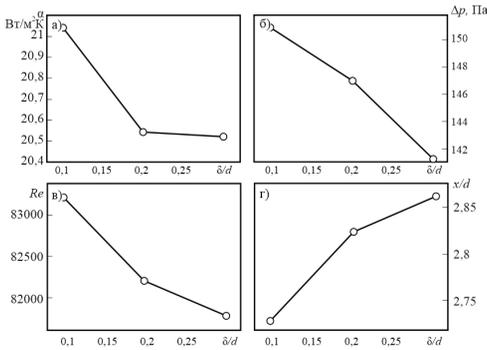
Численные данные подтверждают, что толщина пластины  $1 \text{ мм}$  является оптимальной для достижения максимальной тепловой эффективности в рекуператоре. При этой толщине коэффициент теплоотдачи достигает  $21.04$  – наивысшего значения среди исследуемых вариантов. Можно предположить, что интенсификация турбулентности зависит от тонкой пластины, которая создает выраженные зоны вихреобразования.

Хотя потери давления при толщине  $1 \text{ мм}$  ( $151.05 \text{ Па}$ ) на  $2.6\%$  выше, чем при  $2 \text{ мм}$ , рост теплопередачи на  $1.7\%$  компенсирует увеличение энергозатрат. Для систем, где приоритетом является компактность и высокая тепловая мощность, выбор  $1 \text{ мм}$  технически обоснован.

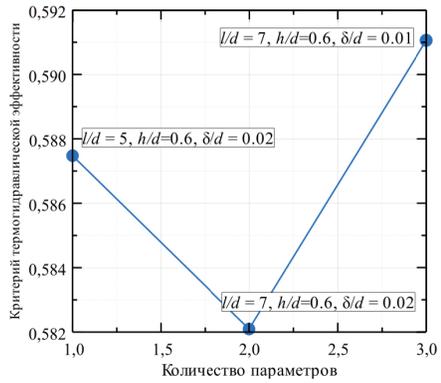


**Рис. 6.** Формы отрывных линий тока при разных расстояниях  $l/d$  с заданными параметрами  $h/d = 0.6$ ,  $\delta/d = 0.2$

**Fig. 6.** Flow separation streamline patterns for various  $l/d$  values at fixed parameters  $h/d = 0.6$  and  $\delta/d = 0.2$



**Рис. 7.** Изменения характеристик рекуператора при изменении толщины  $\delta/d$ , при заданных параметрах  $h/d = 0.6$ ,  $l/d = 7$ : а) коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ ; б) потери давления  $\Delta p$ ; в) число Рейнольдса; г) длина отрывной линии по оси  $x$   
**Fig. 7.** Variation of recuperator characteristics with the thickness ratio  $\delta/d$  at fixed parameters  $h/d = 0.6$  and  $l/d = 7$ : a) heat transfer coefficient  $\alpha$ ; b) pressure drop  $\Delta p$ ; c) Reynolds number; d) separation line length along the  $x$ -axis



**Рис. 8.** Критерий термогидравлической эффективности для каждого этапа  
**Fig. 8.** Thermal-hydraulic efficiency criterion for each stage

Для каждого этапа определены критерии термогидравлической эффективности, самый максимум достигается при условии  $l/d = 7$ ,  $h/d = 0.6$ ,  $\delta/d = 0.01$  (рис. 10). Таким образом, с помощью метода покоординатного спуска получен оптимальный размер турбулизирующей пластины. Полученные значения  $\alpha$  и  $\Delta p$  были аппроксимированы при помощи метода наименьших квадратов следующими уравнениями:

$$\alpha = 17.9724 - 0.0444 \cdot h/d + 0.6846 \cdot l/d - 4.8842 \cdot \delta/d - 0.5769 \cdot (h/d)^2 + 0.1890 \cdot hl/d^2 - 2.9314 \cdot h\delta/d^2 - 0.0077 \cdot (l/d)^2 - 34.1754 \cdot l\delta/d^2 + 5496.7649 \cdot (\delta/d)^2 \tag{8}$$

$$\Delta p = 71.1704 + 4.883 \cdot h/d - 5.1783 \cdot l/d - 195.8108 \cdot \delta/d + 189.009 \cdot (h/d)^2 + 21.3082 \cdot hl/d^2 - 117.3888 \cdot h\delta/d^2 + 0.6296 \cdot (l/d)^2 - 1370.779 \cdot l\delta/d^2 + 234313.6686 \cdot (\delta/d)^2 \tag{9}$$

Оба параметра  $\alpha$  и  $\Delta p$  демонстрируют статистически значимое согласие между расчетными данными, что подтверждается критериями Фишера, Стьюдента и высокими значениями коэффициента корреляции Пирсона (табл. 2).

Таблица 2

**Сравнение по статистическим критериям**

Table 2

**Comparison by statistical criteria**

Показатели	Критерий Фишера	Критерий Стьюдента	Коэффициента корреляции Пирсона
$\alpha$	$F = 1.28 < F_{crit} = 2.16$	$t = 0.0294 < t_{crit} = 2.09$	$r = 0.88$
$\Delta p$	$F = 1.19 < F_{crit} = 2.16$	$t = 0.001 < t_{crit} = 2.09$	$r = 0.92$

## Заключение

В рамках численного исследования течения вязкой сжимаемой жидкости в программном комплексе SolidWorks Flow Simulation проведена параметрическая оптимизация турбулизирующей пластины методом покоординатного спуска с целью интенсификации теплообмена. Установлено, что пластины  $l/d = 7$ ,  $h/d = 0.6$ ,  $\delta/d = 0.1$  увеличивают коэффициент теплоотдачи на 24.2% (до 27.8 Вт/(м<sup>2</sup>К)) по сравнению с базовой конструкцией. Однако модернизация сопровождается ростом аэродинамических потерь в 5.15 раз (до 181.7 Па), что требует дополнительного анализа экономической целесообразности внедрения.

В результате моделирования при использовании пластин выявлено, что варьирование высоты, шага и толщины пластин существенно влияет на вихреобразование, разрушение пограничного слоя и, как следствие, на теплопередачу и аэродинамическое сопротивление. Получены исчерпывающие зависимости ключевых параметров от геометрии пластин и аналитические выражения для расчета  $\Delta p$  и  $\alpha$  в рамках рассматриваемого диапазона.

## Литература

1. Mustafa M, Cook MJ, McLeod RS, de Dear R. Re-evaluating local ventilation effectiveness guidance for single-zone naturally ventilated spaces. *Building and Environment*. 2025;283:113406. DOI: 10.1016/j.buildenv.2025.113406
2. Morawska L, Allen J, Bahnfleth W, Bennett B, et al. Mandating indoor air quality for public buildings if some countries lead by example, standards may increasingly become normalized. *Science*. 2024;383(6690):1418-1420. DOI: 10.1126/science.adl0677
3. Мансуров Р.Ш., Мансуров А.Р., Рафальская Т.А. Энергосберегающие технологии вентиляции жилых зданий с применением децентрализованных рекуператоров. В: Энерго-и ресурсоэффективность малоэтажных жилых зданий. *Сборник докладов III Всероссийской научной конференции с международным участием*. 2017:142-151.
4. Kim M, Kwon S. Real-time HVAC control for utilizing demand response and renewable energy using optimization-informed supervised learning. *Energy and Buildings*. 2025;344:115954. DOI: 10.1016/j.enbuild.2025.115954.
5. Hameed Shaikh P, Bin Mohd Nor N, Nallagownden P, Elamvazuthi I, Ibrahim T. A review on optimized control systems for building energy and comfort management of smart sustainable buildings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014;34:409-429. DOI: 10.1016/j.rser.2014.03.027
6. Shaikh PH, Nor NBM, Nallagownden P, Elamvazuthi I. Building Energy Management through a Distributed Fuzzy Inference System. *International Journal of Engineering and Technology*. 2013;5:3236-3242.
7. Баишева Л.М. Опыт эксплуатации рекуперативного теплоутилизатора в условиях Крайнего Севера. В: *МАТЕРИАЛЫ XIX Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов в г. Нерюнгри, с международным участием: Секции 1-5, Нерюнгри, 29–31 марта 2018 года. Нерюнгри: Изд-во Технического института (ф) СВФУ; 2018:10-13.*
8. Иванова А.В., Баишева Л.М., Ноговицын И.Д. и др. Особенности использования рекуператоров в условиях резкоконтинентального климата. В: *Современные проблемы строительства и жизнеобеспечения: безопасность, качество, энерго- и ресурсосбережения: сборник статей IV Всероссийской научно-практической конференции, посвященной 60-летию Инженерно-технического института Северо-Восточного федерального университета им. М.К.Аммосова, Якутск, 27–28 октября 2016 года. Якутск: Международный центр научно-исследовательских проектов; 2016:438-443.*
9. Wang X, Sotokawa H, Gomyo T, Ito K. Energy saving effects of integrated implementation of a multi-layered heat exchange duct and energy recovery ventilation system. *Energy and Buildings*. 2025;337:115679. DOI: 10.1016/j.enbuild.2025.115679
10. Yezhov V, Semicheva N, Tyutyunov D, Burtsev A, Perepelitsa N. Version of a mathematical model of purge ventilation system with complex recuperative heat exchanger. *Journal of Applied engineering science*. 2021;19(1):246-251.
11. Ewa Zender-Świercz. A Review of Heat Recovery in Ventilation. *Energies*. 2021;14(6):1759. DOI: 10.3390/en14061759.

12. Koç A, Yağlı H, Bilgic HH, Koç Y, Özdemir A. Performance analysis of a novel organic fluid filled regenerative heat exchanger used heat recovery ventilation (OHeX-HRV) system. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2020;41:100787. DOI: 10.1016/j.seta.2020.100787.
13. Tohidi Moghadam T, Bruton K, O’Sullivan DTJ, Norton B. Energy efficient achievement of indoor air quality and thermal comfort using mechanical ventilation heat recovery and solar-energy pre-heating. *Energy Conversion and Management*. 2025;327:119528. DOI: 10.1016/j.enconman.2025.119528.
14. Fan Y, Kameishi K, Onishi S, Ito K. Field-based study on the energy-saving effects of CO2 demand controlled ventilation in an office with application of Energy recovery ventilators. *Energy and Buildings*. 2014;68(A):412-422. DOI: 10.1016/j.enbuild.2013.09.043.
15. Moro A, Kwakye-Boateng P. Heat recovery analysis of a fixed plate energy recovery ventilator. *Sustainable Energy*. 2024;11:29. DOI: 10.1186/s40807-024-00122-2
16. Tauger VM, Minin IV, Adas VE. Calculating the optimal physical size of an industrial plate recuperator. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyy zhurnal = Minerals and Mining Engineering*. 2020;6:95–101. DOI: 10.21440/0536-1028-2020-6-95-101.
17. Sayyaadi H, Mehrabipour R. Efficiency enhancement of a gas turbine cycle using an optimized tubular recuperative heat exchanger. *Energy*. 2012;38(1):362-375. DOI: 10.1016/j.energy.2011.11.048.
18. Bieda W, Radoń J, Herbut E. Tubular recuperator with a solar collector for recovery of heat from poultry house exhaust air. *Electronic journal of polish agricultural universities*. 2004;7(2).
19. Adamski M. Ventilation system with spiral recuperator. *Energy and Buildings*. 2010;42(5):674-677. DOI: 10.1016/j.enbuild.2009.11.005.
20. Romier A. Small gas turbine technology. *Applied Thermal Engineering*. 2004;24(11-12):1709-1723. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2003.10.034.
21. Mahajan G, Cho H, Smith A, Thompson S.M. Experimental Analysis of Atypically Long Finned Oscillating Heat Pipe for Ventilation Waste Heat Recovery Application. *Journal of Thermal Science*. 2020;29:667–675. DOI: 10.1007/s11630-019-1178-5
22. Carcasci C, Winchler L. Thermodynamic Analysis of an Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery from an Aeroderivative Intercooled Gas Turbine. *Energy Procedia*. 2016;101:862-869. DOI: 10.1016/j.egypro.2016.11.109
23. Mardiana-Idayu A, Riffat SB. Review on heat recovery technologies for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012;16(2):1241-1255. DOI: 10.1016/j.rser.2011.09.023
24. Кушев Л.А., Уваров В.А., Саввин Н.Ю. и др. Интенсифицированный пластинчатый теплообменный аппарат в системах теплоснабжения ЖКХ РФ. *Научный журнал строительства и архитектуры*. 2021;2(62):60-69. DOI: 10.36622/VSTU.2021.62.2.004
25. FloEFD Technical Reference. Software Version 17. Mentor Graphics Corporation; 2018.
26. Румановский И.Г., Драчев К.А. Применение численных методов моделирования для создания виртуального лабораторного практикума по гидравлике. *Вестник Тихоокеанского государственного университета*. 2021;3(62):37-44.
27. Нестеренко А.В. *Основы технической термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха*. Учебное пособие: в 3 изданиях, №3. Москва: «Высшая школа»; 1971:460.
28. Yilmaz, M. & Comakli, O. & Yapici, Sinan & Sara, O.N (2005). Performance Evaluation Criteria for Heat Exchangers Based on First Law Analysis. *Journal of Enhanced Heat Transfer. Journal of Enhanced Heat Transfer*. 2005;12;121-158. DOI: 10.1615/JEnhHeatTransf.v12.i2.10.

## References

1. Mustafa M, Cook MJ, McLeod RS, de Dear R. Re-evaluating local ventilation effectiveness guidance for single-zone naturally ventilated spaces. *Building and Environment*. 2025;283:113406 (in English) DOI: 10.1016/j.buildenv.2025.113406
2. Morawska L, Allen J, Bahnfleth W, Bennett B, et al. Mandating indoor air quality for public buildings if some countries lead by example, standards may increasingly become normalized. *Science*. 2024;383(6690):1418-1420 (in English). DOI: 10.1126/science.adl0677
3. Mansurov RSh, Mansurov AR, Rafalskaya TA. Energy-saving technologies for ventilation of residential buildings using decentralized recuperators. In: *Energy and resource efficiency*

of low-rise residential buildings. *Proceedings of the III All-Russian Scientific Conference with international participation*. 2017:142-151 (In Russian).

4. Kim M, Kwon S. Real-time HVAC control for utilizing demand response and renewable energy using optimization-informed supervised learning. *Energy and Buildings*. 2025;344:115954 (in English). DOI: 10.1016/j.enbuild.2025.115954.

5. Hameed Shaikh P, Bin Mohd Nor N, Nallagownden P, Elamvazuthi I, Ibrahim T. A review on optimized control systems for building energy and comfort management of smart sustainable buildings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014;34:409-429 (in English). DOI: 10.1016/j.rser.2014.03.027

6. Shaikh PH, Nor NBM, Nallagownden P, Elamvazuthi I. Building Energy Management through a Distributed Fuzzy Inference System. *International Journal of Engineering and Technology*. 2013;5:3236-3242. (in English)

7. Baisheva LM. Operating experience of a recuperative heat utilizer in the conditions of the Far North. In: *MATERIALS of the XIX All-Russian scientific-practical conference of young scientists, postgraduates and students in Nerungri, with international participation: Sections 1-5, Nerungri, March 29–31, 2018. Nerungri: Publishing house of the Technical Institute (f) NEFU; 2018:10-13 (In Russian).*

8. Ivanova AV, Baisheva LM, Nogovitsyn ID, Stepanov AV. Features of the use of recuperators in sharply continental climate conditions. In: *Modern problems of construction and life support: safety, quality, energy and resource saving: collection of articles of the IV All-Russian scientific-practical conference dedicated to the 60th anniversary of the Engineering and Technical Institute of the North-Eastern Federal University named after M.K. Ammosov, Yakutsk, October 27–28, 2016. Ed. Savvina A.E. Yakutsk: International Center for Research Projects; 2016:438-443 (In Russian).*

9. Wang X, Sotokawa H, Gomyo T, Ito K. Energy saving effects of integrated implementation of a multi-layered heat exchange duct and energy recovery ventilation system. *Energy and Buildings*. 2025;337:115679. (in English) DOI: 10.1016/j.enbuild.2025.115679

10. Yezhov V, Semicheva N, Tyutyunov D, Burtsev A, Perepelitsa N. Version of a mathematical model of purge ventilation system with complex recuperative heat exchanger. *Journal of Applied engineering science*. 2021;19(1):246-251. (in English)

11. Ewa Zender-Świercz. A Review of Heat Recovery in Ventilation. *Energies*. 2021;14(6):1759. (in English) DOI: 10.3390/en14061759.

12. Koç A, Yağlı H, Bilgic HH, Koç Y, Özdemir A. Performance analysis of a novel organic fluid filled regenerative heat exchanger used heat recovery ventilation (OHeX-HRV) system. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2020;41:100787. (in English) DOI: 10.1016/j.seta.2020.100787.

13. Tohidi Moghadam T, Bruton K, O'Sullivan DTJ, Norton B. Energy efficient achievement of indoor air quality and thermal comfort using mechanical ventilation heat recovery and solar-energy pre-heating. *Energy Conversion and Management*. 2025;327:119528. (in English) DOI: 10.1016/j.enconman.2025.119528.

14. Fan Y, Kameishi K, Onishi S, Ito K. Field-based study on the energy-saving effects of CO2 demand controlled ventilation in an office with application of Energy recovery ventilators. *Energy and Buildings*. 2014;68(A):412-422. (in English) DOI: 10.1016/j.enbuild.2013.09.043.

15. Moro A, Kwakye-Boateng P. Heat recovery analysis of a fixed plate energy recovery ventilator. *Sustainable Energy*. 2024;11:29. (in English) DOI: 10.1186/s40807-024-00122-2

16. Tauger VM, Minin IV, Adas VE. Calculating the optimal physical size of an industrial plate recuperator. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = Minerals and Mining Engineering*. 2020;6:95–101. (in English) DOI: 10.21440/0536-1028-2020-6-95-101.

17. Sayyaadi H, Mehrbapour R. Efficiency enhancement of a gas turbine cycle using an optimized tubular recuperative heat exchanger. *Energy*. 2012;38(1):362-375. (in English) DOI: 10.1016/j.energy.2011.11.048.

18. Bieda W, Radoń J, Herbut E. Tubular recuperator with a solar collector for recovery of heat from poultry house exhaust air. *Electronic journal of polish agricultural universities*. 2004;7(2). (in English)

19. Adamski M. Ventilation system with spiral recuperator. *Energy and Buildings*. 2010;42(5):674-677. (in English) DOI: 10.1016/j.enbuild.2009.11.005.

20. Romier A. Small gas turbine technology. *Applied Thermal Engineering*. 2004;24(11-12):1709-1723. (in English) DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2003.10.034.

21. Mahajan G, Cho H, Smith A, Thompson S.M. Experimental Analysis of Atypically Long Finned Oscillating Heat Pipe for Ventilation Waste Heat Recovery Application. *Journal of Thermal Science*. 2020;29:667–675. (in English) DOI: 10.1007/s11630-019-1178-5
22. Carcasci C, Winchler L. Thermodynamic Analysis of an Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery from an Aeroderivative Intercooled Gas Turbine. *Energy Procedia*. 2016;101:862-869. (in English) DOI: 10.1016/j.egypro.2016.11.109
23. Mardiana-Idayu A, Riffat SB. Review on heat recovery technologies for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012;16(2):1241-1255. (in English) DOI: 10.1016/j.rser.2011.09.023
24. Kushchev LA, Uvarov VA, Savvin NYu, Chuikin SV. Intensified plate heat exchanger in heat supply systems of Russian housing and communal services. *Scientific Journal of Construction and Architecture*. 2021;2(62):60-69 (In Russian). (in English) DOI: 10.36622/VSTU.2021.62.2.004
25. FloEFD Technical Reference. Software Version 17. Mentor Graphics Corporation; 2018.
26. Rumanovski IG, Drachev KA. Application of Numerical Modeling Methods to Create a Virtual Practice in Hydraulics. *Bulletin of PNU*. 2021;3(62):37-44 (In Russian).
27. Nesterenko AV. Fundamentals of technical thermodynamic calculations of ventilation and air conditioning. Moscow: Publishing Higher School; 1971:460 (In Russian).
28. Yilmaz, M. & Comakli, O. & Yapici, Sinan & Sara, O.N (2005). Performance Evaluation Criteria for Heat Exchangers Based on First Law Analysis. *Journal of Enhanced Heat Transfer. Journal of Enhanced Heat Transfer*. 2005;12:121-158. (in English) DOI: 10.1615/JEnhHeatTransf.v12.i2.10.

#### **Сведения об авторах**

*КОЗЛОВ Тимур Алексеевич* – к. т. н, доц. каф. теплогазоснабжения и вентиляции, ИТИ, ФГАОУ ВО «Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова», <https://orcid.org/0009-0003-1825-7891>, г. Якутск, Российская Федерация, e-mail: [kozlov.ta@s-vfu.ru](mailto:kozlov.ta@s-vfu.ru)

*БУРНАШЕВ Семен Аркадьевич* – аспирант 1 курса, ФГБУН ФИЦ «Якутский научный центр Сибирского отделения Российской академии наук», Институт физико-технических проблем Севера им В.П. Ларионова Сибирского отделения Российской академии наук, г. Якутск, Российская Федерация.

#### **About the authors**

*Timur A. KOZLOV* – Cand. Sci. (Technology), Associate Professor, Department of Heat and Gas Supply and Ventilation, Institute of Engineering & Technology, M.K. Ammosov North-Eastern Federal University, Yakutsk, Russian Federation, <https://orcid.org/0009-0003-1825-7891>, e-mail: [kozlov.ta@s-vfu.ru](mailto:kozlov.ta@s-vfu.ru)

*Semen A. BURNASHEV* – student, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences V.P. Larionov Institute of Physical and Technical Problems of the North, Yakutsk, Russian Federation.

#### **Вклад авторов**

Козлов Т. А. – разработка концепции, методология, проведение исследования, создание черновика рукописи

Бурнашев С. А. – методология, проведение исследования

#### **Authors' contribution**

Timur A. Kozlov – conceptualization, methodology, investigation, writing – original draft

Semen A. Burnashev – methodology, investigation

#### **Конфликт интересов**

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов

#### **Conflict of interests**

The authors declare no relevant conflict of interests

Поступила в редакцию / Submitted 05.11.2025  
Поступила после рецензирования / Revised 24.11.2025  
Принята к публикации / Accepted 08.12.2025