

**АНАЛИЗ ТЕПЛООБМЕНА И ТРЕНИЯ В СМЕСЯХ ИНЕРТНЫХ ГАЗОВ
ДЛЯ ЗАМКНУТЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК****К.С. Егоров**

egorovks@bmstu.ru

Л.В. Степанова

stepanovalv@bmstu.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация**Аннотация**

Рассмотрены типы поверхностей теплообмена, применяемых в замкнутых газотурбинных установках космического назначения и их конверсионном варианте (наземного применения) в качестве автономных долгоресурсных энергетических установок малой мощности (менее 10 кВт). Проанализированы данные работ, известных в России и за рубежом, по развитому турбулентному течению в трубе при использовании газовых смесей с аномально низкими числами Прандтля (0,2). Даны рекомендации по применению аналитических соотношений Кэйса, Петухова и Попова для расчета числа Нуссельта в трубах. Выполнен анализ влияния неизотермичности потока и начального участка трубы на трение, а также числа Прандтля рабочего тела на теплообмен и трение для высококомпактных пластинчато-ребристых поверхностей теплообмена с шахматным расположением ребер. Выявлено, что соотношения, полученные для воздушной модели, неприменимы для рабочих тел с числами Прандтля, отличными от числа Прандтля воздуха. Подтверждена необходимость дальнейших экспериментальных и аналитических исследований теплообмена и трения в трубах при переходном режиме течения и высококомпактных пластинчато-ребристых поверхностей с шахматным расположением ребер

Ключевые слова

Замкнутая газотурбинная установка, инертные газы, теплообмен, число Прандтля, смесь газов

Поступила 03.06.2021

Принята 03.07.2021

© Автор(ы), 2021

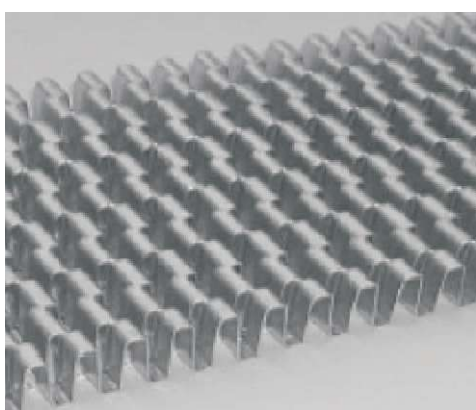
Введение. В настоящее время для замкнутых газотурбинных установок (ЗГТУ) различных мощностей от 100 Вт до 15 МВт и применения (пилотируемые и непилотируемые полеты в пределах Солнечной системы, инопланетные базы на Луне и Марсе) в качестве рабочего тела предполагается использование не только чистого гелия, но и смеси инертных газов, прежде всего гелия и ксенона [1–5]. Применение в качестве рабочего тела ЗГТУ

вместо одноатомных газов смесей самого легкого (гелия) и самого тяжелого (ксенона) газов позволяет значительно сократить массу и габаритные размеры теплообменных аппаратов (теплообменников источников теплоты и ее отвода, рекуператоров, радиаторов, вспомогательных теплообменников) [2]. Это связано с повышенной (в 2–3 раза) теплопроводностью гелий-ксеноновых смесей по сравнению с одноатомными нейтральными газами такой же массы. В этом случае при сравнимых коэффициентах вязкости и одинаковых теплоемкостях числа Прандтля уменьшаются до значений $Pr = 0,2–0,3$ вместо 0,7, что характерно для нейтральных газов и воздуха [5].

Значения числа Прандтля большинства жидких и газообразных рабочих тел энергетических установок составляют более 0,65. Для определения теплообмена в теплообменных поверхностях различных конфигураций для этих рабочих тел имеются многочисленные критериальные зависимости.

Вопрос о расчете теплообмена в таких смесях стоит достаточно остро, например, в работе [6] показано, что ошибка в расчете площади поверхности теплообменных аппаратов для ЗГТУ может достигать 60 %.

Виды используемых поверхностей в ЗГТУ космического назначения. Для ЗГТУ мощностью от 10 кВт до 10 МВт [7] в рекуператоре используются пластинчато-ребристые поверхности теплообмена с шахматным расположением ребер, которые впервые исследовали Кэйс и Лондон [8] (рис. 1). Рабочее тело — это гелий-ксеноновые смеси с молярной массой 20,183, 39,94 и 83,8 г/моль. В МГТУ им. Н.Э. Баумана исследованы поверхности, аналогичные поверхностям Кэйса и Лондона, получившие наименования МВТУ №1–МВТУ № 11 [2], также создан и испытан теплообменник противоточной схемы [2].



а



б

Рис. 1. Высококомпактные пластинчато-ребристые поверхности теплообмена с шахматным расположением ребер (*а*) и рекуператор ЗГТУ (*б*) [7]

В работе [9] проведены исследования космического солнечного нагревателя для ЗГТУ мощностью 10 кВт. Нагреватель представляет собой конструкцию из 40 U-образных труб диаметром 19 мм и длиной 2,6 м.

Таким образом, в настоящее время в проектах ЗГТУ космического назначения предполагается применение гладкотрубных поверхностей и высококомпактных пластинчато-ребристых поверхностей теплообмена с шахматным расположением ребер или им подобных.

Вынужденный конвективный теплообмен в смесях благородных газов с низкими числами Прандтля при стабилизированном течении в трубах. Работы [10–12] посвящены исследованию вынужденной конвекции при использовании смесей инертных газов с низкими числами Прандтля ($Pr = 0,18–0,7$) при развитом турбулентном (число Рейнольдса $Re > 10\,000$) течении в трубе. Определяющим геометрическим критерием для расчета числа Рейнольдса является внутренний диаметр трубы, определяющей температурой — средняя температура газа в трубе. Работы выполнялись по заказу ВМС США в рамках контракта ONR Contract no. N00014-75-C0694 (Convective heat transfer for ship propulsion).

Рассмотрены следующие зависимости осредненного числа Нуссельта при постоянных теплофизических свойствах для полностью развитого турбулентного течения (табл. 1).

Таблица 1

Зависимости осредненного числа Нуссельта при постоянных теплофизических свойствах

Зависимость	Автор
$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,4}$	Диттус и Болтер
$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3}$	Кольборн
$Nu = 0,022 Re^{0,8} Pr^{0,6}$	Кэйс
$Nu = \frac{(\xi/8) Re Pr}{K_1(\xi) + K_2(Pr) \sqrt{(\xi/8)(Pr^{2/3}-1)}}$ где $\xi = (1,82 \lg(Re) - 1,64)^{-2}$; $K_1(\xi) = 1,34 \xi$; $K_2(Pr) = 11,7 + 1,8 Pr^{-1/3}$	Петухов и Попов
$Nu = 5,0 + 0,015 Re^a Pr^b,$ где $a = 0,88 - 0,24/(4 + Pr)$; $b = 0,5 - 0,5e^{-0,6 Pr}$	Слейчер и Роуз
$Nu = 6,3 \frac{0,079 Re Pr \sqrt{\phi}}{(1 + Pr^{4/5})^{5/6}},$ где $1/\sqrt{\phi} = 2,21 \ln(Re/7)$	Черчилл

Из табл. 1 следует, что при постоянных теплофизических свойствах лучше всего с экспериментальными данными совпадают результаты, полученные по формулам Петухова и Попова. Сравнение экспериментальных и расчетных зависимостей из табл. 1 приведено на рис. 2.

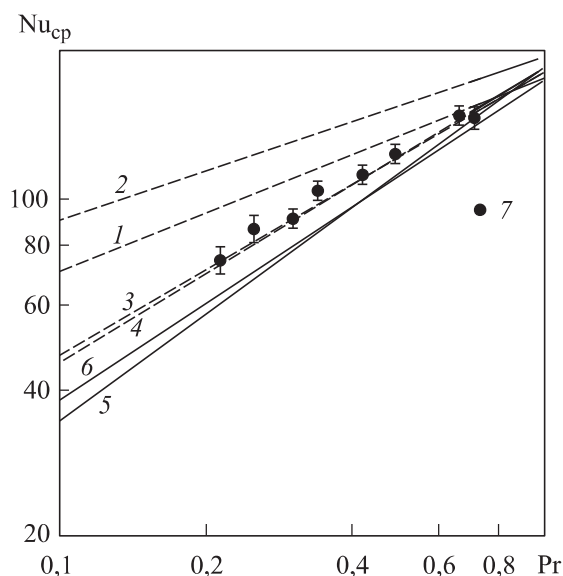


Рис. 2. Сравнение значений, рассчитанных по формулам Диттуса и Болтера (1), Кольборна (2), Кэйса (3), Петухова и Попова (4), Слейча и Роуза (5), Черчилла (6), с экспериментальными данными (7) при $Re = 84\ 000$ [10]

Влияние переменности теплофизических свойств газа и начального участка с удовлетворительной точностью (до 20 %) описывается поправочными коэффициентами, предложенными Пиккетом и Тейлором [10]:

$$k_1 = (T_{ст}/T_{г})^{-0,4} + 0,85 \frac{d}{x}; \quad k_2 = (T_{ст}/T_{г})^{-a}; \quad a = 0,57 - 1,59 \frac{d}{x}, \quad (1)$$

где $T_{ст}$ — температура стенки; $T_{г}$ — температура газа; d — диаметр трубы; x — расстояние от начала трубы.

Использовался также поправочный коэффициент, предложенный Маги [12], который коррелирует с экспериментальными данными с точностью $\pm 10\%$:

$$k_3 = (T_{ст}/T_{г})^{-0,4} + 0,6 \frac{d}{x}.$$

В отечественной практике влияние неизотермичности течения на трение и теплообмен при турбулентном течении часто учитывают поправкой, предложенной Кутателадзе и Леонтьевым [13]:

$$\Psi = \frac{4}{\left[\left(T_{ст.ср} / T_{г.ср} \right)^{0,6} + 1 \right]^2},$$

где $T_{ст.ср}$ — средняя температура стенки; $T_{г.ср}$ — средняя температура газа.

В МГТУ им. Н.Э. Баумана совместно с АО «НИКИЭТ» выполнено математическое моделирование процесса теплоотдачи в гладкой трубе диаметром 6 мм ($q_{ст} = \text{const}$) при $Pr = 0,239-0,322$ и $Re = 10^4-0,5 \cdot 10^5$ при развитом турбулентном течении [14].

В результате исследования определены следующие зависимости (предельная погрешность составила 1,6 %) для числа Нуссельта и влияния температурного фактора на теплообмен [15]:

$$Nu = 0,044 Re^{0,73} Pr^{0,58} k_4;$$

$$k_4 = \frac{T_{ст} - (0,3 \log(T_{ст}/T_{г}) + 0,36)}{T_{г}}.$$

Авторы работы [15] отмечают, что формула представляется упрощенной и дающей заниженные значения числа Нуссельта при невысоких интенсивностях нагрева.

Для изотермического течения в трубе с точностью 5 % [10] коэффициент трения хорошо коррелирует с зависимостью Мак-Адамса [16]:

$$f = 0,0014 + 0,125 Re^{-0,32}.$$

Для неизотермического течения Тэйлор [10] модифицировал зависимость Мак-Адамса следующим образом:

$$f = (0,0014 + 0,125 Re_{ст}^{-0,32}) (T_{ст.ср} / T_{г.ср})^{-0,5},$$

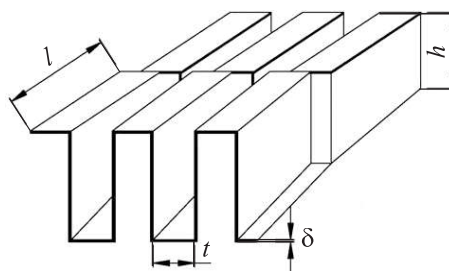
где $Re_{ст} = (Gd / \mu_{ст}) (T_{г.ср} / T_{ст.ср})$ — модифицированное число Рейнольдса.

В Институте теплофизики СО РАН под руководством В.Е. Накорякова также проводились работы по изучению теплообмена в газовых смесях с низкими числами Прандтля ($Re \approx 0,2$) [17]. Для цилиндрического канала эксперименты проводились в широком диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 2000-100\,000$, как и в случае экспериментов Тэйлора [10] соблюдалось условие $q_{ст} = \text{const}$. Число Рейнольдса вычислялось несколько по-другому — определяющим размером являлся внутренний диаметр трубы, а в качестве определяющей температуры использовалась среднemasсовая температура газа на входе в рабочий участок.

Отметим следующие особенности результатов, полученных в Институте теплофизики СО РАН. При $Re > 10\,000$ коэффициент теплоотдачи становится меньше, чем вычисленный по формуле Петухова и Попова, следовательно, есть максимальная интенсивность теплоотдачи. Эти результаты не совпадают с результатами, полученными Тэйлором, что можно объяснить влиянием большого отрицательного градиента давления в трубе и эффектом «реламинаризации».

Теплообмен и сопротивление поверхностей теплообмена. Пионерами в исследовании таких поверхностей являлись Кэйс, Лондон и др. [8]. Авторы этой работы исследовали множество различных поверхностей теплообмена, в том числе высококомпактные поверхности теплообмена с шахматным расположением ребер (см. рис. 1), их геометрические размеры приведены на рис. 3. Эксперименты проводились на воздухе в аэродинамической трубе, нагрев осуществлялся конденсирующимся водяным паром. Зависимости для коэффициента трения f и числа Кольборна ($j = St Pr^{2/3}$, где St — критерий Стентона) приведены в виде табличных данных и номограмм.

Рис. 3. Геометрические размеры высококомпактных пластинчато-ребристых поверхностей теплообмена с шахматным расположением гладких ребер



В МГТУ им. Н.Э. Баумана под руководством Н.Д. Грязнова проводились работы по исследованию аналогичных компактных поверхностей теплообмена, получивших обозначения МВТУ № 1–МВТУ № 11. Он также обобщил и построил аналитические зависимости для числа Эйлера и Нуссельта по данным работ Кэйса и Лондона. Влияние различных факторов (толщины ребер, различных рабочих тел и др.) на теплообмен и гидравлическое сопротивление таких поверхностей подробно рассмотрено в [18].

Для пластинчато-ребристых поверхностей теплообмена влияние числа Прандтля рассмотрено в [19–21], в качестве рабочего тела предложено использовать воду. Авторы работ [19, 20] сравнивали экспериментальные данные, полученные для воды, с данными для воздуха ($Pr = 0,7$) [22, 23]. Выявлено, что при одинаковых числах Рейнольдса для жидкостей теплоотдача, спрогнозированная с использованием воздушной модели, при-

мерно в 2 раза больше экспериментальной. Таким образом, результаты для воздуха не могут быть перенесены на среды, имеющие другое число Прандтля (рис. 4).

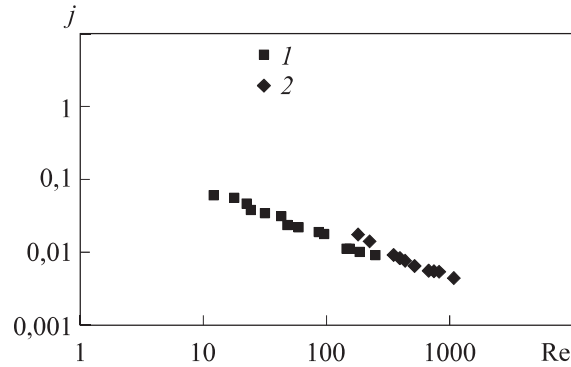


Рис. 4. Сравнение экспериментальных данных для воздуха и воды:
 1 — (■) воздух [19, 20]; 2 — (◆) вода [22, 23]; $l = 6,12$ мм; $\delta = 0,152$ мм;
 $h = 2,26$ мм; $t = 1,52$ мм

Обобщенные зависимости для поверхностей с шахматным расположением ребер [18] приведены в табл. 2.

Таблица 2

Обобщенные зависимости для поверхностей с шахматным расположением ребер

Зависимость	Автор
$Re_{D_h} \leq 1000,$ $f = 7,661 (l/D_h)^{-0,384} \alpha^{-0,092} Re_{D_h}^{-0,712},$ $j = 0,483 (l/D_h)^{-0,162} \alpha^{-0,184} Re_{D_h}^{-0,536};$ $Re_{D_h} \geq 2000,$ $f = 1,136 (l/D_h)^{-0,781} (\delta/D_h)^{0,534} Re_{D_h}^{-0,198},$ $j = 0,242 (l/D_h)^{-0,322} (\delta/D_h)^{-0,089} Re_{D_h}^{-0,368},$ где $D_h = 2th/(t+h), \alpha = t/h$	Виетинг
$Re_{D_h} \leq Re^*,$ $f = 8,12 Re_{D_h}^{-0,74} (l/D_h)^{-0,41} \alpha^{-0,02},$ $j = 0,53 Re_{D_h}^{-0,5} (l/D_h)^{-0,15} \alpha^{-0,14};$ $Re_{D_h} \geq (Re^* + 1000),$ $f = 1,12 Re_{D_h}^{-0,36} (l/D_h)^{-0,65} (t/D_h)^{0,17},$	Вэбб и Джоши

Зависимость	Автор
$j = 0,21 \text{Re}_{D_h}^{-0,4} (l/D_h)^{-0,24} (t/D_h)^{0,02},$ <p>где $\text{Re}^* = 257 (l/t)^{1,23} (\delta/l)^{0,58} D_h \left[\delta + 1,328 (\text{Re}/D_h)^{-0,5} \right]^{-1},$ $D_h = 2(t-\delta)h / [(t+h) + \delta h/l]$</p>	<p>Вэбб и Джоши</p>
<p>$\text{Re}_{D_h} < 2000,$</p> $f = 5,55 (l/D_h)^{-0,32} \alpha^{-0,092} \text{Re}_{D_h}^{-0,67},$ $j = 1,37 (l/D_h)^{-0,25} \alpha^{-0,184} \text{Re}_{D_h}^{-0,67};$ <p>$\text{Re}_{D_h} \geq 2000,$</p> $f = 0,83 ((l/D_h) + 0,33)^{-0,5} (\delta/D_h)^{0,534} \text{Re}_{D_h}^{-0,2},$ $j = 1,17 ((l/D_h) + 3,75)^{-1} (\delta/D_h)^{-0,089} \text{Re}_{D_h}^{-0,36},$ <p>где $D_h = 2th/(t+h)$</p>	<p>Мочизуки и Яги</p>
$j = \begin{cases} 0,61 (l/D_h)^{0,5} \text{Re}_{D_h}^{0,5}, & 1/D_h \leq 3,5, \\ 0,321 \text{Re}_{D_h}^{0,5}, & 1/D_h > 3,5, \end{cases}$ <p>$\text{Re}_{D_h} \leq 3500;$</p> $f = \begin{cases} 11,8 (l/D_h) \text{Re}_{D_h}^{0,67}, & 1/D_h \leq 3,5, \\ 3,37 \text{Re}_{D_h}^{0,67}, & 1/D_h > 3,5, \end{cases}$ <p>$\text{Re}_{D_h} > 3500;$</p> $f = \begin{cases} 0,38 (l/D_h) \text{Re}_{D_h}^{0,24}, & 1/D_h \leq 3,5, \\ 0,1086 \text{Re}_{D_h}^{0,24}, & 1/D_h > 3,5, \end{cases}$ <p>где $D_h = 2th/(t+h)$</p>	<p>Мансон</p>
$f = 9,624 \text{Re}_{D_h}^{-0,7422} \alpha^{-0,1856} \varphi^{0,3053} \gamma^{-0,2659} \times$ $\times \left(1 + 7,669 \cdot 10^{-8} \text{Re}_{D_h}^{4,429} \alpha^{0,920} \varphi^{3,767} \gamma^{-0,236} \right)^{0,1};$ $j = 0,6522 \text{Re}_{D_h}^{-0,5403} \alpha^{-0,1541} \varphi^{0,1499} \gamma^{-0,0678} \times$ $\times \left(1 + 5,269 \cdot 10^{-5} \text{Re}_{D_h}^{1,340} \alpha^{0,504} \varphi^{0,456} \gamma^{-1,055} \right)^{0,1},$ <p>где $D_h = (4thl/2(tl + hl + \delta h) + \delta t), \varphi = \delta/t, \gamma = \delta/l$</p>	<p>Манглик и Берглес</p>
<p>$\text{Re}_{D_h} \leq \text{Re}_f^*,$</p> $f = 4,67 \text{Re}_{D_h}^{-0,7} (h/t)^{0,196} (l/t)^{-0,181} (t/t)^{-0,104};$ <p>$\text{Re}_{D_h} \leq \text{Re}_j^*,$</p>	<p>Майти</p>

Зависимость	Автор
$j = 0,36 \operatorname{Re}_{D_h}^{-0,51} (h/t)^{0,275} (l/t)^{-0,27} (t/t)^{-0,063};$ $\operatorname{Re}_{D_h} > \operatorname{Re}_f^*,$ $f = 0,32 \operatorname{Re}_{D_h}^{-0,286} (h/t)^{0,221} (l/t)^{-0,185} (t/t)^{-0,023};$ $\operatorname{Re}_{D_h} > \operatorname{Re}_f^*,$ $j = 0,18 \operatorname{Re}_{D_h}^{-0,42} (h/t)^{0,288} (l/t)^{-0,184} (t/t)^{-0,05},$ <p>где $\operatorname{Re}_f^* = 648,3(h/t)^{-0,06} (l/t)^{0,1} (t/t)^{-0,196};$ $\operatorname{Re}_j^* = 1568,58(h/t)^{-0,217} (l/t)^{-1,433} (t/t)^{-0,217};$ $D_h = 2lh(t-\delta)/(lt+hl+h\delta); 100 \leq \operatorname{Re}_{D_h} \leq 10\,000$</p>	Майти

Сравнение обобщенных зависимостей для f и j (см. табл. 2) с экспериментальными данными Кэйса и Лондона показало, что расхождение составляет 20...30 %. Авторы работы [18] объясняют это тем, что слишком большое влияние на теплоотдачу и сопротивление оказывают такие аспекты, как технология изготовления поверхностей и условия испытаний, в которых они проводились.

Теплообмен при свободной конвекции имеет меньшее значение для ЗГТУ космического назначения, но при использовании в качестве наземного конверсионного варианта [24] его необходимо учитывать.

Для свободной конвекции авторы работы [4] рекомендуют следующую зависимость:

$$\operatorname{Nu} = C \operatorname{Ra}^n, \quad (2)$$

где Ra — число Рэлея; C и n — некоторые константы, зависящие от режима течения [25].

Влияние низкого числа Прандтля рабочего тела (газа) на свободную конвекцию менее заметно, так как в основном теплоотдача при свободной конвекции определяется геометрическими размерами и формой тела. Обобщенные зависимости типа (2) построены на основании данных экспериментов на рабочих телах с разными числами Прандтля.

Заключение. Проведенный обзор показал, что несмотря на наличие большого числа теоретических и экспериментальных работ, существует несколько нерешенных вопросов. Отсутствуют экспериментальные данные по теплообмену в трубах при переходном режиме течения ($\operatorname{Re} = 2500\text{--}10\,000$). Очевидно, что течение при $\operatorname{Re} > 10\,000$, как правило, не ре-

лизуемо ввиду больших потерь давления. Необходимо также проверить результаты, полученные в Институте теплофизики СО РАН, для теплообмена в трубах.

Теоретические и экспериментальные работы по теплообмену и сопротивлению высококомпактных пластинчато-ребристых поверхностей теплообмена не дают информации о влиянии числа Прандтля газовой смеси на теплообмен. Отсутствуют экспериментальные данные для газов с $Pr < 0,7$ и, соответственно, недостаточно обоснована применимость экспериментальных формул, так как они получены для воздуха ($Pr = 0,7$) или воды ($Pr \approx 7$). Это требует дальнейших экспериментальных и теоретических исследований.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Арбеков А.Н., Леонтьев А.И., Самсонов В.Л. и др. Безъядерная энергетика пилотируемой экспедиции на Марс. *Изв. РАН. Энергетика*, 2002, № 4, с. 3–12.
- [2] Арбеков А.Н., Леонтьев А.И. Развитие космических газотурбинных установок в работах В.Л. Самсонова. *Труды МАИ*, 2011, № 43.
URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=24713>
- [3] Mason L.S., Shaltens R.K., Dolce J.L., et al. Status of Brayton cycle power conversion development at NASA GRC. *AIP Conf. Proc.*, 2002, vol. 608, no. 1, pp. 865–871.
DOI: <https://doi.org/10.1063/1.1449813>
- [4] Mohamed S.E., Tournier J.P. Noble gas binary mixtures for gas-cooled reactor power plants. *Nucl. Eng. Design*, 2008, vol. 238, no. 6, pp. 1353–1372.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2007.10.021>
- [5] Tournier J.P., Mohamed S.E. Properties of noble gases and binary mixtures for closed Brayton cycle application. *Energy Convers. Manag.*, 2008, vol. 49, no. 3, pp. 469–492. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.06.050>
- [6] Pierce B.L. The influence of recent heat transfer data on gas mixtures (He–Ar, H₂–CO₂) on closed cycle gas turbines. *J. Eng. Power.*, 1981, vol. 103, no. 1, pp. 114–117. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3230681>
- [7] Johnson P.K. Experimental validation of a closed Brayton cycle system transient simulation. *AIP Conf. Proc.*, 2006, vol. 813, no. 1, pp. 673–681.
DOI: <https://doi.org/10.1063/1.2169248>
- [8] Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. М., Энергия, 1967.
- [9] Desmon L.G. Brayton cycle radiant gas heating system. *Final report NASA-CR-72575*. San Diego, Solar Division of International Harvester Company, 1969.
- [10] Taylor M.F., Bauer K.E., McEligot D.M. Internal forces convection to low-Prandtl number gas mixtures. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1988, vol. 31, no. 1, pp. 13–25.
DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(88\)90218-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(88)90218-9)

- [11] Serksnis A.W., McEligot D.M., Taylor M.F. Convective heat transfer for ship propulsion. *4th Annual Summary Report ADA-062442*, Arizona, Tucson, Defense Technical Information Center, 1978.
- [12] Magee P.M., McEligot D.M. Effect of property variation on the turbulent flow of gases in tubes: the thermal entry. *Nuclear Sc. Eng.*, 1968, vol. 31, no. 2, pp. 337–341. DOI: <https://doi.org/10.13182/NSE68-A18246>
- [13] Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое. М., Энергоатомиздат, 1985.
- [14] Куликова Т.Н., Марков П.В., Солонин В.И. Моделирование теплоотдачи к газовому теплоносителю с пониженным значением числа Прандтля. *Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2015, № 6, с. 420–437. URL: <http://engineering-science.ru/doc/780763.html>
- [15] Петухов Б.С., ред. Теплообмен в ядерных энергетических установках. М., Изд-во МЭИ, 2003.
- [16] Drew T.B., Koo E.C., McAdams W.H. The friction factor in clean, round pipe. *Trans. Inst. Chem. Eng.*, 1932, no. 28, pp. 56–72.
- [17] Elistratov S.L., Vitovskii O.V., Slesareva E.Yu. Experimental investigation of heat transfer of helium-xenon mixtures in cylindrical channels. *J. Eng. Thermophysics*, 2015, vol. 24, no. 1, pp. 33–35. DOI: <https://doi.org/10.1134/S181023281501004X>
- [18] Ismail L.S., Velraj R., Ranganayakulu C. Studies on pumping power in terms of pressure drop and heat transfer characteristics of compact plate-fin heat exchangers — a review. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, 2010, vol. 14, no. 1, pp. 478–485. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.06.033>
- [19] Hu S., Herrold K. Prandtl number effect on offset fin heat exchanger performance-predictive model for heat transfer and pressure drop. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1995, vol. 38, no. 6, pp. 1043–1051. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(94\)00219-L](https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)00219-L)
- [20] Hu S., Herrold K. Prandtl number effect on offset fin heat exchanger performance experimental results. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1995, vol. 38, no. 6, pp. 1053–1061. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(94\)00220-P](https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)00220-P)
- [21] Tinaut F.V., Melgar A., Rahman Ali A.A. Correlations for heat transfer and flow friction characteristics of compact plate-type heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1992, vol. 35, no. 7, pp. 1659–1665. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(92\)90136-G](https://doi.org/10.1016/0017-9310(92)90136-G)
- [22] Joshi H.M., Webb R.L. Heat transfer and friction in the offset-strip fin heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1987, vol. 30, no. 1, pp. 69–84. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(87\)90061-5](https://doi.org/10.1016/0017-9310(87)90061-5)
- [23] Wieting A.R. Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of rectangular offset-fin plate-fin heat exchangers. *ASME J. Heat Transfer*, 1975, vol. 97, no. 3, pp. 480–490. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3450412>

[24] Arbekov A.N. Selection of the working medium for 6- to 12-kW closed organic-fuel-powered gas-turbine plants. *High Temp.*, 2014, vol. 52, no. 1, pp. 121–125. DOI: <https://doi.org/10.1134/S0018151X14010015>

[25] McAdams W.H. Heat transmission. New York, McGraw-Hill Book Company, 1954.

Егоров Кирилл Сергеевич — канд. техн. наук, доцент кафедры «Теплофизика» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Степанова Лариса Валерьевна — канд. биол. наук, доцент кафедры «Английский язык для машиностроительных специальностей» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Егоров К.С., Степанова Л.В. Анализ теплообмена и трения в смесях инертных газов для замкнутых газотурбинных установок. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2021, № 4 (139), с. 4–18.

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2021-4-4-18>

HEAT EXCHANGE AND FRICTION ANALYSIS IN NOBLE GAS MIXTURES FOR CLOSED GAS TURBINES

K.S. Egorov

egorovks@bmstu.ru

L.V. Stepanova

stepanova@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The types of heat exchange surfaces used in closed gas turbines for space applications and their conversion version (ground application) as autonomous long-resource power plants of low power (less than 10 kW) are considered. The data of the works currently known in Russia and abroad on the developed turbulent flow in the tube when using gas mixtures with abnormally low Prandtl numbers (0.2) have been analyzed. Recommendations on the application of the analytical relations of Kays, Petukhov and Popov for the calculation of the Nusselt number in pipes are given. The influence of non-isothermal flow and initial pipe section on friction as well as the working body Prandtl number on heat exchange and friction for highly compact plate and fin heat exchange surfaces with staggered arrangement of ribs are analyzed. It is revealed that the

Keywords

Close gas turbine, noble gases, heat transfer, Prandtl number, mixture of gases

relations obtained for the air model are inapplicable for working bodies with Prandtl numbers different from the air Prandtl number. The necessity of further experimental and analytical investigations of heat exchange and friction in tubes under transient flow regime and in highly compact finned surfaces with staggered ribs is confirmed

Received 03.06.2021

Accepted 03.07.2021

© Author(s), 2021

REFERENCES

- [1] Arbekov A.N., Leontyev A.I., Samsonov V.L., et al. Non-nuclear energy of manned Mars mission. *Izv. RAN. Energetika*, 2002, no. 4, pp. 3–12 (in Russ.).
- [2] Arbekov A.N., Leontyev A.I. Development of space gas turbine plants in the works of V.L. Samsonov. *Trudy MAI*, 2011, no. 43 (in Russ.). Available at: <http://trudymai.ru/published.php?ID=24713>
- [3] Mason L.S., Shaltens R.K., Dolce J.L., et al. Status of Brayton cycle power conversion development at NASA GRC. *AIP Conf. Proc.*, 2002, vol. 608, no. 1, pp. 865–871. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.1449813>
- [4] Mohamed S.E., Tournier J.P. Noble gas binary mixtures for gas-cooled reactor power plants. *Nucl. Eng. Design*, 2008, vol. 238, no. 6, pp. 1353–1372. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2007.10.021>
- [5] Tournier J.P., Mohamed S.E. Properties of noble gases and binary mixtures for closed Brayton cycle application. *Energy Convers. Manag.*, 2008, vol. 49, no. 3, pp. 469–492. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.06.050>
- [6] Pierce B.L. The influence of recent heat transfer data on gas mixtures (He–Ar, H₂–CO₂) on closed cycle gas turbines. *J. Eng. Power.*, 1981, vol. 103, no. 1, pp. 114–117. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3230681>
- [7] Johnson P.K. Experimental validation of a closed Brayton cycle system transient simulation. *AIP Conf. Proc.*, 2006, vol. 813, no. 1, pp. 673–681. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.2169248>
- [8] Kays W.M., London A.L. Compact heat exchangers. New York, McGraw-Hill Book Company, 1964.
- [9] Desmon L.G. Braiton cycle radiant gas heating system. *Final report NASA-CR-72575*. San Diego, Solar Division of International Harvester Company, 1969.
- [10] Taylor M.F., Bauer K.E., McEligot D.M. Internal forces convection to low-Prandtl number gas mixtures. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1988, vol. 31, no. 1, pp. 13–25. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(88\)90218-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(88)90218-9)
- [11] Serksnis A.W., McEligot D.M., Taylor M.F. Convective heat transfer for ship propulsion. *4th Annual Summary Report ADA-062442*. Arizona, Tucson, Defense Technical Information Center, 1978.
- [12] Magee P.M., McEligot D.M. Effect of property variation on the turbulent flow of gases in tubes: the thermal entry. *Nuclear Sc. Eng.*, 1968, vol. 31, no. 2, pp. 337–341. DOI: <https://doi.org/10.13182/NSE68-A18246>

- [13] Kutateladze S.S., Leontyev A.I. *Teploobmen i trenie v turbulentnom pogranichnom sloe* [Heat, mass transfer and friction in turbulent boundary layer]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1985.
- [14] Kulikova T.N., Markov P.V., Solonin V.I. Simulation of heat transfer to the gas coolant with low-Prandtl number value. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education: Scientific Publication], 2015, no. 6, pp. 420–437 (in Russ.). Available at: <http://engineering-science.ru/doc/780763.html>
- [15] Petukhov B.S., ed. *Teploobmen v yadernykh energeticheskikh ustanovkakh* [Heat transfer in nuclear power plants]. Moscow, MEI Publ., 2003.
- [16] Drew T.B., Koo E.C., McAdams W.H. The friction factor in clean, round pipe. *Trans. Inst. Chem. Eng.*, 1932, no. 28, pp. 56–72.
- [17] Elistratov S.L., Vitovskii O.V., Slesareva E.Yu. Experimental investigation of heat transfer of helium–xenon mixtures in cylindrical channels. *J. Eng. Thermophys.*, 2015, vol. 24, no. 1, pp. 33–35. DOI: <https://doi.org/10.1134/S181023281501004X>
- [18] Ismail L.S., Velraj R., Ranganayakulu C. Studies on pumping power in terms of pressure drop and heat transfer characteristics of compact plate-fin heat exchangers — a review. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, 2010, vol. 14, no. 1, pp. 478–485. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.06.033>
- [19] Hu S., Herrold K. Prandtl number effect on offset fin heat exchanger performance-predictive model for heat transfer and pressure drop. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1995, vol. 38, no. 6, pp. 1043–1051. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(94\)00219-L](https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)00219-L)
- [20] Hu S., Herrold K. Prandtl number effect on offset fin heat exchanger performance experimental results. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1995, vol. 38, no. 6, pp. 1053–1061. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(94\)00220-P](https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)00220-P)
- [21] Tinaut F.V., Melgar A., Rahman Ali A.A. Correlations for heat transfer and flow friction characteristics of compact plate-type heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1992, vol. 35, no. 7, pp. 1659–1665. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(92\)90136-G](https://doi.org/10.1016/0017-9310(92)90136-G)
- [22] Joshi H.M., Webb R.L. Heat transfer and friction in the offset-strip fin heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1987, vol. 30, no. 1, pp. 69–84. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(87\)90061-5](https://doi.org/10.1016/0017-9310(87)90061-5)
- [23] Wieting A.R. Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of rectangular offset-fin plate-fin heat exchangers. *ASME J. Heat Transfer*, 1975, vol. 97, no. 3, pp. 480–490. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3450412>
- [24] Arbekov A.N. Selection of the working medium for 6- to 12-kW closed organic-fuel-powered gas-turbine plants. *High Temp.*, 2014, vol. 52, no. 1, pp. 121–125. DOI: <https://doi.org/10.1134/S0018151X14010015>
- [25] McAdams W.H. *Heat transmission*. New York, McGraw-Hill Book Company, 1954.

Egorov K.S. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Thermal Physics, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

Stepanova L.V. — Cand. Sc. (Biol.), Assoc. Professor, Department of English for Mechanical Engineering, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Egorov K.S., Stepanova L.V. Heat exchange and friction analysis in noble gas mixtures for closed gas turbines. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2021, no. 4 (139), pp. 4–18 (in Russ.).

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2021-4-4-18>

В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышел в свет учебник
под ред. А.М. Архарова, В.Н. Афанасьева

«Теплотехника»



Рассмотрены основы термодинамики и теории теплообмена, топливо и его горение, схемы и элементы расчета котлов, промышленных печей, паро- и газотурбинных, когенерационных и микрогазотурбинных установок, газоперекачивающих станций магистральных газопроводов, поршневых двигателей внутреннего и внешнего сгорания, ракетных, ракетно-прямоточных и авиационных двигателей, холодильных установок, компрессоров и вакуумных насосов, атомных и плазменных энергоустановок. Приведены расчеты систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Включены разделы, касающиеся космических энергоустановок, теплообменных аппаратов, гидромашин, фотонных энергосистем, криогенных систем для ожижения газов, разделения воздуха, получения неона, криптона и ксенона, а также систем регулирования. Большое внимание в книге уделено вопросам экологии, защиты окружающей среды и возобновляемым источникам энергии.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
+7 (499) 263-60-45
press@bmstu.ru
<https://bmstu.press>