

РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ГАЗА В ЭКВИВАЛЕНТНОМ КАНАЛЕ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРА

А. А. Серов, А. В. Цыганков, А. Хилдаяти

Университет ИТМО,
Россия, 191002, г. Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, д. 9

Рассмотрена модель эквивалентных каналов для теплоаккумулирующей насадки регенеративного теплообменника. Приведены дифференциальные уравнения теплообмена между потоком теплоносителя и поверхностью эквивалентного канала. Предлагается оценивать эффективность теплообмена коэффициентами аккумуляции и регенерации теплоты вентиляционных потоков. Приведены критериальные зависимости для вычисления коэффициента теплоотдачи при ламинарном и переходном режимах движения газа в эквивалентном канале. Представлены результаты расчетного исследования, позволяющие оценить влияния скорости воздуха в канале на эффективность регенеративного теплообменника.

Ключевые слова: регенеративный теплообменник, эквивалентный канал, коэффициент теплоотдачи, критериальные зависимости, коэффициент аккумуляции теплоты, турбулентность.

Введение

Регенеративные теплообменники служат для передачи низкопотенциальной теплоты от уходящего газа приточному. Эффективность таких теплообменников оценивается коэффициентом аккумуляции (регенерации), который показывает, какая часть теплоты вытяжного воздуха возвращается приточному. У современных роторных теплообменников этот коэффициент может достигать 70–80% [1–3]. Высокую эффективность передачи теплоты при небольшом температурном напоре обеспечивает большая удельная поверхность теплоаккумулирующей насадки, поочередно омываемой приточным и вытяжным потоками. Современные технологии производства полимерных и композитных материалов позволяют создавать насадочные тела с заданной пористостью, удельной поверхностью раздела сред и теплоемкостью.

Регенеративные воздухоподогреватели находят широкое применение в промышленных системах кондиционирования воздуха [4–9]. Для многих производств воздух является технологической средой, определяющей стоимость и качество выпускаемой продукции. Так, для многих «чистых помещений» кратность воздухообмена может достигать нескольких десятков и даже сотен единиц [10, 11]. Рост расхода воздуха приводит к необходимости либо увеличивать скорость движения воздуха через насадку, либо создавать многопоточные параллельные системы воздухоподготовки. Очевидно, что для сокращения капитальных затрат предпочтительным является увеличение единичной мощности оборудования.

Увеличение скорости движения воздуха приводит к росту среднего коэффициента теплоотдачи на поверхности раздела сред вследствие турбулизации потока, но при этом уменьшается время контакта воздуха с теплоаккумулирующей насадкой. Поэтому представляет интерес оценка влияния режима

движения воздуха на тепловую эффективность насадок различного типа.

Объект и метод исследования

Объектом исследования является регенеративный теплообменник. Конструктивно регенеративные теплообменники делятся на переключающиеся и роторные (вращающиеся). Теплоаккумулирующая насадка представляет собой либо пористую структуру, либо совокупность каналов различной формы. Расположение и геометрические характеристики каналов и пор зависят от технологии изготовления и материала насадки. Вне зависимости от конструктивных особенностей для оценки тепловой эффективности теплообменника может быть использован метод эквивалентных каналов. Теплоаккумулирующая насадка рассматривается как совокупность одинаковых прямых цилиндрических каналов. Количество и геометрические размеры каналов определяются из условия равенства доли свободного объема, удельной поверхности контакта теплоносителя, массы теплоаккумулирующего материала в реальной и модельной насадках.

$$K_s = \frac{S_n}{V_n} = \frac{\pi d_m l_m n_m}{V_n},$$

$$K_v = \frac{V_{nf}}{V_n} = 1 - \frac{\rho_m}{\rho_n},$$

$$M = M_m = \frac{\pi}{4} n_m \rho_n l_n [(d_m + \delta_m)^2 - d_m^2],$$

где K_s — удельная поверхность контакта теплоносителя с насадкой; K_v — доля свободного объема насадки; M , M_m — масса реальной и модельной насадки соответственно; S_n — площадь поверхности контакта в насадке; V_n — объем насадки; V_{nf} — объ-

Таблица 1. Зависимость коэффициента K_0 от числа Рейнольдса
Table 1. The dependence of the coefficient K_0 on the Reynolds number

Re·10 ⁻³	2,2	2,3	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	9	10
K_0	2,2	3,6	4,9	7,5	10	12,2	16,5	20	24	27	30	33

ем газа в насадке; d_m — диаметр эквивалентного канала; l_m — длина эквивалентного канала; n_m — количество эквивалентных каналов; ρ_m — удельная масса насадки; ρ_n — плотность теплоаккумулирующего материала насадки; δ_m — толщина стенки эквивалентного канала.

Так как внешняя поверхность насадки теплоизолирована, а процессы во всех эквивалентных каналах идентичны, и учитывая, что толщина стенки канала намного меньше его диаметра, можно ограничиться учетом теплообмена между воздухом и насадкой только на внутренней поверхности канала.

Процесс теплообмена между воздухом и насадкой в эквивалентном канале регенеративного теплообменника описывается уравнениями [12]

$$\frac{w_0 c_b}{s_b} \frac{\partial T_n}{\partial z} + \Pi \alpha (T_b - T_n) + c_b \rho_b s_b \frac{\partial T_n}{\partial \tau} = 0, \quad (1)$$

$$\lambda_m s_m \frac{\partial^2 T_n}{\partial z^2} + \Pi \alpha (T_n - T_b) + c_m \rho_m s_m \frac{\partial T_n}{\partial \tau} = 0, \quad (2)$$

где $T_b = f(\tau, z)$ — температура воздуха в канале; $T_n = f(\tau, z)$ — температура стенки канала; w_0 — скорость движения воздуха в канале; s_b — площадь проходного сечения канала; s_m — площадь поперечного сечения стенки канала; Π — периметр проходного сечения канала; c_b — теплоемкость воздуха; c_m — теплоемкость материала стенки канала; λ_m — коэффициент теплопроводности стенки канала; α — коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности канала.

Показателями тепловой эффективности теплообменника являются коэффициенты аккумуляции $K_{акк}$ и регенерации $K_{рег}$

$$K_{акк} = [T_{in} \tau_{акк} - \int_0^{\tau_{акк}} T_{акк}(\tau) d\tau] / (T_{in} - T_{out}) \tau_{акк}. \quad (3)$$

$$K_{рег} = [\int_0^{\tau_{рег}} T_{рег}(\tau) d\tau - T_{out} \tau_{рег}] / (T_{in} - T_{out}) \tau_{рег}. \quad (4)$$

При установившемся циклическом режиме работы регенеративного теплообменника количество теплоты, перешедшей от воздуха в насадку за время аккумуляции, равно количеству теплоты, возвращенной воздуху на этапе регенерации [13], поэтому $K_{акк} = K_{рег}$.

Начальные и граничные условия, а также численные методы решения уравнений (1–4) на пространственно-временной разностной сетке приведены в работах [12, 14, 15].

Теплообмен между воздухом и насадкой определяется вторым слагаемым уравнений (1) и (2), т.е. он зависит от коэффициента теплоотдачи, который, в свою очередь, зависит от режима движения воздуха в эквивалентном канале.

Для вычисления коэффициента α использовались критериальные зависимости, приведенные в работах [16, 17]

$$\alpha = \frac{Nu \lambda_b}{d_m},$$

где Nu — число Нуссельта, которое представляет собой отношение интенсивности конвективного теплообмена к теплопередаче за счет теплопроводности; λ_b — теплопроводность воздуха.

При вынужденном движении газа в трубе коэффициент теплоотдачи зависит от режима движения. В общем случае $Nu = f(Re, Gr)$. Число Рейнольдса и число Грасгофа, определяющие режим движения воздуха в канале, вычисляются по формулам

$$Re = \frac{\rho_b d_m w_0}{\mu_b},$$

$$Gr = \frac{g d_0^3 \rho_b}{\nu_b^2} \beta VT,$$

где μ_b — коэффициент динамической вязкости воздуха; ν_b — коэффициент кинематической вязкости воздуха; g — ускорение свободного падения; VT — средняя разница температур стенки канала и теплоносителя; β — температурный коэффициент объёмного расширения теплоносителя.

Число Nu при ламинарном режиме движения теплоносителя ($Re < 2300$) вычисляется по формуле [16]:

$$Nu = 0,146 Re^{\frac{1}{3}} Gr^{\frac{1}{10}}.$$

Число Нуссельта при переходном режиме движения теплоносителя ($2300 \leq Re \leq 10000$) определяется по формуле [16]:

$$Nu = 0,86 K_0,$$

где K_0 — комплекс-коэффициент, зависящий от числа Рейнольдса, определяется по табл. 1.

Анализ конструктивных и режимных параметров регенеративных теплообменников систем кондиционирования воздуха показал, что эквивалентный гидравлический диаметр каналов лежит в диапазоне (1,8–13,0) мм, а скорость воздуха в насадке (0,9–5,2) м/с.

Для оценки влияния режима движения воздуха на эффективность регенеративного теплообменника произведён анализ зависимости коэффициентов аккумуляции и регенерации при скоростях движения воздуха $w_0 = 0,9; 1,9; 2,8; 3,6; 5,2$ м/с и диаметрах эквивалентного канала $d_m = 1; 1,8; 4,8; 7,4; 10; 13$ мм. Все теплофизические параметры насадки и теплоносителя приняты при нормальных условиях и не зависят от температуры. Теплопроводность воздуха $\lambda_b = 0,0259$ Вт/м²К. Коэффициент объёмного расширения воздуха $\beta = 0,003665$ К⁻¹. Динамическая вязкость воздуха $\mu_b = 1827 \cdot 10^{-8}$ Па·с. Кинематическая вязкость воздуха $\nu_b = 1506 \cdot 10^{-8}$ м²/с. Плотность воздуха $\rho_b = 1,22$ кг/м³. Удельная теплоёмкость воздуха $c_b = 1005$ Дж/кг·К. Материал насадки — алюминий. Теплопроводность алюминия $\lambda_m = 236$ Вт/м²К. Плотность алюминия $\rho_m = 2697$ кг/м³. Удельная теплоёмкость алюминия $c_m = 904$ Дж/кг·К. Длина канала $l = 0,2$ м. Темпера-

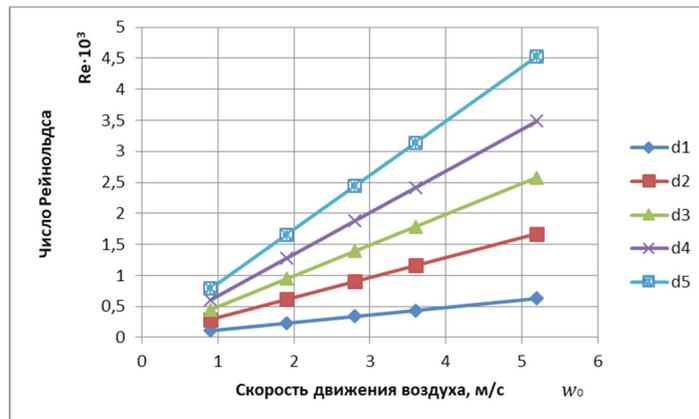


Рис. 1. Зависимость числа Рейнольдса от скорости движения воздуха и эквивалентного диаметра канала
Fig. 1. The dependence of the Reynolds number on the air velocity and the equivalent diameter of the channel

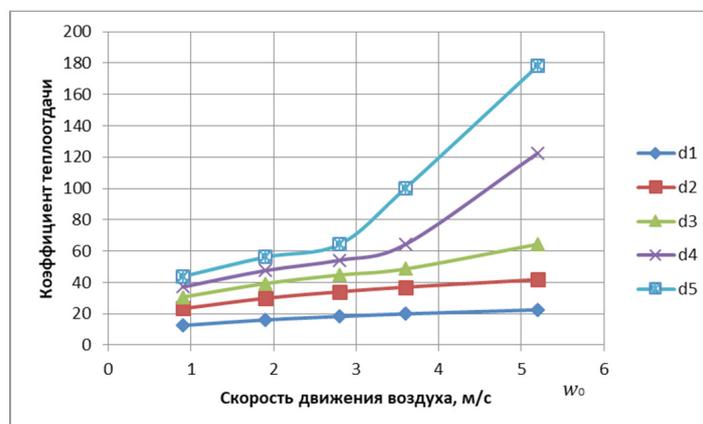


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости движения воздуха и эквивалентного диаметра канала
Fig. 2. The dependence of the heat transfer coefficient on the air velocity and the equivalent diameter of the channel

тура воздуха в помещении $T_{in} = 28^\circ\text{C}$, температура наружного воздуха $T_{out} = 8^\circ\text{C}$.

Результаты расчётов

На рис. 1 показана зависимость числа Рейнольдса от скорости движения теплоносителя при различных диаметрах эквивалентного канала. Из рисунка видно, что при принятых геометрических и режимных параметрах в основном наблюдается ламинарный режим движения. Переходный режим движения ($Re > 2300$) возникает в каналах d_4 и d_5 при скорости $w_0 > 3,6$ м/с. Изменением режима движения объясняется также резкое увеличение коэффициента теплоотдачи для каналов большего диаметра при высоких скоростях. Зависимости коэффициентов теплоотдачи от скорости теплоносителя приведены на рис. 2. Рост коэффициента теплоотдачи должен приводить к увеличению теплообмена между воздухом и теплоаккумулирующей насадкой. Показателями тепловой эффективности регенеративного теплообменника являются коэффициенты аккумуляции и регенерации. Но из

рис. 3 видно, что эти коэффициенты в основном диапазоне диаметров канала и скоростей теплоносителя уменьшаются. Такой характер приведенных зависимостей объясняется уменьшением времени нахождения теплоносителя в канале при увеличении скорости потока. Изменение режима движения частично компенсирует сокращение времени теплообмена, но для всех расчетных точек наибольшие значения коэффициентов наблюдаются при малых скоростях и, следовательно, при малых числах Рейнольдса. Для оценки совместного влияния скорости потока и коэффициента теплоотдачи на эффективность регенеративного теплообменника построена зависимость удельного коэффициента аккумуляции от скорости движения теплоносителя (рис. 4). Удельный коэффициент вычислялся как коэффициент аккумуляции, отнесенный к расходу теплоносителя. Из рис. 4 видно, что эффективность теплообменника экспоненциально увеличивается с уменьшением скорости движения теплоносителя. Изменение режима движения теплоносителя от ламинарного к переходному не оказывает существенно влияния на удельный показатель эффективности.

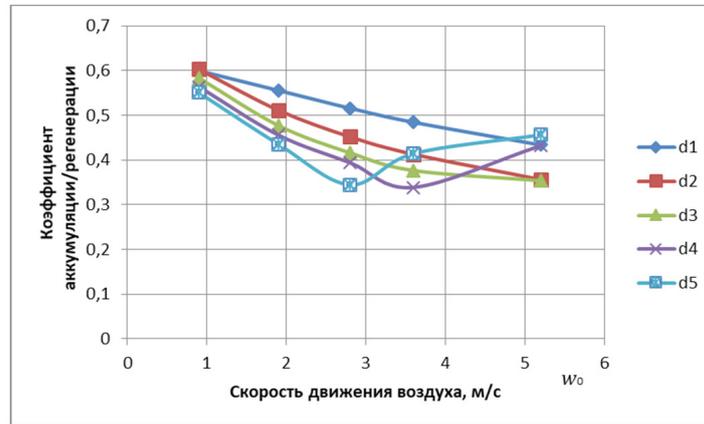


Рис. 3. Зависимость коэффициентов аккумуляции и регенерации от скорости движения воздуха и эквивалентного диаметра канала
 Fig. 3. The dependence of the coefficients of accumulation and regeneration on the air velocity and the equivalent diameter of the channel

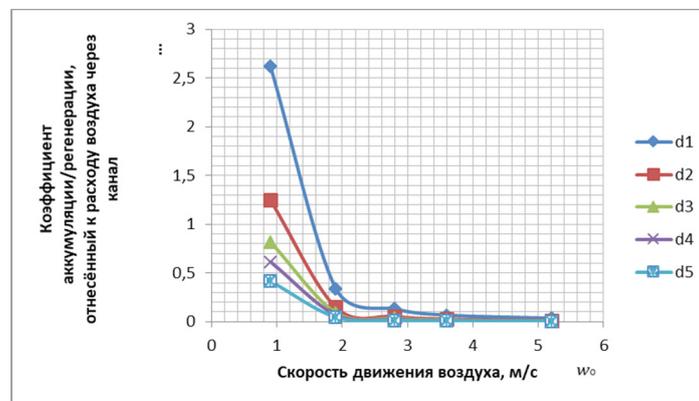


Рис. 4. Зависимость удельного коэффициента аккумуляции/регенерации от скорости движения воздуха в канале
 Fig. 4. The dependence of the specific coefficient of accumulation/regeneration on the air velocity in the channel

Заключение

В соответствии с полученными результатами можно сделать вывод, что при ламинарном движении воздуха увеличение скорости движения потока и эквивалентного диаметра канала приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи, но коэффициенты аккумуляции и регенерации при этом снижаются. Интенсификация теплопередачи за счет турбулизации потока теплоносителя для регенеративных теплообменников в рассмотренном диапазоне геометрических и режимных параметров неэффективна.

Список источников

1. Shan R. K., Sekilic D. P. Fundamentals of heat exchanger design. Rochester: Rochester Institute of Technology, 2003. 941 p. ISBN 9780471321712.
2. Chang Ch.-Ch., Liang J.-D., Chen S.-L. Performance investigation of regenerative total heat exchanger with periodic flow // Applied Thermal Engineering. 2018. Vol. 130. P. 1319–1327. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.024.

3. Tran N., Wang Ch.-Ch. Effects of tube shapes on the performance of recuperative and regenerative heat exchangers // Energy. 2019. Vol. 169. P. 1–17. DOI: 10.1016/j.energy.2018.11.127.
4. Melkumov V. N., Chuikin S. V., Sklyarov K. A., Kolosov A. I. Conformal mapping in mathematical modelling of air flows in premises // Indian Journal of Science and Technology. 2016. Vol. 9, Issue 18. P. 1–5. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i18/89058.
5. Melkumov V. N., Kolodyazhniy S. A., Chuykin S. V. Modelling air flows in premises using conformal mapping // Middle-East Journal of Scientific Research. 2014. Vol. 22, Issue 1. P. 78–81. DOI: 10.5829/idosi.mejsr.2014.22.01.21826.
6. Mel'kumov V. N., Loboda A. V., Chujkin S. V. Mathematical modelling of air streams in large spaces // Scientific Herald of the Voronezh State University of Architecture and Civil Engineering. Construction and Architecture. 2015. No. 1 (25). P. 15–24.
7. Yilmaz T., Büyükalaca O. Design of Regenerative Heat Exchangers // Heat Transfer Engineering. 2003. Vol. 24, Issue 4. P. 32–38. DOI: 10.1080/01457630304034.
8. Liang H.-W., Xu Z.-G. Three-Dimensional Modeling Method for Heat Exchange of Rotary Air Preheater in Coal-Fired Power Plant // Heat Transfer — Asian Research. 2011. Vol. 40, Issue 1. P. 37–48. DOI: 10.1002/htj.20325.

9. Qian S., Yu J., Yan G. A review of regenerative heat exchange methods for various cooling technologies // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017. Vol. 69. P. 535–550. DOI: 10.1016/j.rser.2016.11.180.

10. Rouaud O., Havet M. Numerical investigation on the efficiency of transient contaminant removal from a food processing clean room using ventilation effectiveness concepts // *Journal of Food Engineering*. 2005. Vol. 68, Issue 2. P. 163–174. DOI: 10.1016/j.jfoodeng.2004.05.029.

11. Friberg B., Lindgren M., Karlsson C., Bergström A., Fribergz S. Mobile zoned/exponential LAF screen: a new concept in ultra-clean air technology for additional operating room ventilation // *The Journal of Hospital Infection*. 2002. Vol. 50, Issue 4. P. 286–292. DOI: 10.1053/jhin.2001.1164.

12. Алешин А. Е. Моделирование процессов тепломассопереноса в регенеративных теплообменниках систем кондиционирования: дис. ... канд. техн. наук. СПб., 2016. 119 с.

13. Kilkovský B., Jegla Z. Preliminary Design and Analysis of Regenerative Heat Exchanger // *Chemical Engineering Transactions*. 2016. Vol. 52. P. 655–660. DOI: 10.3303/CET1652110.

14. Wolf J. General solution of the equations of parallel-flow multichannel heat exchanger // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1964. Vol. 7, Issue 8. P. 901–919. DOI: 10.1016/0017-9310(64)90146-2.

15. Tsygankov A. V., Dolgovskaia O. V., Kuznetsov Y. L., Shilin A. S. Hydrodynamic calculation of rotary regenerative heat exchanger // *AIP Conference Proceedings*. 2018. Vol. 2007, Issue 1. 030020. DOI: 10.1063/1.5051881.

16. Бухмиров В. В. Расчет коэффициента конвективной теплоотдачи (основные критериальные уравнения). Иваново, 2007. 39 с.

17. Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. М.: Энергоатомиздат, 1990. 365 с. ISBN 5-283-00061-3.

СЕРОВ Александр Алексеевич, аспирант факультета низкотемпературной энергетики.

Адрес для переписки: serov_sasha@bk.ru

ЦЫГАНКОВ Александр Васильевич, доктор технических наук, профессор (Россия), доцент факультета низкотемпературной энергетики.

SPIN-код: 6394-8045

AuthorID (РИНЦ): 231743

Адрес для переписки: tsygaav@hotmail.com

ХИЛДАЯТИ Анниса, аспирант факультета низкотемпературной энергетики.

Адрес для переписки: hildayati.annisa@mail.ru

Для цитирования

Серов А. А., Цыганков А. В., Хилдаяти А. Режимы движения газа в эквивалентном канале регенеративного теплоутилизатора // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2020. Т. 4, № 3. С. 38–44. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-38-44.

Статья поступила в редакцию 03.03.2020 г.

© А. А. Серов, А. В. Цыганков, А. Хилдаяти

MODES OF GAS MOTION IN EQUIVALENT CHANNEL OF REGENERATIVE HEAT EXCHANGER

A. A. Serov, A. V. Tsygankov, A. Hildayafi

ITMO University,
Russia, Saint Petersburg, Lomonosov St., 9, 191002

The model of equivalent channels for the heat storage nozzle of a regenerative heat exchanger is considered. Differential heat transfer equations between the heat carrier flow and the surface of the equivalent channel are given. It is suggested to evaluate the efficiency of heat transfer by the coefficients of accumulation and heat recovery of ventilation flows. Criteria for calculating the heat transfer coefficient under laminar and transient modes of gas motion in an equivalent channel is given. The results of a computational study are presented, which make it possible to evaluate the effects of air velocity in the channel on the efficiency of a regenerative heat exchanger.

Keywords: regenerative heat exchanger, equivalent channel, heat transfer coefficient, criterion dependences, heat storage coefficient, turbulence.

References

1. Shan R. K., Sekilic D. P. Fundamentals of heat exchanger design. Rochester: Rochester Institute of Technology, 2003. 941 p. ISBN 9780471321712. (In Engl.).
2. Chang Ch.-Ch., Liang J.-D., Chen S.-L. Performance investigation of regenerative total heat exchanger with periodic flow // Applied Thermal Engineering. 2018. Vol. 130. P. 1319–1327. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.024. (In Engl.).
3. Tran N., Wang Ch.-Ch. Effects of tube shapes on the performance of recuperative and regenerative heat exchangers // Energy. 2019. Vol. 169. P. 1–17. DOI: 10.1016/j.energy.2018.11.127. (In Engl.).
4. Melkumov V. N., Chuikin S. V., Sklyarov K. A., Kolosov A. I. Conformal mapping in mathematical modelling of air flows in premises // Indian Journal of Science and Technology. 2016. Vol. 9, Issue 18. P. 1–5. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i18/89058. (In Engl.).
5. Melkumov V. N., Kolodyazhnyi S. A., Chuykin S. V. Modelling air flows in premises using conformal mapping // Middle-East Journal of Scientific Research. 2014. Vol. 22, Issue 1. P. 78–81. DOI: 10.5829/idosi.mejsr.2014.22.01.21826. (In Engl.).
6. Mel'kumov V. N., Loboda A. V., Chujkin S. V. Mathematical modelling of air streams in large spaces // Scientific Herald of the Voronezh State University of Architecture and Civil Engineering. Construction and Architecture. 2015. No. 1 (25). P. 15–24. (In Engl.).
7. Yilmaz T., Büyükalaca O. Design of Regenerative Heat Exchangers // Heat Transfer Engineering. 2003. Vol. 24, Issue 4. P. 32–38. DOI: 10.1080/01457630304034. (In Engl.).
8. Liang H.-W., Xu Z.-G. Three-Dimensional Modeling Method for Heat Exchange of Rotary Air Preheater in Coal-Fired Power Plant // Heat Transfer — Asian Research. 2011. Vol. 40, Issue 1. P. 37–48. DOI: 10.1002/htj.20325. (In Engl.).
9. Qian S., Yu J., Yan G. A review of regenerative heat exchange methods for various cooling technologies // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2017. Vol. 69. P. 535–550. DOI: 10.1016/j.rser.2016.11.180. (In Engl.).
10. Rouaud O., Havet M. Numerical investigation on the efficiency of transient contaminant removal from a food processing clean room using ventilation effectiveness concepts // Journal of Food Engineering. 2005. Vol. 68, Issue 2. P. 163–174. DOI: 10.1016/j.jfoodeng.2004.05.029. (In Engl.).
11. Friberg B., Lindgren M., Karlsson C., Bergström A., Friberg S. Mobile zoned/exponential LAF screen: a new concept in ultra-clean air technology for additional operating room ventilation // The Journal of Hospital Infection. 2002. Vol. 50, Issue 4. P. 286–292. DOI: 10.1053/jhin.2001.1164. (In Engl.).
12. Aleshin A. E. Modelirovaniye protsessov teplomassopere-nosa v regenerativnykh teploobmennikakh sistem konditsi-onirovaniya [Modeling of heat and mass transfer processes in regenerative heat exchangers of air conditioning systems]. St. Petersburg, 2016. 119 p. (In Russ.).
13. Kilkovský B., Jegla Z. Preliminary Design and Analysis of Regenerative Heat Exchanger // Chemical Engineering Transactions. 2016. Vol. 52. P. 655–660. DOI: 10.3303/CET1652110. (In Engl.).
14. Wolf J. General solution of the equations of parallel-flow multichannel heat exchanger // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1964. Vol. 7, Issue 8. P. 901–919. DOI: 10.1016/0017-9310(64)90146-2. (In Engl.).
15. Tsygankov A. V., Dolgovskaia O. V., Kuznetsov Y. L., Shilin A. S. Hydrodynamic calculation of rotary regenerative heat exchanger // AIP Conference Proceedings. 2018. Vol. 2007, Issue 1. 030020. DOI: 10.1063/1.5051881. (In Engl.).
16. Bukhmirov V. V. Raschet koefitsiyenta konvektivnoy teplootdachi (osnovnyye kriterial'nyye uravneniya) [Calculation of the coefficient of convective heat transfer (basic criteria equation)]. Ivanovo, 2007. 39 p. (In Russ.).
17. Kutateladze S. S. Teploperedacha i gidrodinamicheskoye soprotivleniye [Heat transfer and hydrodynamic resistance]. Moscow, 1990. 365 p. ISBN 5-283-00061-3. (In Russ.).

SEROV Alexander Alekseevich, Postgraduate Student of Low-Temperature Energy Department.
Address for correspondence: serov_sasha@bk.ru



TSYGANKOV Alexander Vasilievich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Associate Professor of Low-Temperature Energy Department.
SPIN-code: 6394-8045
AuthorID (RSCI): 231743
Address for correspondence: tsygaav@hotmail.com
HILDAYATI Annisa, Postgraduate Student of Low-Temperature Energy Department.
Address for correspondence:
hildayati.annisa@mail.ru

For citations

Serov A. A., Tsygankov A. V., Hildayati A. Modes of gas motion in equivalent channel of regenerative heat exchanger // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 3. P. 38–44. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-38-44.

Received March 3, 2020.

© A. A. Serov, A. V. Tsygankov, A. Hildayati