

DOI: 10.15514/ISPRAS-2025-37(2)-10



## Параметрическое исследование эффективности исполнения единичной секции маслоохладителя

*А.А. Чернова, ORCID: 0000-0001-8579-6279 <alicaaa@gmail.com>*

*А.Р. Шигапова, ORCID: 0000-0003-2668-0422 <aigulka1806@mail.ru>*

*Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова,  
Россия, 426069, г. Ижевск, ул. Студенческая, д. 7.*

**Аннотация.** В работе приведены результаты численного исследования влияния конструктивного параметра – зазора между охлаждающими пластинами конвективного теплообменного аппарата на его эффективность. Рассматривается единичная охлаждающая секция маслоохладителя, состоящая из разведённых на определенное расстояние охлаждающих пластин. Оценка эффективности устройства строится на основе анализа изменения коэффициентов теплоотдачи на границах рабочих сред от увеличения расстояния между пластинами. Рассматривается задача сопряженного теплообмена между нагретым гидравлическим маслом, пластинами маслоохладителя и холодным турбулентным потоком нагнетаемого вентилятором воздуха. Численное решение полученной системы уравнений строится методом контрольных объемов с использованием решателя chtMultiRegionFoam свободно распространяемого программного обеспечения OpenFOAM. Численное моделирование рабочих процессов, протекающих в единичной секции маслоохладителя, производилось методом установления. В результате численного моделирования получены поля физических величин, структура потока воздуха и масла в соответствующих каналах устройства. Выявлено и показано влияние величины зазора между пластинами на внутреннюю и внешнюю аэродинамику единичной секции маслоохладителя. Выявлен, описан и обоснован неравномерный нагрев корпуса охлаждающей секции с локализацией температурного максимума в области внутренних центральных каналов. Анализ полученных теплофизических характеристик позволил выявить оптимальное расстояние между пластинами маслоохладителя в 22 мм.

**Ключевые слова:** газовая динамика; задача сопряженного теплообмена; гидравлическое масло; воздух; оребренная пластина с каналами малых размеров; маслоохладитель.

**Для цитирования:** Чернова А.А., Шигапова А.Р. Параметрическое исследование эффективности исполнения единичной секции маслоохладителя. Труды ИСПРАН, том 37, вып. 2, 2025 г., стр. 141–152. DOI: 10.15514/ISPRAS–2025–37(2)–10.

## Parametric Study of the Performance Efficiency of a Single Oil Cooler Section

A.A. Chernova, ORCID: 0000-0001-8579-6279 <alicaaa@gmail.com>  
A.R. Shigapova, ORCID: 0000-0003-2668-0422 <aigulka1806@mail.ru>

*Kalashnikov Izhevsk State Technical University,  
7, Studencheskaya st., Izhevsk, 426069, Russia.*

**Abstract.** The paper presents the results of numerical investigation of the influence of the design parameter - the gap between the cooling plates of the convective heat exchanger for oil cooling on its efficiency. A single cooling section of an oil cooler consisting of cooling plates separated by a certain distance is considered. Each single plate of the oil cooler has 6 internal channels of complex geometry and row external fins, each row of which includes 11 elements of two standard sizes, and the number of rows is determined by the length of the plate. The efficiency of the device is evaluated on the basis of analyzing the change of heat transfer coefficients at the boundaries of working media from the increase of the distance between the plates. The problem of conjugate heat exchange between heated hydraulic oil, oil cooler plates and cold turbulent flow of air blown by a fan is considered. The mathematical model of fluid media motion is based on the Navier-Stokes equations. Modelling of heat transfer processes in the oil cooler plate is based on the heat conduction equation. To close the averaged system of conservation equations, the Menter SST turbulence model is applied. The numerical solution of the obtained system of equations is constructed by the method of control volumes using the chtMultiRegionFoam solver of the freely distributed OpenFOAM software. Numerical modelling of the working processes occurring in a single section of the oil cooler was performed using the establishment method. For discretization of non-viscous flows (in oil and air), a counter flow scheme of 2nd order of accuracy is applied, and for viscous flows, total variation minimization (TVD) schemes and the limitedLinear method were applied. The gradients were approximated based on the linear Gaussian method. The conjugate gradient method was used to accelerate convergence. As a result of numerical modelling, the fields of physical quantities, air and oil flow structure in the corresponding channels of the device were obtained. The influence of the plate gap size on the internal and external aerodynamics of the unit section of the oil cooler is identified and shown. Non-uniform heating of the cooling section body with localization of the temperature maximum in the area of internal central channels has been revealed, described and substantiated. The analysis of the obtained thermophysical characteristics allowed to reveal the optimum distance between the plates of the oil cooler of 22 mm.

**Keywords:** gas dynamics; coupled heat transfer problem; hydraulic oil; air; finned plate with small channels; oil cooler.

**For citation:** Chernova A.A., Shigapova A.R. Parametric study of the performance efficiency of a single oil cooler section. *Trudy ISP RAN/Proc. ISP RAS*, vol. 37, issue 2, 2025. pp. 141-152 (in Russian). DOI: 10.15514/ISPRAS-2025-37(2)-10.

### 1. Введение

Двигатели оборудования, применяемые в промышленности, работают по принципу сжатия и расширения рабочих сред [1], вследствие чего их работа сопряжена с нагревом этих сред. В связи с этим актуальным [2-4] остается вопрос утилизации избыточного тепла, для чего [5] применяются теплообменные аппараты (ТА) различных конструктивных схем. Необходимо отметить, что конструктивное исполнение любого теплового оборудования [5-7] частично определяет его эффективность. В виду чего исследования, направленные на оптимизацию (тепловую, гидродинамическую, газодинамическую и технологическую) теплового оборудования, в том числе конвективных теплообменных аппаратов, не теряют своей актуальности.

В работе [8] приведено обобщение результатов серий экспериментальных исследований, наиболее востребованных на момент публикации, видов однофазных теплообменников, приведены критериальные зависимости для расчета чисел Нуссельта в теплообменных аппаратах различных конфигураций. Представлены данные теоретических и

экспериментальных исследований конвективного теплопереноса в ламинарных, турбулентных и отрывных течениях с охватом широкого интервала чисел Рейнольдса и Прандтля. Значительное внимание уделено вопросам интенсификации теплообмена, проблемам обтекания и гидродинамической вибрации. Даны практические рекомендации по тепловому и гидродинамическому расчету трубчатых теплообменных аппаратов.

В современных работах [9-11] приводится подробный обзор существующих технических решений проблемы интенсификации теплообмена за счет турбулизации течения теплового агента (теплоноситель, хладагент) путем оребрения внутритрубного/внутриканального пространства [12, 13] либо путем структурирования внешних поверхностей теплообменного аппарата [14], однако оценок эффективности таких решений не приводится.

Современные стандарты производства технических устройств, оснащаемых теплообменными аппаратами (ТА), диктуют новые требования к энергетическим и эксплуатационным характеристикам ТА, а также к их экономической эффективности. Существенное увеличение энергоэффективности ТА невозможно без учета влияния исполнения конструктивных элементов ТА на достигаемые рабочие параметры. Таким образом, теоретические, в том числе численные, исследования рабочих процессов, протекающих в конвективных теплообменных аппаратах, с целью повышения энерго- и тепло- эффективности устройства и формирования концепции, ориентированной на повышение их эффективности и технологичности, и оптимизация конструкции элементов конвективных теплообменных аппаратов являются с научной и практической точек зрения актуальной задачей.

Отметим, что одним из распространенных, но недостаточно изученных [15], схем конвективных ТА является многосекционный коллектор со сложной формой поперечного сечения каналов подвода жидкости [15-17] с развитой внешней поверхностью для эффективного охлаждения теплоносителя. К данному виду устройств можно отнести и маслоохладители. Основным конструктивным элементом маслоохладителей [15-18] является алюминиевая либо медная трубка прямоугольного сечения, оребренная по внешним поверхностям. Оребрение выполняет функцию отвода тепла в окружающую среду, увеличивая эффективную площадь теплоотдачи. В виду чего, модификация геометрии оребрения или компоновки оребренных пластин будет влиять на тепловую эффективность устройства в целом. Работа направлена на исследование оптимальной, с точки зрения тепловой эффективности исполнения, величины зазора между пластинками маслоохладителя.

## **2. Математическая постановка**

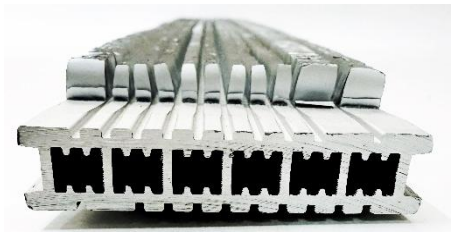
Объектом исследования является промышленный маслоохладитель (рис. 1).

Маслоохладитель представляет собой многосекционный коллектор со сложной формой поперечного сечения каналов подвода жидкости и с развитой внешней поверхностью единичных пластинчатых шестиканальных элементов. Каждая единичная пластина маслоохладителя (рис. 2а) имеет 6 внутренних каналов сложной геометрии [19-22] и рядное внешнее оребрение (рис. 2б), каждый ряд которого включает 11 элементов двух типоразмеров, а количество рядов определяется длиной пластины.

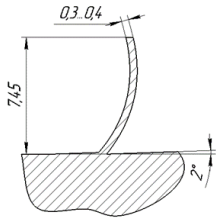
Параллельное размещение таких единичных секций в коллекторах (раздающем и собирающем) и образует маслоохладитель конкретной производительности. Одним из управляющих параметров тепловой эффективности устройства в целом является выбранное расстояние между параллельно размещенными единичными пластинами (рис. 3) или высота зазора (рис. 3б) между единичными пластинами. В настоящей работе приводятся результаты параметрического исследования влияния величины высоты зазора между пластинами на теплоотдачу единичной секции.



Рис. 1. Маслоохладитель в сборе.  
Fig. 1. Oil cooler assembly.

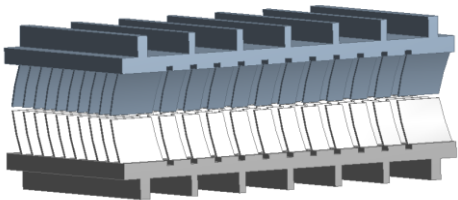


(a)

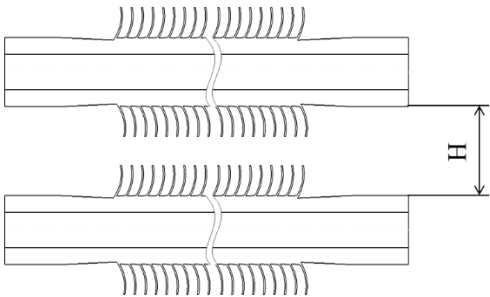


(b)

Рис. 2. Единичная пластина маслоохладителя (a) и элемент внешнего оребрения (b).  
Fig. 2. Single oil cooler plate (a) and external fin element (b).



(a)



(b)

Рис. 3. Единичная секция маслоохладителя:  
(a) геометрическая модель; (b) схема расположения пластин.  
Fig. 3. Single section of oil cooler: (a) geometric model; (b) plate arrangement diagram.

В ходе выполнения исследования были сделаны следующие допущения:

1. Рассматривается малый сегмент маслоохладителя, включающий две пластины.
2. Внутренние интенсификаторы теплообмена (трапецевидные ребра) исключены из геометрической модели.
3. Материал пластины изотропен.
4. Рассматриваются стационарные процессы конвективного теплообмена.
5. Шероховатость материала не учитывается.
6. Аэродинамика рассматривается в несжимаемой постановке ( $v/a \approx 0.03$ , где  $a$  – скорость звука в воздухе при нормальных условиях).

Рассматривается задача сопряженного теплообмена между нагретым гидравлическим маслом ( $\rho = 859 \text{ кг/м}^3$ ,  $\mu = 0.11 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ,  $\lambda = 0.41 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ), пластинами маслоохладителя ( $\rho = 2697 \text{ кг/м}^3$ ,  $\lambda = 237 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ,  $c = 903 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ ) и холодным потоком нагнетаемого вентилятором воздуха ( $M = 28,98 \text{ г/моль}$ ,  $c_p = 1004 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ ,  $\mu = 15,7 \text{ мкПа}\cdot\text{с}$ ).

Математическая модель движения текучих сред основана на уравнениях Навье-Стокса. Система уравнений, описывающая движение сплошных сред, в общем случае, имеет вид:

$$\nabla \cdot (\rho u) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \nabla \cdot (u \times u) + \frac{1}{\rho} \nabla p - \frac{1}{\rho} \nabla \cdot \tau_{ij} = g \quad (2)$$

$$\rho \frac{dC_p T}{dt} = \rho F v + \nabla q \quad (3)$$

$$\rho = \text{const} \quad (4)$$

где  $\rho$  – плотность среды;  $u$  – компоненты вектора скорости;  $p$  – давление;  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости;  $F$  – внешняя массовая сила;  $\tau_{ij} = 2\mu S_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$  – тензор вязких напряжений;  $S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$  – тензор скоростей деформаций;  $q = \lambda \frac{\partial T}{\partial x}$  – тепловой поток;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности среды;  $T$  – температура;  $C_p$  – теплоемкость при постоянном давлении.

Моделирование процессов теплопередачи в пластине маслоохладителя проводится на основе уравнения теплопроводности

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T). \quad (5)$$

Поскольку число Рейнольдса для потока газа, рассчитанное по высоте зазора, изменяется в диапазоне от 20000 до 400000, исследуется турбулентный режим обтекания воздушным потоком единичной секции маслоохладителя. Система уравнений (1) – (5) осредняется по Фавру [23]. Для замыкания осредненной системы уравнений сохранения применяется модель турбулентности Ментера SST [24].

Граничные условия данной задачи представлены следующим образом: на входе в область (Вход воздуха, рис. 4) определены скорость и температура воздушного потока ( $T_{\text{air}}=20^\circ\text{C}$ ,  $V_{\text{air}}=10 \text{ м/с}$ ), на входах в каналы подачи масла (Подача масла, рис. 4) заданы давление и температура масла ( $T_o=60^\circ\text{C}$ ,  $p_o = 1 \text{ МПа}$ ); на выходных границах внутренних каналов маслоохладителя (Выход масла, рис. 4) использовано условие нулевого градиента ( $\frac{\partial p_o}{\partial n} = 0$ ), на выходе из расчетной области (Выход воздуха, рис. 4) задано атмосферное давление ( $p = 0,1 \text{ МПа}$ ). Условия прилипания и непротекания задаются на непроницаемых твердых поверхностях. На границах контакта масло/алюминий и алюминий/воздух использовано граничное условие IV рода.

Для решения задачи сопряженного теплообмена используется решатель

*chtMultiRegionFoam* [25]. Дискретизация полученной системы уравнений по пространству осуществляется в свободно-распространяемом программном обеспечении Salome (рис. 5) выделением областей, занятых жидкостью, газом и твердым телом, и с дальнейшим использованием утилиты *splitMeshRegions*. Общее число использованных для генерации расчетной сетки (рис. 5) шестигранных элементов составило более 15 млн.

Численное моделирование рабочих процессов, протекающих в единичной секции маслоохладителя, производилось методом установления. Для дискретизации невязких потоков (в масле и воздухе) применяется противопоточная схема 2-го порядка точности, а для вязких потоков применялись схемы минимизации полной вариации (TVD) и метод *limitedLinear*. Аппроксимация градиентов производилась на основе линейного метода Гаусса. Для ускорения сходимости использовался метод сопряженных градиентов.

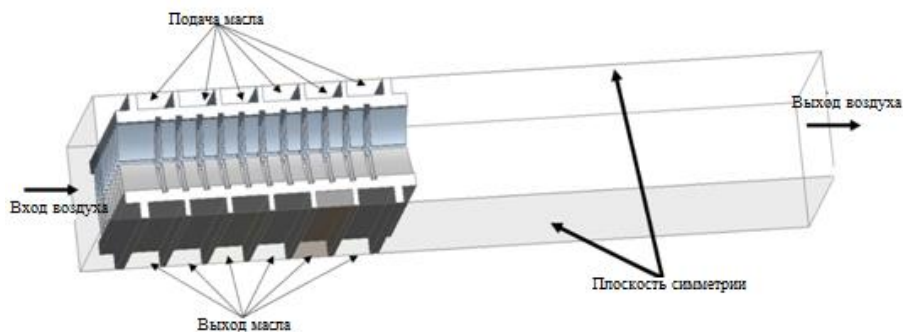


Рис. 4. Расчетная область.

Fig. 4. Calculation domain.

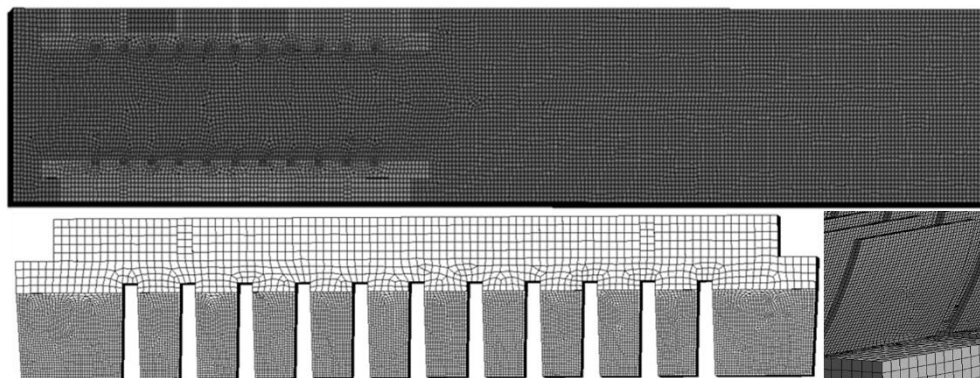


Рис. 5. Расчетная сетка и ее элементы.

Fig. 5. Calculation grid and its elements.

### 3. Анализ результатов численного моделирования

Структура потока воздуха в единичной секции маслоохладителя (рис. 6) характеризуется формированием геометрически обусловленных областей возвратных течений во входной части единичной секции (область *a*, рис. 6), поджатием потока (область *v*, рис. 6) при входе в секцию маслоохладителя, а также формированием возвратных, геометрически обусловленных, структур за единичной секцией маслоохладителя (область *b*, рис. 6). Рассмотрим влияние расстояния между единичными пластинами на геометрические характеристики возвратных зон *a*, *v*, *b*.

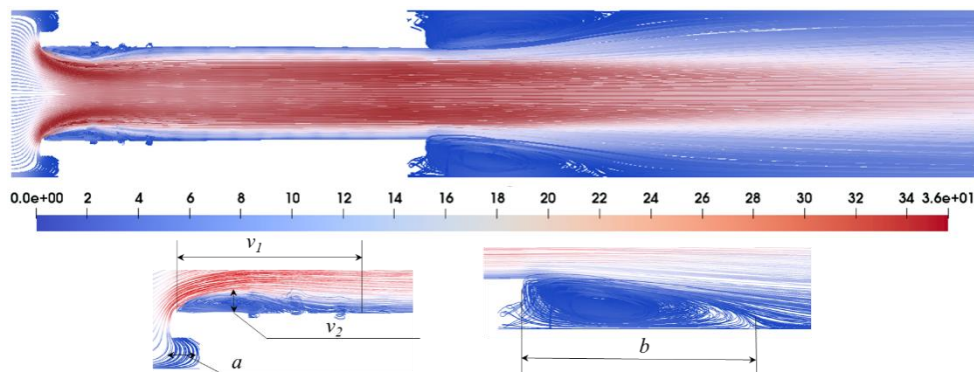


Рис. 6. Обобщенная структура потока воздуха в расчетной области.  
Fig. 6. Generalized structure of air flow in the design domain.

Поскольку рассматриваемая модификация единичных пластин маслоохладителя имеет геометрическое прямоугольное углубление, высота которого определяется высотой каналов для подачи масла, а ширина составляет половину ширины канала для подачи масла (рис. 3 а), то вблизи входной поверхности пластин маслоохладителя, вне зависимости от режима работы оборудования и его геометрических параметров, наблюдается формирование возвратных структур. Однако, анализ результатов численного моделирования сопряженного теплообмена в единичной секции маслоохладителя, показал (рис. 7), что диаметральные размеры вихревой структуры, образующейся в углублениях входной части пластин зависят, в том числе, и от величины зазора  $H$  между пластинами единичной секции.

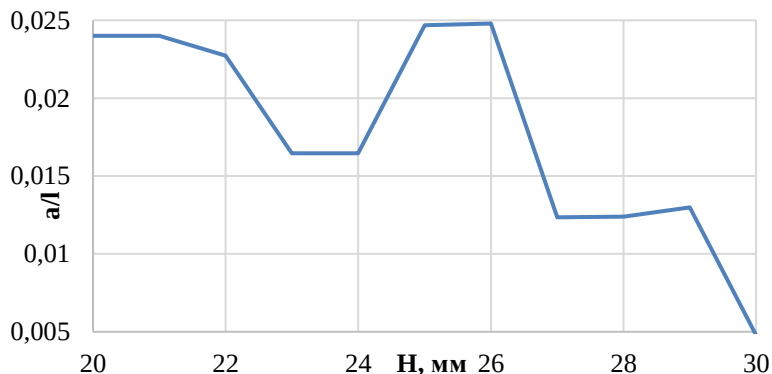


Рис. 7. Изменение диаметального размера пристеночной вихревой структуры  $a$ , отнесенного к длине расчетной области  $l$ , от величины зазора  $H$ .  
Fig. 7. Variation of the diametral size of the near-wall vortex structure  $a$ , related to the length of the computational domain  $l$ , from the gap value  $H$ .

Из рис. 7 видно, что изменение величины зазора существенно влияет на диаметральные размеры возвратной структуры. Можно выделить два диапазона изменения величины зазора между пластинами маслоохладителя, при которых наблюдается существенное увеличение размеров возвратной зоны. Так при изменении величины зазора в диапазоне от 20 до 21 мм относительный диаметр возвратной зоны достигает 0,23 $l$ , и при  $H = 25-26$  мм размеры пристеночного вихря достигают 0,025 мм. Поскольку формирование системы возвратных зон у входа в единичные охлаждающие секции связано с потерями энергии входящего потока воздуха, для повышения эффективности устройства целесообразно минимизировать размеры вихревых зон, что сопутствует уменьшению потерь скоростного напора воздуха. Наименьшие диаметры вихревых зон зафиксированы при величине зазора между пластинами



27-30 мм, также наблюдается некоторое уменьшение размера вихревой структуры при  $H = 22$  мм.

Другой топологической особенностью потока в единичной секции маслоохладителя является образование вихревой области  $v$  (рис. 6), обусловленной внезапным сужением потока при входе в секцию. Поскольку данная область определяет степень поджатия потока при входе в охлаждающую секцию, с одной стороны, и влияет на интенсивность теплосъема с оребренной поверхности внутри вихревой зоны, с другой, а также обуславливает дополнительные потери энергии потока воздуха, повышение эффективности работы устройства требует минимизации характерных размеров данной области вблизи входа воздуха в секцию. Установлено, что минимальные размеры области поджатия потока достигаются при изменении расстояния между пластинами от 21 до 22 мм (рис. 8).

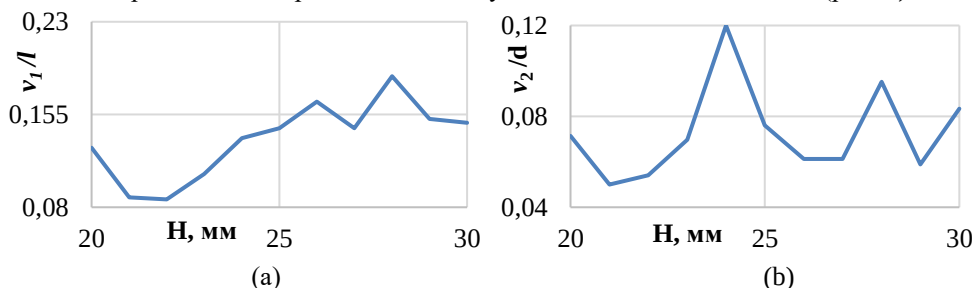


Рис. 8. Изменение относительных длины  $v_1/l$  (a) и высоты  $v_2/d$  (b) области поджатия потока  $v$ , от величины зазора  $H$ .  
Fig. 8. Variation of the relative length  $v_1/l$  (a), and height  $v_2/d$  (b) of the flow compression area  $v$ , from the gap value  $H$ .

Увеличение величины зазора между единичными пластинами приводит к существенному увеличению длины  $v_1$  возвратной зоны (рис. 8a), что приводит, к уменьшению площади контакта холодного нагнетаемого воздуха с элементами оребрения пластин. Также наблюдается резкое увеличение высоты возвратной структуры (что увеличивает степень поджатия потока во входном сечении и способствует локальному росту продольной скорости воздуха) при увеличении величины зазора  $H$  единичной секции до 24 мм (рис. 8b) и постепенное уменьшение степени поджатия потока при последующем увеличении зазора между пластинами единичной секции маслоохладителя.

Из топологических особенностей потока воздуха в единичной секции (рис. 6) целесообразно отметить систему мелкомасштабных вихревых структур, сформированных в технологических бороздках внешней части единичных пластин, а также обратные течения, формируемые за единичной секцией. Размеры и интенсивность мелкомасштабных продольных вихревых структур в углублениях внешней поверхности пластин инвариантны по отношению к расстоянию между этими пластинами и определяются строго характерными размерами бороздок. При этом, изменение расстояния между пластинами влияет на длину  $b$  (рис. 6) обратных вихревых зон за единичной секцией (рис. 9).

Выявлен колебательный характер изменения длины возвратных структур, с достижением локального максимума при  $H = 22$  мм. Дальнейшее увеличение расстояния между пластинами единичной секции маслоохладителя приводит, в тренде, к некоторому незначительному уменьшению длины вихревых структур (рис. 9). Необходимо отметить, что высота областей обратных течений, сформированных за единичной секцией, не превышает высоту единичной пластины, вследствие чего данное течение не оказывает существенного влияния на внутреннюю аэродинамику единичной секции. Однако, наличие такой вихревой структуры вблизи одного из торцов пластины приводит к изменению процессов теплообмена в крайнем канале пластины.



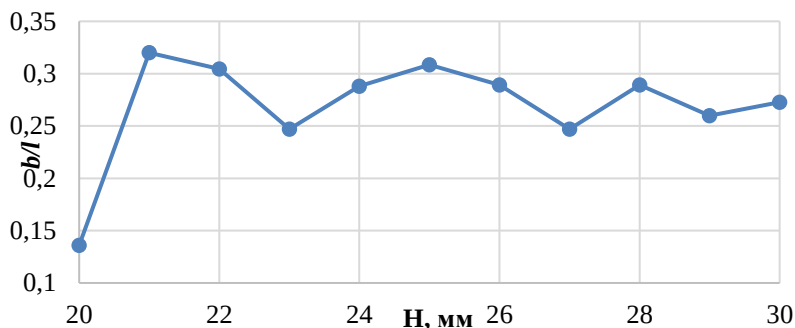


Рис. 9. Изменение относительной длины возвратной зоны  $b/l$  от величины зазора  $H$ .

Fig. 9. Variation of the relative length of the return zone  $b/l$  as a function of the gap  $H$ .

Анализ перестройки структуры потока при увеличении расстояния между единичными охлаждающими пластинами позволил выявить изменение характера истечения воздуха из единичной охлаждающей секции. Так при расстоянии  $H \leq 25$  мм в области горизонтальной оси формируется ядро высокоскоростного потока, характерное для струйного характера течения. Дальнейшее увеличение расстояния (более 25 мм) приводит к уменьшению модуля скорости воздуха в секции маслоохладителя и к изменению характера течения газа: преобладает рассеивание потока газа по объему расчетной области за единичной секцией, без формирования высокоскоростного ядра потока.

Поскольку процессы теплообмена и аэродинамики являются сопряженными, то вышеотмеченные особенности режимов истечения газа из единичной секции маслоохладителя, влияют на интенсивность теплоотвода с оребренной поверхности охлаждающих пластин. Для удобства оценки интенсивности теплосъема в каналах масла на рис. 10 приведена нумерация каналов в единичной секции маслоохладителя.

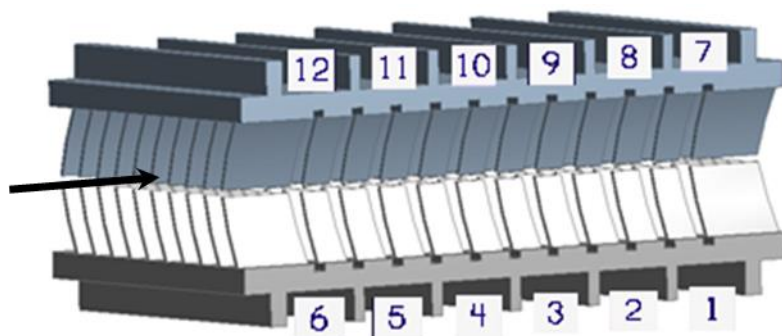


Рис. 10. Нумерация каналов в единичной секции маслоохладителя.

Fig. 10. Numbering of ducts in the unit section of the oil cooler.

Изменение расстояния между пластинами ведет к изменению теплоотдачи (рис. 11). Так, при расстоянии между пластинами в 20 мм максимальная теплоотдача на границе металл/жидкость наблюдается в 1 и 7 каналах пластины, а минимальная в 4, 5, 10 и 11 каналах маслоохладителя. Необходимо отметить, что область 5, 6 и 11, 12 каналов перекрывается вихревой структурой  $v$  (рис.6), которая препятствует проникновению холодного воздуха к оребренной поверхности пластин.

Выявлено, что увеличение расстояние  $H$  между пластинами до 22 мм (рис. 11) приводит к увеличению площади областей эффективного теплосъема: локальный максимум коэффициента теплоотдачи от масла к алюминию достигается в 6 и 9 каналах, коэффициенты

теплоотдачи для каналов 4, 7 близки к максимальным, при этом наименьший коэффициент теплоотдачи на границе металл/жидкость присущ маслу, охлаждающемуся в 1, 11 и 12 каналах.

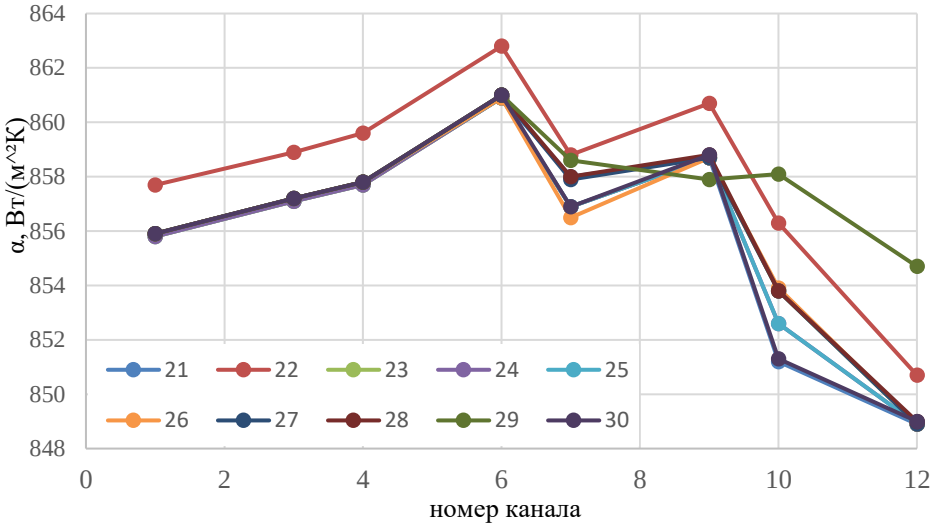


Рис. 11. Зависимость коэффициента теплоотдачи масло/алюминий в каналах единичной секции от величины зазора  $H$ .

Fig. 11. Dependence of oil/aluminium heat transfer coefficient in the channels of a single section on the gap value  $H$ .

Увеличение величины зазора  $H$  до 30 мм приводит к уменьшению локального максимума коэффициента теплоотдачи от масла к алюминию (рис. 11) менее, чем на 1%, однако, средний коэффициент теплоотдачи от масла к металлу уменьшается более чем на 12%. Необходимо отметить, что все полученные значения коэффициентов теплоотдачи масло/алюминий, для одного зазора, изменяются незначительно, в пределах 20 Вт/(м<sup>2</sup>К).

Анализ изменения коэффициента теплоотдачи на границе алюминий воздух показал (рис. 12), что увеличение расстояния между охлаждающими пластинами более 22 мм неэффективно.

Локальное увеличение коэффициента теплоотдачи обусловлено, как ростом теплоотдачи в каналах на границе масло/металл, так и вышеописанными особенностями аэродинамического режима работы единичной секции при расстоянии между охлаждающими пластинами в 22 мм.

#### 4. Заключение

В работе проведено численное моделирование аэрогидрогазодинамики и сопряженного теплообмена в маслоохладителе. Выявлен, описан и обоснован неравномерный нагрев корпуса охлаждающей секции с локализацией температурного максимума в области внутренних центральных каналов. Исследовано влияние величины зазора между пластинами на тепловую эффективность секции, а также на процессы внутренней аэродинамики в секции. Выявлены топологические особенности потока воздуха в единичной секции, проанализировано влияние величины зазора на относительные размеры топологических особенностей. Выявлено и показано, что увеличение расстояние между пластинами до 22 мм приводит к увеличению площади областей эффективного теплосъема что обусловлено также и характерными размерами зон возвратных течений, формирующихся при данном

расстоянии между пластинами. Анализ полученных теплофизических характеристик позволил выявить оптимальное расстояние между пластинами маслоохладителя в 22 мм.

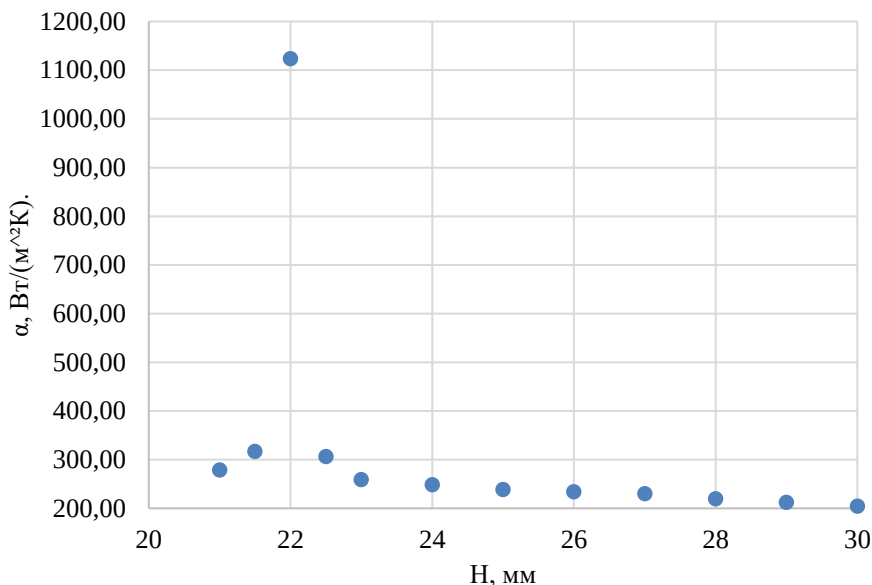


Рис. 12. Зависимость коэффициента теплоотдачи алюминий/воздух от величины зазора  $H$ .

Fig. 12. Dependence of aluminium/air heat transfer coefficient on the gap size  $H$ .

## Список литературы / References

- [1]. Зиннатуллин Н.Х., Ильин В.К., Хайбуллина А.И. 3-63 Нагнетатели и тепловые двигатели, Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2016. – 158 с.
- [2]. Du Toit C.G., Kroger D.G. Modelling of the recirculation in mechanical-draught heat exchangers // R&D Journal, 1993, vol. 9, No. 1, pp. 2-8.
- [3]. Zhao W., Wang Q., Liu P. The experimental investigation of recirculation of air-cooled system for a large power plant // Energy and Power Engineering, 2010, No. 2, pp. 291-297.
- [4]. Xing Xuea, Xianming Fenga, Junmin Wanga, Fang Liu, Modeling and Simulation of an Air-cooling Condenser under Transient Conditions // Procedia Engineering, 2012, № 31, pp. 817 – 822.
- [5]. Чернов Н.С. Техничко-экономическая оценка эффективности теплообменных аппаратов // Автомобильная промышленность, 2011, № 3, с. 33-35.
- [6]. Леонтьев А. И., Олимпиев В. В. Теплофизика и теплотехника перспективных интенсификаторов теплообмена (обзор) // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2011. № 1. с. 7-31.
- [7]. Попов И.А., Махьянов Х.М., Гуреев В.М. Интенсификация теплообмена. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 560 с.
- [8]. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках / А.А. Жукаускас. М.: Наука, 1982. 472 с.
- [9]. Глухарев А.С., Навасардян Е.С. Повышение эффективности теплообменных аппаратов за счет оребрения внутритрубного пространства // Молодежный научно-технический вестник ФС77-51038, 2017, №1, <http://sntbul.bmstu.ru/doc/854258.html>.
- [10]. Lambert T. Automated Boundary Layer Mesh Generation for Simulation of Convective Cooling, Bachelor Thesis Defense, MathCCES Lunch Seminar, RWTH Aachen University, 10 April, 2018, 90 p.
- [11]. Shoji Y., Sato K., Oliver D. R. Heat Transfer Enhancement in Round Tube Using Coiled Wire: Influence of Length and Segmentation // Heat Transf. Asian Res, 2003, vol. 32, pp. 99–107.
- [12]. Garcia A., Vicente P. G., Viedma A. Experimental Study of Heat Transfer Enhancement with Wire Coil Inserts in Laminar-Transition-Turbulent Regimes at Different Prandtl Numbers // Int. J Heat Mass Transf., 2005, vol. 48, pp. 4640–4651.

- [13]. Liu S., Sakr M. A Comprehensive Review on Passive Heat Transfer Enhancements in Pipe Exchangers // *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 2013, vol. 19, pp. 64–81.
- [14]. Rahai H. R., Wong T. W. Velocity Field Characteristics of Turbulent Jets from Round Tubes with Coil Inserts // *Appl. Therm. Eng.*, 2002, vol. 22, pp. 1037–1045.
- [15]. Армянин А. Ю., Байметова Е. С., Хвалько М. Е. Особенности теплового режима маслоохладителя с развитой внешней поверхностью // *Химическая физика и мезоскопия*. 2022, т. 24, № 1. С.93 – 103. <https://doi.org/10.15350/17270529.2022.1.8>.
- [16]. Baymetova E. S., Chernova A. A., Koroleva M. R., Kelemen M. Optimization of the developed outer surface of an industrial oil cooler // *MM Science Journal*, 2021, vol. 2021, No. June, pp. 4764-4768. [https://doi.org/10.17973/MMSJ.2021\\_10\\_2021027](https://doi.org/10.17973/MMSJ.2021_10_2021027).
- [17]. Байметова Е. С. Определение оптимальных конструктивных параметров теплообменной секции путем численного моделирования // *Diagnostics, Resource and Mechanics of Materials and Structures*. 2022. № 2. с. 45-54. <https://doi.org/10.17804/2410-9908.2022.2.045-054>.
- [18]. Байметова Е.С., Чернова А.А., Шигапова А.Р. Аэродинамика плохообтекаемых тел на примере конвективного теплообменного аппарата // *Химическая физика и мезоскопия*. 2024, т. 26, № 2, с. 143-154.
- [19]. Байметова Е. С. Численное моделирование гидродинамических процессов в многоканальном коллекторе // *Труды МАИ*. 2023. № 130, 8. <https://doi.org/10.34759/trd-2023-130-08>.
- [20]. Байметова Е.С., Митрюкова Е.А. Численное и экспериментальное исследование гидродинамики теплообменного аппарата // *Труды Института системного программирования РАН*. 2023, т. 35, № 6, с. 235-246. [https://doi.org/10.15514/ISPRAS-2023-35\(6\)-15](https://doi.org/10.15514/ISPRAS-2023-35(6)-15).
- [21]. Королева М. Р., Терентьев А. Н., Чернова А. А. Гидродинамика коллектора сложной формы // *Вестник РГТА имени П.А. Соловьева*. 2021. № 3 (58), с. 50-55.
- [22]. Байметова Е.С., Хвалько М.Е., Армянин А.Ю. Моделирование сопряженного теплообмена в микроканалах в среде openFOAM // *Труды Института системного программирования РАН*. 2022, т. 34. № 5. с. 205-214. [https://doi.org/10.15514/ISPRAS-2022-34\(5\)-14](https://doi.org/10.15514/ISPRAS-2022-34(5)-14).
- [23]. Гарбарук А.В., Стрелец М.Х., Шур М.Л. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: Учебное пособие. СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. - 88 с.
- [24]. Menter F. R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model // *Proceedings of the Fourth International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer*. Antalya, Turkey, 12-17 October, 2003, pp. 625-632.
- [25]. Fined ChtMultiRegionFoamOpenFoam. Solver for steady or transient fluid flow and solid heat conduction, with conjugate heat transfer between regions, buoyancy effects, turbulence, reactions and radiation modelling. URL: <https://openfoamwiki.net/index.php/ChtMultiRegionFoam> (дата обращения 21.02.2023).

## **Информация об авторах / Information about authors**

Алена Алексеевна ЧЕРНОВА – доктор технических наук, профессор кафедры Тепловые двигатели и установки. Сфера научных интересов: газодинамика, гидродинамика, конвективный теплообмен, теплопередача, математическое моделирование.

Alena Alekseevna CHERNOVA – Dr. Sci. (Tech.), Professor, Department of Thermal Engines and Installations, Kalashnikov Izhevsk State Technical University. Research interests: gas dynamics, hydrodynamics, convective heat exchange, heat transfer, mathematical modeling.

Айгуль Расимовна ШИГАПОВА – старший преподаватель кафедры Тепловые двигатели и установки Ижевского государственного технического университета имени М.Т. Калашникова. Сфера научных интересов: газодинамика, сопряженные процессы, математическое моделирование.

Aigul Rasimovna SHIGAPOVA is a senior lecturer at the Department of Thermal Engines and Installations, Kalashnikov Izhevsk State Technical University. Research interests: gas dynamics, coupled processes, mathematical modelling.