

**ВЛИЯНИЕ ДИСТАНЦИРУЮЩИХ ВЫСТУПОВ
В ЩЕЛЕВОМ КАНАЛЕ МАЛОЙ ШИРИНЫ
НА ЕГО ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ПРИ ЛАМИНАРНОМ ТЕЧЕНИИ**

А.В. Костюков¹

kostukov123@yandex.ru

Л.А. Косач¹

kosachlev90@mail.ru

В.Г. Мерзликін^{1,2}

merzlikinv@mail.ru

¹Московский Политех, Москва, Российская Федерация

²РЭУ им. Г.В. Плеханова, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Проведено аналитическое исследование влияния дистанцирующих выступов на теплогидравлические характеристики ленточно-щелевой теплопередающей матрицы роторного теплообменника. Исследование выполнено с помощью математического моделирования теплогидравлических процессов в ленточно-щелевом канале малой высоты (0,4 мм) при характерном для роторных теплообменных аппаратов ламинарном режиме течения. Проанализировано влияние числа дистанцирующих выступов в рядах, расстояния между рядами, суммарного числа выступов в канале на среднее значение числа Нуссельта и перепада давления, а также влияние изменения скоростного и температурного режимов на теплогидравлические характеристики. Несмотря на ламинарный режим течения, установка дистанцирующих выступов в ленточно-щелевом канале приводит к уменьшению числа Нуссельта и увеличению гидравлического сопротивления щелевого канала по сравнению с плоским щелевым каналом без выступов. Установлено, что влияние взаимного расположения дистанцирующих выступов на лентах на теплогидравлические характеристики потока незначительно и увеличение температуры стенок щелевых каналов не приводит к значительному изменению характера теплообмена в исследуемых каналах, а изменение скоростного режима ламинарного течения также практически не влияет на интенсивность теплообмена в рассматриваемых каналах

Ключевые слова

Теплообмен, микротурбина, регенеративный теплообменный аппарат, конвекция, число Нуссельта, гидравлические потери

Поступила 08.11.2022

Принята 09.12.2022

© Автор(ы), 2023

Работа выполнена при финансовой поддержке Московского Политеха в рамках гранта имени В.Е. Фортва

Введение. Теплообменные аппараты в составе малоразмерных газотурбинных двигателей (микротурбин) позволяют, сохраняя характерные преимущества микротурбин, добиться конкуренции по топливной экономичности с поршневыми двигателями внутреннего сгорания [1–3]. Микротурбины возможно также использовать в режиме когенерации, что приведет к значительному увеличению суммарного КПД [3–5]. Большое распространение получили рекуперативные теплообменные аппараты [6] для микротурбин с относительно невысокими коэффициентами компактности [7], что при высоких степенях регенерации теплообменников приводит к большим габаритным размерам и массам. Вращающиеся теплообменные аппараты имеют значительно более высокие значения коэффициентов компактности [8], чем рекуперативные теплообменники, и, как следствие, существует возможность создания теплообменного аппарата со сверхвысокой степенью регенерации ~ 95 % при приемлемых габаритных размерах и массе [9]. В качестве теплопередающей матрицы в роторных теплообменных аппаратах применяются стальные сетки, пористая керамика и др. Наиболее перспективны для применения в качестве теплопередающей матрицы в роторном теплообменнике пакеты тонких (0,1 мм и менее) стальных (керамических) лент, образующих плоские щелевые каналы малой высоты (микроканалы). На ламинарных режимах течения с малыми числами Рейнольдса, характерных для роторных теплообменников, такие щелевые каналы имеют высокую тепловую эффективность (критерий Нуссельта достигает 7,62 и более [10]). Исследованию подобных щелевых каналов посвящены работы [11, 12]. Однако в реальной конструкции ленточных теплопередающих пакетов получить полностью плоские щелевые каналы из стальных лент невозможно: необходима установка каких-либо дистанцирующих выступов. В рассматриваемом случае они должны иметь форму части сферы и влияние дистанцирующих выступов на гидравлические и тепловые показатели теплопередающей матрицы может быть существенным.

В настоящей работе поставлена задача качественно и количественно оценить влияние дистанцирующих выступов, в частности, на теплогидравлические характеристики теплопередающей матрицы, выполненной из плоских тонких стальных лент с дистанцирующими элементами.

Материалы и методы решения задач, принятые допущения. В настоящей работе использован расчетный метод исследования поставленной задачи. В частности, выполнено математическое моделирование теплогидравлических процессов в теплопередающих щелевых каналах роторного

теплообменника. Для моделирования использован программный комплекс Ansys с модулем ICEM CFX.

Исследованы пять вариантов исполнения щелевого канала с разным числом и расположением дистанцирующих выступов (ряды выступов расположены поперек длины ленты). Для описания геометрии выступов использованы следующие обозначения: $n_{в.р}$ — число выступов в ряду; Δ_l — шаг между рядами выступов на ленте; Δ_c — шаг между соседними рядами выступов двух лент, составляющих щелевой канал; b , l , a — высота, длина и ширина щелевого канала соответственно.

Исследуемые геометрические параметры щелевого канала имели следующие значения (для пяти вариантов исполнения).

1. $n_{в.р} = 3$, $\Delta_l = 15$ мм, $\Delta_c = 8$ мм.
2. $n_{в.р} = 4$, $\Delta_l = 20$ мм, $\Delta_c = 10$ мм.
3. $n_{в.р} = 4$, $\Delta_l = 15$ мм, $\Delta_c = 7,5$ мм.
4. $n_{в.р} = 4$, $\Delta_l = 10$ мм, $\Delta_c = 5$ мм.
5. $n_{в.р} = 5$, $\Delta_l = 6$ мм, $\Delta_c = 3$ мм.

Для всех исследуемых вариантов длина канала 96 мм, высота щели 0,4 мм, толщина ленты 0,1 мм.

Теплопередающий пакет роторного теплообменника из плоских лент с дистанцирующими выступами приведен на рис. 1, модель щелевого канала теплопередающего пакета — на рис. 2.



Рис. 1. Теплопередающий пакет роторного теплообменника

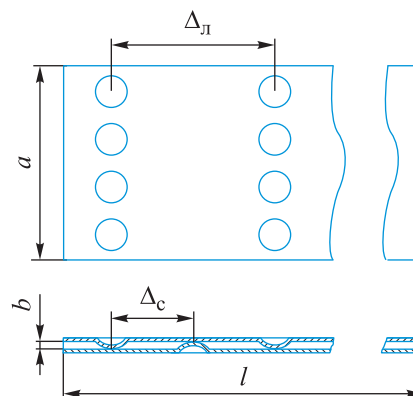


Рис. 2. Модель щелевого канала теплопередающего пакета

Для моделей с помощью модуля ICEM CFD построены расчетные сетки с гексаэдрическими элементами. Течения в исследуемых каналах ламинарные (число Рейнольдса в канале не превышает 400), следовательно, по-

граничный слой не переходит в турбулентный с вязким подслоем. В связи с этим необходимость значительного сгущения сетки в пристеночных областях отпадает [13, 14]. Тем не менее из-за наличия температурных градиентов сетка все же сгущается, но в меньших масштабах, чем при моделировании турбулентного пограничного слоя. Для учета местных потерь на входных и выходных участках добавлены дополнительные участки перед и после щелевых каналов.

Расчеты проведены в стационарной постановке. Для более точного моделирования процессов теплообмена в качестве рабочего тела использована модель воздуха, в которой теплоемкость при постоянном давлении, динамическая вязкость и коэффициент теплопроводности заданы зависящими от температуры. Поскольку, как было указано ранее, скорость течения достаточно низкая, то учитывать кинетическую энергию потока в уравнении переноса теплоты не требуется. Для моделирования теплообмена в расчетной области выбрана опция Thermal Energy.

Приняты следующие граничные условия:

- полное давление и полная температура на входе в расчетную область 2000 Па и 22 °С;
- массовый расход на выходе из расчетной области $2,152 \cdot 10^{-5}$ кг/с;
- условия симметрии на границах входных и выходных участков;
- боковые стенки адиабатные, ограничивающие канал;
- температура вдоль стенок, образующих щелевой канал, распределяется линейно: 23 °С (в начале канала при $X = 0$) и 130 °С (при $X = 0,096$ мм), поскольку в результате расчета [15] выявлено, что для установившегося режима работы распределение температуры действительно близко к линейному.

Для исследования влияния температурного режима на характеристики течения также проведена серия расчетов, в которых на стенках задана более высокая температура: 200 °С в начале канала (при $X = 0$) и 600 °С (при $X = 0,096$ мм).

Для анализа влияния числа Рейнольдса на теплогидравлические характеристики потока проведена серия расчетов с исходной температурой стенок, но с увеличенным в 3 раза значением массового расхода воздуха (до $6,456 \cdot 10^{-5}$ кг/с). Это повлекло за собой увеличение значения числа Рейнольдса на входе в канал от 116 до 348.

На этапе обработки результатов для каждого варианта исполнения щелевого канала построены продольное сечение для визуализации полей скоростей и температур, а также серия поперечных сечений с шагом 5 мм

(за исключением шага 4 мм на начальном участке канала). Для полученных коротких участков определены местные значения числа Нуссельта. Далее определено среднее значение числа Нуссельта по каналу путем расчета среднего арифметического из полученных местных значений.

Местные значения числа Нуссельта (на исследуемом участке) определены по формуле

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot 2b}{\lambda}.$$

Здесь λ и α — средние коэффициенты теплопроводности и теплоотдачи на исследуемом участке,

$$\alpha = \frac{Q}{FdT},$$

где

$$Q = C_p G (T_{(n+1)} - T_n)$$

— тепловой поток (C_p и G — средняя теплоемкость и массовый расход воздуха); F — площадь теплопередающих стенок канала;

$$dT = \frac{T_{w(n)} + T_{w(n+1)}}{2} - \frac{T_n + T_{n+1}}{2}$$

— разность средних температур стенки и газа; T_w — средняя температура стенки.

В данных выражениях T — средняя температура воздуха в сечении (осреднение проводилось по массовому расходу). Индексы n и $n+1$ соответствуют входу в исследуемый участок и выходу из него.

Действительные гидравлические потери определялись как

$$dP = P_{in} - P_{out},$$

где P_{in} и P_{out} — среднее давление во входном и выходном сечениях.

Значения потерь давления в каналах с дистанцирующими выступами сравнивали со значениями потерь, полученных для плоского щелевого канала, результаты приведены к безразмерному относительному виду

$$\overline{dP} = \frac{dP_d}{dP_{\Pi}} \cdot 100 \%,$$

где dP_d и dP_{Π} — перепады давления в канале с дистанцирующими выступами и плоском щелевом канале.

Для удобства анализа результатов геометрические параметры приведены к безразмерному виду с помощью безразмерного коэффициента, учитывающего число выступов в канале:

$$k_d = n_{в.р} \frac{l}{\Delta_l}$$

Результаты. Поле температур в продольном сечении канала, полученное при моделировании течения в канале, для которого $\Delta_l = 15$ мм и $\Delta_c = 7,5$ мм, приведено в качестве примера на рис. 3.



Рис. 3. Поле температур в продольном сечении канала

Результаты расчета среднего значения числа Нуссельта и перепада давления для исследуемых каналов с дистанцирующими выступами (№ 2–6), а также для плоского щелевого канала без дистанцирующих выступов (№ 1) приведены в табл. 1. Расчеты выполнены для двух скоростных режимов (при $Re_{in} = 116$ и 348).

Таблица 1

Результаты расчета средних значений числа Нуссельта и гидравлических потерь исследуемых каналов для двух скоростных режимов

№	$n_{в.р}$	Δ_l , мм	k_d	Δ_c , мм	$Re_{in} = 116$		$Re_{in} = 348$	
					$Nu_{ср}$	dP , Па	$Nu_{ср}$	dP , Па
1	0	–	–	–	8,30	499	8,35	1515
2	3	15	19,2	8	7,85	555	7,88	1875
3	4	20	19,2	10	7,78	549	7,89	1838
4	4	15	25,6	7,5	7,66	572	7,71	1998
5	4	10	38,4	5	7,24	617	7,32	2242
6	5	6	80	3	6,57	794	6,53	3322

Результаты расчета среднего значения числа Нуссельта для исследуемых каналов с дистанцирующими выступами (№ 2–6), а также для плоского щелевого канала без дистанцирующих выступов (№ 1), полученные

при линейном распределении значений температуры стенки по ее длине для температурных режимов 23...130 °С и 200...600 °С приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчета средних значений числа Нуссельта исследуемых каналов для двух температурных режимов

№	$n_{в,р}$	Δ_d , мм	k_d	Δ_c , мм	Температурный режим	
					23...130 °С	200...600 °С
					$Nu_{ср}$	$Nu_{ср}$
1	0	–	–	–	8,30	8,30
2	3	15	19,2	8	7,85	7,87
3	4	20	19,2	10	7,78	7,70
4	4	15	25,6	7,5	7,66	7,66
5	4	10	38,4	5	7,24	7,19
6	5	6	80	3	6,57	6,68

Обсуждение полученных результатов. Анализируя данные, приведенные в табл. 1, выявили, что внесение в конструкцию дистанцирующих выступов приводит, несмотря на ламинарный режим течения, к снижению тепловой эффективности (уменьшению числа Нуссельта) и к увеличению гидравлического сопротивления щелевой теплопередающей матрицы. Максимальное уменьшение числа Нуссельта относительно его значения для плоского канала без выступов в рассмотренных вариантах канала с дистанцирующими выступами составило 20,8 %.

Отметим, что основное влияние на параметры течения оказывает именно число дистанцирующих выступов, оцениваемое безразмерным коэффициентом k_d , в то время как их взаимное расположение и число в рядах влияют на значение критериев эффективности весьма слабо. Из данных табл. 1 следует, что для двух вариантов канала (№ 2 и 3) с разным числом выступов в рядах, но со значениями шагов Δ_d и Δ_c , заданными так, что значение безразмерного коэффициента k_d одинаковое для обоих вариантов, различие средних значений числа Нуссельта составляет 0,9 %, потери давления — 1,1 % (0,1 и 2 % соответственно при увеличенном расходе).

Оценку влияния геометрии канала на теплогидравлические характеристики потока в нем удобно рассматривать в относительном виде. В настоящей работе проведено сравнение значений среднего числа Нуссельта и величины гидравлических потерь, полученных для каналов с дистанци-

рующими выступами, со значениями, полученными для плоской щели. Сравнение проводилось как для течения с исходным массовым расходом, так и для течения с увеличенным расходом.

Зависимости относительного изменения среднего значения числа Нуссельта \overline{Nu}_{cp} от безразмерного коэффициента k_d , описывающего число дистанцирующих выступов, для двух скоростных режимов приведены на рис. 4, а.

Увеличение массового расхода воздуха и, следовательно, числа Рейнольдса практически не влияет на тепловую эффективность канала теплопередающей матрицы (см. рис. 4, а, табл. 1).

Зависимости относительного увеличения перепада давления \overline{dP} в канале от безразмерного коэффициента k_d для двух скоростных режимов приведены на рис. 4, б.

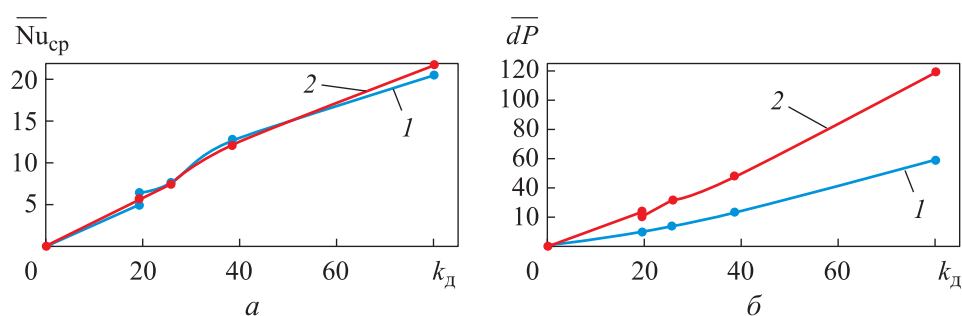


Рис. 4. Зависимости относительного изменения среднего значения числа Нуссельта \overline{Nu}_{cp} (а) и относительного увеличения перепада давления \overline{dP} (б) от безразмерного коэффициента k_d для двух скоростных режимов $Re_{in} = 116$ (1), 348 (2)

С увеличением числа дистанцирующих выступов увеличивается гидравлическое сопротивление канала (см. рис. 4, б). Так, на скоростном режиме при $Re_{in} = 116$ и $k_d = 35$ гидравлическое сопротивление (перепад давления) канала с выступами больше на 20 % сопротивления плоского канала (без дистанцирующих выступов). Отметим, что в диапазоне значений безразмерного коэффициента $k_d = 0-20$ сопротивление увеличивается не более чем на 10 % относительно сопротивления в плоском канале. На скоростном режиме при $Re_{in} = 348$ диапазон значений безразмерного коэффициента k_d , при котором сопротивление растет не более чем на 10 % относительно сопротивления в плоском канале, уменьшается до значений $k_d = 0-8$.

Влияние температурного режима удобно рассматривать в виде сравнения средних значений числа Нуссельта, полученных при разных температурах стенок, образующих канал.

Согласно данным табл. 2, изменение температурного режима не приводит к существенному изменению интенсивности теплообмена в исследуемых каналах: для большинства вариантов исполнения каналов относительная разность средних значений числа Нуссельта для различных температурных режимов не превышает 1 %, и только для предельного случая с максимальным числом дистанцирующих выступов составляет 1,66 %.

Заключение. Показано, что установка дистанцирующих выступов в конструкцию ленточно-щелевой матрицы с малой высотой каналов (0,4 мм) приводит на ламинарном режиме течения (характерном для роторных теплообменников) к снижению интенсивности конвективного теплообмена (числа Нуссельта) и росту гидравлических потерь.

Сделан вывод о том, что основное влияние на параметры течения оказывает именно число теплопередающих выступов, а не их взаимное расположение и число в рядах.

Получено, что на исходном скоростном режиме в интервале изменения безразмерного коэффициента $k_d = 1-20$ гидравлическое сопротивление канала с дистанцирующими выступами незначительно отличается от сопротивления в плоском канале (без дистанцирующих выступов).

Показано, что изменение скоростного режима ламинарного течения практически не влияет на интенсивность теплообмена в рассматриваемых щелевых каналах малой высоты с дистанцирующими выступами, а также изменение температурного режима не приводит к значительному изменению характера теплообмена в исследуемых каналах.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Грачев Л.П., Булат П.В., Есаков И.И. и др. Способ сжигания сверхбедных топливных смесей в камерах сгорания энергетической микротурбины с помощью стримерного разряда. *Проблемы региональной энергетики*, 2018, № 2, с. 70–84. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1343414>
- [2] Костюков А.В., Косач Л.А., Горновский А.С. и др. Многоцелевая высокоэффективная микротурбина мощностью 50 кВт. *Наукоград: наука, производство, общество*, 2016, № 2, с. 23–26.
- [3] Шевелев Д.В., Сомкин С.А. Выбор оптимальных параметров термодинамического цикла когенерационных микроГТУ. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2014, № 9. DOI: <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2014-9-1277>

- [4] Konecna E., Masa V. Review of gas microturbine application in industry. *Chem. Eng. Trans.*, 2019, vol. 76, pp. 355–360. DOI: <http://dx.doi.org/10.3303/CET1976060>
- [5] Wołowicz M., Kolasiński P., Badyda K. Modern small and microcogeneration systems — a review. *Energies*, 2021, vol. 14, no. 3, art. 785. DOI: <https://doi.org/10.3390/en14030785>
- [6] Сафонов Е.В., Бромер К.А., Шульц А.О. и др. Особенности конструкции эффективных рекуператоров микрогазотурбинных энергоустановок. *Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение*, 2013, № 2, с. 63–67.
- [7] Shah R. Compact heat exchangers for microturbines. In: *Micro gas turbines. Educational Notes, RTO-EN-AVT-131*, 2005, paper 2, pp. 2-1–2-18.
- [8] Костюков А.В., Алексеев Р.А. Повышение эффективности роторного теплообменника малоразмерного газотурбинного двигателя. *Известия МГТУ МАМИ*, 2012, № 1, с. 52–58.
- [9] Kostukov A.V., Kosach L.A., Dementiev A.A. Experimental study of a rotary heat exchanger with a metal mesh matrix. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2021, vol. 2096, art. 012205. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2096/1/012205>
- [10] Neale A., Derome D., Blocken B., et al. Determination of surface convective heat transfer coefficients by CFD. *Proc. 11th NBEC Canadian Building Sc. Technol. Conf.* 2007. URL: https://www.researchgate.net/publication/267426300_Determination_of_Surface_Convective_Heat_Transfer_Coefficients_by_CFD (дата обращения: 08.11.2022).
- [11] Минаков А.В., Лобасов А.С., Дектерев А.А. Моделирование гидродинамики и конвективного теплообмена в микроканалах. *Вычислительная механика сплошных сред*, 2012, т. 5, № 4, с. 481–488. DOI: <https://doi.org/10.7242/1999-6691/2012.5.4.56>
- [12] Ferreira G., Sucena A., Ferrás L., et al. Hydrodynamic entrance length for laminar flow in microchannels with rectangular cross section. *Fluids*, 2021, vol. 6, no. 7, art. 240. DOI: <https://doi.org/10.3390/fluids6070240>
- [13] Matyushenko A.A., Stabnikov A.S., Garbaruk A.V. Criteria of computational grid generation for turbulence models taking into account laminar-turbulent transition. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2019, vol. 1400, art. 077047. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1400/7/077047>
- [14] Ефремов В.Р., Курулин В.В., Козелков А.С. и др. Использование пристеночных функций для моделирования турбулентного теплового пограничного слоя. *Журнал вычислительной математики и математической физики*, 2019, т. 59, № 6, с. 1037–1046. DOI: <https://doi.org/10.1134/S004446691906005X>
- [15] Костюков А.В., Косач Л.А., Горновский А.С. Теплогидравлический расчет роторного теплообменника со сверхвысокой степенью регенерации. *Научная дискуссия: вопросы технических наук*, 2016, № 9-10, с. 46–55.

Костюков Андрей Вениаминович — канд. техн. наук, заведующий кафедрой «Энергоустановки для транспорта и малой энергетики» Московского Политеха (Российская Федерация, 107023, Москва, Б. Семёновская ул., д. 38).

Косач Лев Анатольевич — старший преподаватель кафедры «Энергоустановки для транспорта и малой энергетики» Московского Политеха (Российская Федерация, 107023, Москва, Б. Семёновская ул., д. 38).

Мерзликин Владимир Гаврилович — канд. техн. наук, инженер лаборатории промышленных роботов и средств автоматизации Московского Политеха (Российская Федерация, 107023, Москва, Б. Семёновская ул., д. 38); доцент кафедры «Экономика промышленности» РЭУ им. Г.В. Плеханова (Российская Федерация, 117997, Москва, Стремянный переулок, д. 36).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Костюков А.В., Косач Л.А., Мерзликин В.Г. Влияние дистанцирующих выступов в щелевом канале малой ширины на его теплогидравлические характеристики при ламинарном течении. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2023, № 3 (146), с. 127–139. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2023-3-127-139>

**THE INFLUENCE OF DISTANCING BULGES
IN A SMALL-WIDTH PARALLEL-PLATE DUCT
ON ITS THERMAL-HYDRAULIC CHARACTERISTICS
AT THE LAMINAR FLOW**

A.V. Kostyukov¹

L.A. Kosach¹

V.G. Merzlikin^{1,2}

kostukov123@yandex.ru

kosachlev90@mail.ru

merzlikinv@mail.ru

¹ **Moscow Poly, Moscow, Russian Federation**

² **PRUE, Moscow, Russian Federation**

Abstract

The paper presents analytical study of the distancing bulges effect on the thermal-hydraulic characteristics of a band slotted heat-transfer matrix of the rotary heat exchanger. The work was carried out based on mathematical simulation of the thermal-hydraulic processes in the band parallel-plate duct of low height (0.4 mm) at the laminar flow regime characteristic for the rotary heat exchangers. Influence of the distancing elements number in the rows, distance between the rows, as well as the total number of elements in the channel on the average value of the Nusselt number and on the magnitude of the pressure drop was analyzed. Influence of alterations in speed and temperature regimes on the thermal-hydraulic characteristics was analyzed. It was found that installation of the distancing bulges in a band parallel-plate duct led to a decrease in the Nusselt number and the in-

Keywords

Heat transfer, microturbine, regenerative heat exchanger, convection, Nusselt number, hydraulic losses

crease in hydraulic resistance of the parallel-plate duct compared to a flat slotted duct without bulges despite the laminar flow regime. It was noted that influence of the distancing elements mutual arrangement on the bands was insignificant for the flow thermal-hydraulic characteristics. It was established that an increase in the temperature of the parallel-plate duct walls also was not leading to significant alteration in the heat transfer nature inside the channels under study; and alteration in the laminar flow speed regime also practically did not affect the heat transfer intensity in the ducts under consideration

Received 08.11.2022

Accepted 09.12.2022

© Author(s), 2023

The work was prepared with financial support provided by the Moscow Poly within the framework of the V.E. Fortov Grant

REFERENCES

- [1] Grachev L.P., Bulat P.V., Esakov I.I., et al Method for burning super-poor fuel mixtures in the combustion chamber of the energy microturbine by means of the streamer discharge. *Problemy regionalnoy energetiki* [Problems of the Regional Energetics], 2018, no. 2, pp. 70–84 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1343414>
- [2] Kostyukov A.V., Kosach L.A., Gornovskiy A.S., et al. Multi-purpose highly efficient microturbines with a capacity of 50 kW. *Naukograd: nauka, proizvodstvo, obshchestvo*, 2016, no. 2, pp. 23–26 (in Russ.).
- [3] Shevelev D.V., Somkin S.A. Choosing optimal parameters of the thermodynamic cycle of gas microturbine with cogeneration. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii* [Engineering Journal: Science and Innovation], 2014, no. 9 (in Russ.). DOI: <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2014-9-1277>
- [4] Konecna E., Masa V. Review of gas microturbine application in industry. *Chem. Eng. Trans.*, 2019, vol. 76, pp. 355–360 (in Russ.). DOI: <http://dx.doi.org/10.3303/CET1976060>
- [5] Wołowicz M., Kolasiński P., Badyda K. Modern small and microcogeneration systems — a review. *Energies*, 2021, vol. 14, no. 3, art. 785. DOI: <https://doi.org/10.3390/en14030785>
- [6] Safonov E.V., Bromer K.A., Shults A.O., et al. Design features of effective recuperator of microturbine. *Vestnik YuUrGU. Seriya: Mashinostroenie* [Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry], 2013, no. 2, pp. 63–67 (in Russ.).
- [7] Shah R. Compact heat exchangers for microturbines. In: Micro gas turbines. *Educational Notes, RTO-EN-AVT-131*, 2005, paper 2, pp. 2-1–2-18.
- [8] Kostyukov A.V., Alekseev R.A. Increase of effectiveness of a rotary heat exchanger of a small-size gas turbine engine. *Izvestiya MGTU MAMI*, 2012, no. 1, pp. 52–58 (in Russ.).
- [9] Kostukov A.V., Kosach L.A., Dementiev A.A. Experimental study of a rotary heat exchanger with a metal mesh matrix. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2021, vol. 2096, art. 012205. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2096/1/012205>

- [10] Neale A., Derome D., Blocken B., et al. Determination of surface convective heat transfer coefficients by CFD. *Proc. 11th NBEC Canadian Building Science and Technology Conf.*, 2007. Available at: https://www.researchgate.net/publication/267426300_Determination_of_Surface_Convective_Heat_Transfer_Coefficients_by_CFD (accessed: 08.11.2022).
- [11] Minakov A.V., Lobasov A.S., Dekterev A.A. Simulation of hydrodynamics and convective heat transfer in microchannels. *Vychislitel'naya mekhanika sploshnykh sred* [Computational Continuum Mechanics], 2012, vol. 5, no. 4, pp. 481–488 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.7242/1999-6691/2012.5.4.56>
- [12] Ferreira G., Sucena A., Ferrás L., et al. Hydrodynamic entrance length for laminar flow in microchannels with rectangular cross section. *Fluids*, 2021, vol. 6, no. 7, art. 240. DOI: <https://doi.org/10.3390/fluids6070240>
- [13] Matyushenko A.A., Stabnikov A.S., Garbaruk A.V. Criteria of computational grid generation for turbulence models taking into account laminar-turbulent transition. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2019, vol. 1400, art. 077047. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1400/7/077047>
- [14] Efremov V.R., Kurulin V.V., Kozelkov A.S., et al. The use of wall functions for simulating the turbulent thermal boundary layer. *Comput. Math. and Math. Phys.*, 2019, vol. 59, no. 6, pp. 1006–1014. DOI: <https://doi.org/10.1134/S0965542519060058>
- [15] Kostyukov A.V., Kosach L.A., Gornovskiy A.S. Thermohydraulic calculation of a rotary heat exchanger with an ultra-high regeneration rate. *Nauchnaya diskussiya: voprosy tekhnicheskikh nauk* [Scholarly Discussion: Problems of Technical Sciences], 2016, no. 9-10, pp. 46–55 (in Russ.).

Kostyukov A.V. — Cand. Sc. (Eng.), Head of the Department of Power Plants for Transport and Small-Scale Power Generation, Moscow Poly (B. Semenovskaya ul. 38, Moscow, 107023 Russian Federation).

Kosach L.A. — Senior Lecturer, Department of Power Plants for Transport and Small-Scale Power Generation, Moscow Poly (B. Semenovskaya ul. 38, Moscow, 107023 Russian Federation).

Merzlikin V.G. — Cand. Sc. (Eng.), Engineer, Laboratory of Industrial Robots and Automation Tools, Moscow Poly (B. Semenovskaya ul. 38, Moscow, 107023 Russian Federation); Assoc. Professor, Department of Economics of Industry, PRUE (Stremyannyi pereulok 36, Moscow, 117997 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Kostyukov A.V., Kosach L.A., Merzlikin V.G. The influence of distancing bulges in a small-width parallel-plate duct on its thermal-hydraulic characteristics at the laminar flow. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2023, no. 3 (146), pp. 127–139 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2023-3-127-139>