

Е.Н. МЕНЯЛКИНА

А.А. ЦЫНАЕВА

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КРИВИЗНЫ КАНАЛА ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА НА ТЕПЛООБМЕН

NUMERICAL INVESTIGATION OF INFLUENCE OF HEAT EXCHANGER CHANNEL CURVATURE ON HEAT TRANSFER

Проведено численное исследование влияния кривизны участка теплообменного аппарата на теплообмен с использованием программных комплексов Salome Meca и Code Saturne, выполнена верификация численной модели путем сравнения с результатами экспериментальных данных других исследователей без учета теплообмена. Решение проведено для средней скорости потока, равной 11 м/с. Для исследования влияния на теплообмен кривизны канала построена расчетная область в виде участка теплообменного аппарата одинаковой длины с различными радиусами поворота. Для дискретизации расчетной области использованы тетраэдральные расчетные сетки, содержащие около 850 тыс. элементов с локальным измельчением вблизи поверхности канала. В результате моделирования получены значения температуры потока на выходе из каналов. Выявлено, что конструкция канала теплообменного аппарата влияет на его теплоотдачу, а также получены данные о применимости различных моделей турбулентности к этому типу задачи.

Ключевые слова: теплообменный аппарат, верификация, численная модель, теплообмен, модель турбулентности

In this paper the influence of the curvature of the portion of the heat exchanger on heat exchange with the use of software systems Salome Meca and Code Saturne is numerically studied the verification of the numerical model by comparing with experimental data of other researchers without taking into account heat exchange is made. The solution is held for an average flow rate equal to 11 m/s. To investigate the influence on heat transfer of the curvature of the channel carried out the construction of the computational domain in the form of the heat exchanger of the same length with different turn radius. For discretization of the computational domain were used tetrahedral grids containing approximately 850 thousand of elements with local refinement near the surface of the channel. As a result of simulation values of the flow temperature at the outlet of the channels are obtained. It is revealed that the design of heat exchanger channel, of course, affects the heat transfer, as well as data on the applicability of different turbulence models for this type of task are collected.

Keywords: heat exchanger, verification, numerical model, heat transfer, turbulence model

Введение

Теплообменные аппараты по способу передачи тепла делятся на регенеративные и рекуперативные, являющиеся поверхностными, которые наиболее распространены в системах теплогазоснабжения, вентиляции и кондиционирования (ТГВ) [1–3]. Также получили распространение смесительные аппараты и устройства с электрическим подогревом. В рекуперативном теплообменнике горячий и холодные теплоносители движутся в разных каналах, между которыми происходит теплообмен. Конструкции наиболее распространённых теплообменных аппаратов, применяемых в системах теплогазоснабжения и вентиляции, зачастую имеют пово-

роты каналов, которые влияют на гидравлические и аэродинамические характеристики аппаратов. Так как гидравлическое сопротивление канала оказывает пропорциональное влияние на теплоотдачу [4–7], то одной из актуальных задач повышения теплогидравлической эффективности теплообменных аппаратов становится выявление влияния на теплообмен кривизны канала. Проведение экспериментальных исследований по влиянию на теплообмен турбулентного потока кривизны канала связано со значительными материально-техническими затратами. В этой связи данная работа посвящена исследованию влияния конструкции участка рекуперативного теплообменного аппарата на теплоотдающую спо-

способность нагретой поверхности с помощью численного моделирования [8, 9].

Верификация численного исследования

Численное моделирование проводилось с помощью программных комплексов Salome [10] и Code Saturne [11], которые имеют открытую лицензию.

С целью проверки адекватности выбранных методов численного исследования и используемых программных средств (Salome, Code Saturne) [10, 11] была выполнена их верификация путем сравнения результатов численного моделирования с экспериментальными данными Choi У.Д. [12] исследования влияния центробежных сил на структуру потока в криволинейном канале.

Экспериментальный участок (рис. 1) представляет собой искривленный канал квадратного сечения со стороной, равной 88,9 мм, и радиусом изгиба. Прямой участок на входе канала равен 88,9 мм, и здесь наблюдается развитое турбулентное течение. Эксперимент проведен для воздуха с параметрами

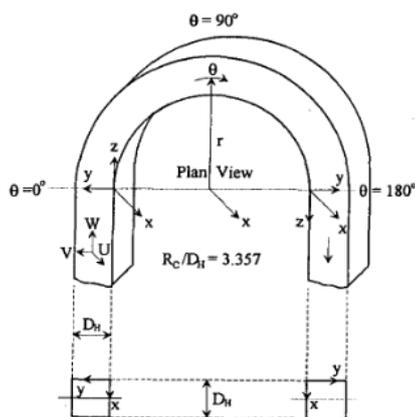


Рис. 1. Экспериментальный участок

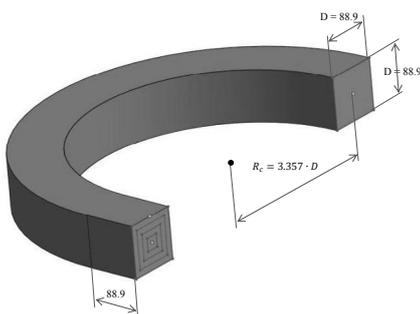


Рис. 2. Геометрия расчетной области для верификации исследования



Рис. 3. Расчетная сетка

при нормальных условиях, без учета теплообмена, со скоростью на входе в канал 11 м/с. Для измерения турбулентных характеристик использовался термоанемометр, характеристики которого представлены в работах [12–15].

Результаты эксперимента приведены в сечениях: $\varphi=0^\circ$; $\varphi=45^\circ$; $\varphi=90^\circ$; $\varphi=135^\circ$; $\varphi=180^\circ$.

Расчетная область (рис. 2) построена с помощью online сервиса On-shape [16] и представляет собой канал той же геометрии, что использовалась при проведении экспериментальных исследований [12–15].

Для моделирования развитого турбулентного течения на входе в исследуемый канал поверхность расчетной области разбита на 4 участка (inlet 1, inlet 2, inlet 3, inlet 4) с одинаковым гидравлическим диаметром, для каждого из которых была задана своя скорость в соответствии с расчетом по формуле Пуайзеля. При этом изменение профиля скорости по сравнению с ламинарным течением определялось наложенной интенсивностью турбулентности, величина которой зависит от критерия Рейнольдса [17]. В результате такого допущения было обеспечено требуемое развитое турбулентное течение, которое наблюдается в экспериментальном исследовании [12–15].

Расчетная сетка построена в программном комплексе SALOME [10] версии 7.6.0 и состоит из 893975 элементов с размерами 0,004÷0,0004 м. Для достижения более точных результатов решения вблизи поверхности канала создан пристеночный пограничный слой толщиной 4 мм, разделенный на четыре подслоя. Расчетная сетка представлена на рис. 3.

Для моделирования гидродинамики канала использовался программный комплекс Code Saturne [11] версии 4.0, предназначенный для моделирования и анализа течения и теплообмена для различных рабочих сред.

В качестве условий для моделирования выбирались следующие: рабочее тело – воздух с постоянными свойствами при нормальных условиях с атмосферным давлением в 101325 Па, плотностью 1,293 кг/м³, теплоемкостью 1,005 кДж/кг и динамической вязкостью $2,224 \cdot 10^{-5}$ Па·с. Задача решена в стационарной постановке с использованием RANS метода [17-19] для нескольких моделей турбулентности: k-omega SST, V2f BL-V2/k, Rji-epsilon EBRSM, k-epsilon [17, 20]. Средняя скорость потока равна 11 м/с. Скорость на входе по участкам: inlet 1 – 7,403 м/с; inlet 2 – 12,247; inlet 3 – 13,1 м/с; inlet 4 – 13,368 м/с.

Максимальная точность решателя была ограничена на уровне 10^{-8} для всех параметров, с максимальным количеством итераций 10000. Релаксация была задана на уровне 0,5. Уравнение неразрывности было использовано согласно алгоритму SIMPLEC. Решение получено для 0,1 секунды численного эксперимента с шагом, равным 0,0001 секунды [19].

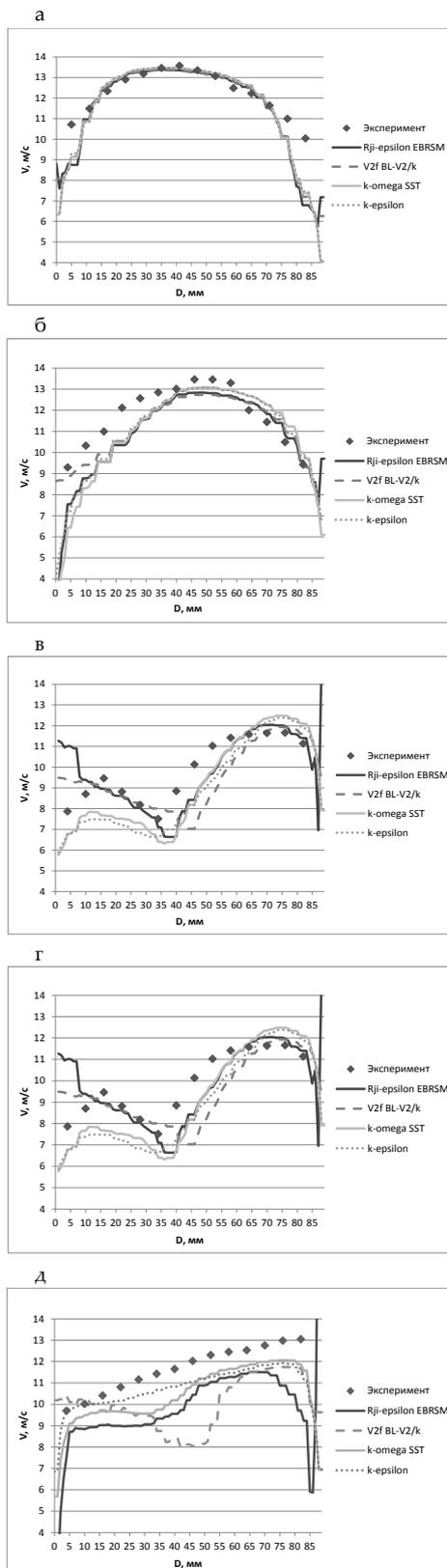


Рис. 4. Графики зависимости нормальной скорости от ширины канала:
 а – $\varphi=0^\circ$; б – $\varphi=45^\circ$; в – $\varphi=90^\circ$; г – $\varphi=135^\circ$; д – $\varphi=180^\circ$

На рис. 4 приведены графики сравнения результатов решения численного моделирования с экспериментальными данными.

Анализ полученных данных показал, что искривление канала существенно влияет на структуру потока воздуха под воздействием центробежных сил. При сравнении полученных данных численного моделирования с экспериментальными данными выяснилось, что модель турбулентности k-omega SST наилучшим образом подходит для решения данной задачи и задач подобного типа. Погрешность вычислений составляет не более 20 % для всех значений скорости, кроме результатов, полученных вблизи стенок канала (погрешность до 26 %). Модель турбулентности Rji-epsilon EBRSM показывает неадекватные результаты вблизи стенок, так как скорость течения достигла более 30 м/с. В этой связи в качестве базовой модели турбулентности при дальнейших исследованиях выбрана модель турбулентности k-omega SST [17].

Модель k-omega SST (модель Ментера)

Эта модель предложена в 1993 г., и, таким образом, опыт ее эксплуатации насчитывает уже более 20 лет. Этот опыт свидетельствует о том, что данная модель, получившая название Shear Stress Transport (SST) модели, по совокупности своих качеств является одной из лучших, если не лучшей, среди существующих RANS моделей турбулентности [17, 19]. SST модель представляет собой комбинацию k-ε и k-ω моделей, обеспечивающую сочетание лучших качеств этих давно известных моделей. Так, k-ε модель хорошо зарекомендовала себя при расчете свободных и струйных сдвиговых течений, а k-ω модель обеспечивает существенно более точное описание пристеночных пограничных слоев. С учетом таких обстоятельств Ментером было предложено объединить данные модели с использованием специально сконструированной для этого эмпирической функции, которая обеспечивает близость суммарной модели к модели k-ε вдали от твердых стенок и к модели k-ω в пристеночной части потока.

Уравнения этой «гибридной» модели для k (кинетическая энергия турбулентности) и ω (удельная скорость ее диссипации) выглядят следующим образом [17, 19]:

$$\frac{D(\rho k)}{Dt} = \nabla[(\mu + \sigma_k \cdot \mu_T) \cdot \nabla k] + P_k - \beta^* \cdot \rho \cdot \omega \cdot k; \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{D(\rho \omega)}{Dt} = & \nabla[(\mu + \sigma_k \cdot \mu_T) \cdot \nabla \omega] + \\ & + \gamma \cdot \frac{\rho}{\mu_T} \cdot P_k - \beta \cdot \rho \cdot \omega^2 + (1 - F_1) \cdot D_{k\omega}. \quad (2) \end{aligned}$$

Для определения турбулентной вязкости по известным значениям k и ω в SST модели используется нестандартное соотношение $\mu_T = \rho \cdot k / \omega$, а

выражение, которое было незначительно изменено сравнительно недавно:

$$\mu_T = \frac{\rho \cdot a_1 \cdot k}{\max(a_1 \omega, S F_2)}, \quad (3)$$

позволяет избежать характерного для k-ε моделей затягивания отрыва [17].

Результаты и обсуждение

Для исследования влияния кривизны канала теплообменного аппарата на его теплоотдающие свойства была взята геометрия расчетной области канала квадратного сечения со стороной 88,9 мм, с радиусом изгиба, равным $R_c = 3,357 \cdot D$ (см. рис. 2), и построена геометрия расчетной области с радиусом изгиба $R_c' = 1,6785 \cdot D$, которые имеют одинаковую длину, равную 1026 мм. Геометрия расчетной области с радиусом изгиба $R_c' = 1,6785 \cdot D$ представлена на рис. 5.

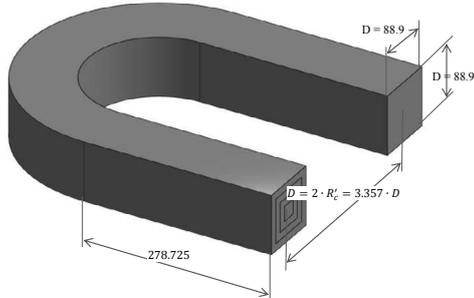


Рис. 5. Геометрия расчетной области



Рис. 6. Расчетная сетка

Расчетная сетка построена в программном комплексе SALOME [10] и разбита на 828725 элементов. Алгоритм построения сетки и заданные параметры ячейки приняты идентичными для сравниваемых каналов (см. рис. 2, 5). Расчетная сетка для канала (см. рис. 5) представлена на рис. 6.

Численное моделирование проводилось с параметрами, одинаковыми для двух случаев решения (при разных геометриях расчетной области – см. рис. 2, 5). Решения получены для воздуха со следующими свойствами при нормальных условиях: атмосферное давление равно 101325 Па, теплоемкость 1,005 кДж/кг и динамическая вязкость $2,224 \cdot 10^{-5}$ Па·с Пас, плотность же была задана по закону идеального газа. Задачи решены в стационарной постановке с использованием модели турбулентности k-omega SST. Средняя скорость потока равна 11 м/с. Скорость на входе по участкам: inlet 1 – 7,403 м/с; inlet 2 – 12,247; inlet

3 – 13,1 м/с; inlet 4 – 13,368 м/с. На стенках канала заданы граничные условия Неймана для теплового потока (удельный тепловой поток от стенок $q = 180$ Вт/м²). Температура на входе в канал принята равной 0 °С.

Максимальная точность решателя была ограничена на уровне 10^{-8} для всех параметров с максимальным количеством итераций 10000. Релаксация была задана на уровне 0,5. Уравнение неразрывности было использовано согласно алгоритму SIMPLEC. Решение получено для 0,1 секунды численного эксперимента с шагом, равным 0,0001 секунды [19].

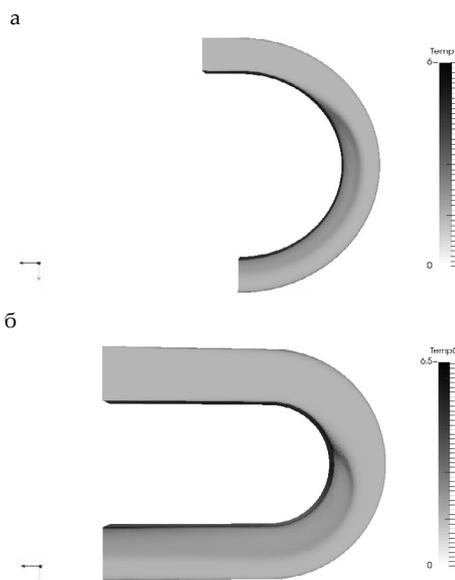


Рис. 7. Распределение температуры в сечении канала: а – $R_c = 3,357 \cdot D$; б – $R_c' = 1,6785 \cdot D$

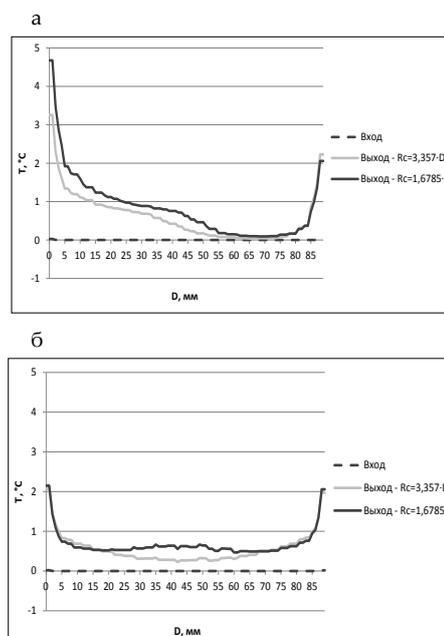


Рис. 8. Графики зависимости температуры: а – по высоте канала; б – по ширине канала

На рис. 7 представлены результаты моделирования по распределению температуры в продольном сечении канала в рассматриваемых случаях (см. рис. 2, 5) с различной величиной кривизны канала.

На рис. 8 показаны графики сравнения температуры в сечении на входе в канал и на выходе для двух анализируемых случаев.

Выводы. Анализ полученных результатов показал, что для решения данной задачи и задач подобного типа наилучшим образом подходит модель турбулентности k - ω SST. Анализируя графики распределения температуры в канале, было выяснено, что конструкция теплообменного аппарата влияет на его теплоотдачу, а именно: теплоотдача лучше при использовании канала с меньшим радиусом изгиба ($R_c' = 1,6785 \cdot D$), который имеет большую длину горизонтальных участков, нежели канал с большим радиусом изгиба ($R_c = 3,357 \cdot D$). На выходе из такого канала мы получаем среднее приращение температуры на 22,3 % больше, чем для канала с радиусом изгиба, равным $R_c = 1,6785 \cdot D$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Карташова А.О., Кортяева Д.О., Кулясова К.Е., Цынаева А.А. Исследование работы сплит-системы в режиме подогрева (тепловой насос) // Вестник СГАСУ. Градостроительство и архитектура. 2015. №1(18). С. 90–99. DOI:10.17673/Vestnik.2015.01.14.
2. Инчин В.В., Меньякина Е.Н., Шеина В.Ю., Цынаева А.А. Исследование параметров микроклимата помещения при работе сплит-системы в режиме теплового насоса // Вестник УлГТУ. 2015. №1. С. 60–64.
3. Байгалиев Б.Е., Щелчков А.В., Яковлев А.Б., Гортыхов П.Ю. Теплообменные аппараты: учебное пособие. Казань: Изд-во гос. техн. ун-та, 2012. 180 с.
4. Жукаускас А.А., Калинин Э.К. Интенсификация теплообмена: Тематический сборник. Успехи теплопередачи 2. Вильнюс: Мокслас, 1988. 188 с.
5. Дзюбенко Б.В., Кузма-Кичта Ю.А., Леонтьев А.И., Федик И.И., Холпанов Л.П. Интенсификация тепло- и массообмена на макро-, микро- и нано- масштабах. М.: ФГУП ЦНИИАТОМИНФОРМ, 2008. 532 с.
6. Гортыхов Ю.Ф., Попов И.А., Олимпиев В.В., Щелчков А.В., Каськов С.И. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена: монография. Казань: Изд-во Центра инновационных технологий, 2009. 531 с.
7. Цынаева А.А., Цынаева Е.А., Школин Е.В. Интенсификация температурной стратификации турбулентных потоков за счет использования тепловых труб // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2013. №3–4. С. 33–38.
8. Цынаева А.А., Цынаева Е.А. Моделирование задач теплообмена и гидрогазодинамики с помощью свободного программного обеспечения // Вестник Ульяновского государственного технического университета. 2014. №4. С. 42–45.
9. Белоцерковский О.М. Численное моделирование в механике сплошных сред. М.: Физматлит, 1994. 436 с.
10. SALOME Platform. URL: <http://salomeplatform.org> (дата обращения: 08.12.2015).
11. Code_Saturne. URL: <http://codesaturne.org/cms> (дата обращения: 08.12.2015).
12. Страница данных эксперимента, Case 06: <http://cfm.mace.manchester.ac.uk> (дата обращения: 08.12.2015).
13. Choi, Y.D., Moon C. & Yang, S.H. (1990). Measurement of turbulent flow characteristics of square duct with a 180 degree bend by not wire anemometer. International Symp. on Engineering Turbulence modelling and measurement, (no page numbers).
14. Choi, Y.D., Iacovides, H. & Launder, B.E. (1989). Numerical computation of turbulent flow in a square-sectioned 180 deg bend. J. Fluids Engg 111, 59, (see Chang, Physico-Chem. Hydr. 4, 243, 1983 for expts.).
15. Sotiropoulos, F. and Patel, V.C. (1993). Evaluation of some near-wall models for the reynolds-stress transport equations in a complex 3-d shear flow. Near wall turbulent flows, pp. 987.
16. On-shape. URL: <https://cad.onshape.com/> (дата обращения: 08.10.2015).
17. Гарбарук А.В., Стрелец М.Х., Шур М.Л. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учебное пособие. Самара: Изд-во СамГТУ, 2012. 88 с.
18. Ковальногов Н.Н. Прикладная механика жидкости и газа. Ульяновск: Изд-во УлГТУ, 2010. 219 с.
19. Code_Saturne 2.0 // Code_Saturne User Meeting, 2009. URL: http://cfm.mace.manchester.ac.uk/wiki/pub/Aster/WebHome/Monfort_Code_Saturne_2.0.pdf (дата обращения: 08.10.2015).
20. Langley Research Center: Turbulence Modeling Resource. URL: <http://turbmodels.larc.nasa.gov/sst.html> (дата обращения: 08.10.2015).

Об авторах:

МЕНЯЛКИНА Екатерина Николаевна

магистрант кафедры теплогазоснабжения и вентиляции Самарский государственный технический университет
Архитектурно-строительный институт
443001, Россия, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 194
E-mail: Menyalkina.k@yandex.ru

ЦЫНАЕВА Анна Александровна

кандидат технических наук, доцент кафедры теплогазоснабжения и вентиляции Самарский государственный технический университет
Архитектурно-строительный институт
443001, Россия, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 194
E-mail: a.tsinaeva@rambler.ru

Для цитирования: Меньякина Е.Н., Цынаева А.А. Численное исследование влияния кривизны канала теплообменного аппарата на теплообмен // Градостроительство и архитектура. 2016. №4(25). С. 135–143. DOI: 10.17673/Vestnik.2016.04.24.

For citation: Menyalkina E.N., Tsinaeva A.A. Numerical investigation of influence of heat exchanger channel curvature on heat transfer // Urban Construction and Architecture. 2016. №4(25). Pp. 135–143. DOI: 10.17673/Vestnik.2016.04.24.

MENYALKINA Ekaterina N.

Master's Degree Student of the Heat and Gas Supply and Ventilation Chair
Samara State Technical University
Institute of Architecture and Civil Engineering
443001, Russia, Samara, Molodogvardeyskaya str., 194
E-mail: kor-ti@yandex.ru

TSINAeva Anna A.

PhD in Engineering Science, Associate Professor of the Heat and Gas Supply and Ventilation Chair
Samara State Technical University
Institute of Architecture and Civil Engineering
443001, Russia, Samara, Molodogvardeyskaya str., 194
E-mail: a.tsinaeva@gmail.com