

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИИ ВЫСОКОПОРИСТОГО ЯЧЕИСТОГО МАТЕРИАЛА НА ЗНАЧЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

О.В. Соловьева<sup>1</sup>, С.А. Соловьев<sup>1</sup>, Ю.В. Ваньков<sup>1</sup>, И.Г. Ахметова<sup>1</sup>, Р.З. Шакурова<sup>1</sup>,  
А.Р. Талипова<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Казанский государственный энергетический университет,  
г. Казань, Россия

ORCID: 0000-0002-4757-6387, solovyeva.ov@kgeu.ru

**Резюме:** ЦЕЛЬ. Повышение энергоэффективности высокопористых ячеистых материалов с различной геометрией (SC, BCC, FCC, DEM) и с различными пористостями среды ( $\varepsilon=0,7$ ;  $\varepsilon=0,75$ ;  $\varepsilon=0,8$ ;  $\varepsilon=0,85$ ;  $\varepsilon=0,9$ ;  $\varepsilon=0,95$ ) посредством численного моделирования. Определить влияние геометрии и пористости ячеистого материала на значения перепада давления, тепловой поток и показатель энергетической эффективности. МЕТОДЫ. Численное моделирование проводилось в программном комплексе ANSYS Fluent v. 19.2. Геометрические модели пористых сред представляют собой наборы пересекающихся сфер с различной структурой упаковки: периодическая простая кубическая упаковка (SC), гранецентрированная кубическая упаковка (FCC), объемно-центрированная кубическая упаковка (BCC) и случайная структура, созданная методом дискретных элементов (DEM). Расчеты проводились при следующих скоростях потока воздуха: 0,01; 0,05; 0,25; 0,5; 0,75; 1; 1,25 м/с. РЕЗУЛЬТАТЫ. При скоростях потока воздуха 0,01 м/с и 0,05 м/с все исследуемые структуры демонстрируют близкие значения теплового потока. При значениях пористости  $\varepsilon=0,75$ ;  $\varepsilon=0,8$ ;  $\varepsilon=0,85$  наибольшие значения теплового потока показала структура FCC, при пористостях  $\varepsilon=0,7$ ;  $\varepsilon=0,9$ ;  $\varepsilon=0,95$  наибольший тепловой поток имела структура BCC. Это объясняется тем, что при соответствующих значениях пористости структура FCC или BCC имели наибольшую площадь поверхности, которая и обеспечивала большой тепловой поток. При пористостях среды  $\varepsilon=0,7$  и  $\varepsilon=0,75$  упаковки BCC и FCC показывают высокое значение перепада давления. При пористостях среды  $\varepsilon=0,8$  и  $\varepsilon=0,85$  наибольшее значение перепада давления соответствует упаковке ячеек FCC, а при пористостях  $\varepsilon=0,9$  и  $\varepsilon=0,95$  – упаковке BCC. ЗАКЛЮЧЕНИЕ. При максимальном значении пористости  $\varepsilon=0,95$  упаковка ячеек BCC обеспечивает большее значение теплового потока по сравнению со структурой FCC. Упаковка SC имеет наименьшие значения теплового потока при всех исследуемых пористостях. Также упаковке SC соответствуют наименьшие значения перепада давления и, в связи с этим, наиболее высокие значения показателя энергетической эффективности.

**Ключевые слова:** высокопористый ячеистый материал, теплообмен, энергоэффективность, численное моделирование, тепловой поток.

**Благодарности:** Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 21-79-10406, <https://rscf.ru/project/21-79-10406/>.

**Для цитирования:** Соловьева О.В., Соловьев С.А., Ваньков Ю.В., Ахметова И.Г., Шакурова Р.З., Талипова А.Р. Исследование влияния геометрии высокопористого ячеистого материала на значение энергетической эффективности // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2022. Т.24. № 3. С. 55-69. doi:10.30724/1998-9903-2022-24-3-55-69.

## DETERMINATION OF THE EFFECT OF THE OPEN CELL FOAM MATERIAL GEOMETRY ON THE VALUE OF ENERGY EFFICIENCY

OV. Soloveva<sup>1</sup>, SA. Solovlev<sup>1</sup>, YuV. Vankov<sup>1</sup>, IG. Akhmetova<sup>1</sup>, RZ. Shakurova<sup>1</sup>,  
AR. Talipova<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia  
ORCID: 0000-0002-4757-6387, solovyeva.ov@kgeu.ru

**Abstract:** *THE PURPOSE.* Improving the energy efficiency of open cell foam materials with different geometries (SC, BCC, FCC, DEM) and with different medium porosities ( $\varepsilon=0.7$ ;  $\varepsilon=0.75$ ;  $\varepsilon=0.8$ ;  $\varepsilon=0.85$ ;  $\varepsilon=0.9$ ;  $\varepsilon=0.95$ ) by numerical simulation. To determine the influence of the geometry and porosity of an open cell foam material on the values of pressure drop, heat flux and energy efficiency factor. *METHODS.* Numerical simulation was carried out using the ANSYS Fluent 19.2 software package. Geometric models of porous structures are sets of intersecting spheres with different packing structures: periodic Simple Cubic packing (SC), Face Centered Cubic packing (FCC), Body Centered Cubic packing (BCC), and random structure generated by the discrete element method (DEM). The calculations were carried out at the following air flow velocities: 0.01; 0.05; 0.25; 0.5; 0.75; 1; 1.25 m/s. *RESULTS.* At air flow velocities of 0.01 m/s and 0.05 m/s, all the studied structures show approximately the same heat flux. With porosity values  $\varepsilon=0.75$ ;  $\varepsilon=0.8$ ;  $\varepsilon=0.85$  the highest values of heat flow were shown by the FCC structure, with porosity  $\varepsilon=0.7$ ;  $\varepsilon=0.9$ ;  $\varepsilon=0.95$  the BCC structure had the highest heat flux. This is explained by the fact that, at the corresponding porosity values, the FCC or BCC structure had the largest surface area, which provided the largest heat flux. With the porosities of media  $\varepsilon=0.7$  and  $\varepsilon=0.75$ , the BCC and FCC cell packages show a high pressure drop. With the porosities of media  $\varepsilon=0.8$  and  $\varepsilon=0.85$ , the highest pressure drop corresponds to FCC cell packing, and for porosities  $\varepsilon=0.9$  and  $\varepsilon=0.95$ , to BCC cell packing. *CONCLUSION.* With equal high porosity, the BCC cell packing provides a higher value of heat flux than the FCC structure. The SC package has the lowest heat flux values for all studied porosities. The SC package also has the lowest pressure drop values and therefore the highest energy efficiency values.

**Keywords:** open cell foam material, heat transfer, energy efficiency, numerical simulation, heat flux.

**Acknowledgments:** The research was funded by the Russian Science Foundation, grant number 21-79-10406, <https://rscf.ru/en/project/21-79-10406/>.

**For citation:** Soloveva OV, Solovev SA, Vankov YuV, Akhmetova IG, Shakurova RZ, Talipova AR. Determination of the effect of the open cell foam material geometry on the value of energy efficiency. *Power engineering: research, equipment, technology.* 2022;24(3):55-69. doi:10.30724/1998-9903-2022-24-3-55-69.

### Введение

Теплообменники играют важную роль в различных инженерных приложениях. Процессы нагрева и охлаждения различных жидкостей и газов являются основой технологических процессов, протекающих на предприятиях энергетической отрасли, поэтому создание высокоэффективных и компактных теплообменников – одна из приоритетных задач в сфере энергетики [1-3].

В последние годы исследователи сосредоточили внимание на увеличении интенсивности теплопередачи теплообменников [4,5]. Одним из средств достижения этой цели является использование в теплообменниках материалов с пористой структурой [6-8]. Это связано с их низкой стоимостью, легким весом, сложной траекторией потока и высоким значением теплопроводности [9,10]. По сравнению с цельными структурами пористые материалы имеют развитую удельную поверхность, которая обеспечивает большую площадь контакта между матрицей (пенной) и средой (жидкостью, газом или другим твердым телом) [11]. Из-за большой площади контакта пористых структур теплообмен между задействованными материалами происходит особенно эффективно [12-14].

Экспериментально подтверждена целесообразность использования пористых металлических вставок в конструкции кожухотрубных теплообменников. Rydalina et al., Ahmed et al. [15, 16] пришли к выводу, что скорость теплопередачи выше в теплообменниках с пористыми металлическими вставками (по сравнению с теплообменниками без вставок). Интенсивность теплопередачи выше в теплообменнике с наибольшей пористостью по сравнению с другими протестированными теплообменниками с пористыми вставками. По полученным результатам в исследованиях авторов Baragh et al. (2018), Baragh et al. (2019) [17, 18] можно заключить, что при заполнении канала пористой вставкой, наибольшее значение теплопередачи (как в ламинарных, так и в турбулентных потоках) обеспечивается при полностью заполненном пористой средой канале. В турбулентном потоке канал с пористыми зонами кольцевой

формы (пористая зона, примыкающая к стенке) имеет лучшие тепловые характеристики, что означает большую теплопередачу с низким перепадом давления. По мере увеличения толщины пористой среды и увеличения массового расхода газа скорость теплопередачи увеличивается. Результаты исследований показывают, что охлаждение с пористой зоной может значительно увеличить скорость теплопередачи по сравнению с однофазным охлаждением без пористой зоны.

Nilpueng et al. [19] экспериментально исследовали коэффициент теплоотдачи и перепад давления при движении воды внутри пластинчатого теплообменника, заполненного медной пеной. Результаты показывают, что коэффициент теплопередачи и перепад давления увеличиваются при увеличении скорости воды и плотности пор. Коэффициент теплопередачи увеличился на 20,23%, 29,37% и 40,28% для медных пен с плотностью пор 30 PPI (30 пор на дюйм), 40 PPI и 50 PPI соответственно, по сравнению с пластинчатым теплообменником. Авторами Buonomo et al. [20] было проведено исследование компактного теплообменника с пятью круглыми трубками, встроенными в алюминиевую пену, чтобы определить размеры области металлической пены, которая представляет собой оптимизацию между повышением скорости теплопередачи и увеличением мощности на прокачку теплоносителя. Окончательная геометрическая конфигурация теплообменной системы с алюминиевой пеной с пористостью, равной 0,94, и плотностью пор 20 PPI, характеризовалась толщиной 0,056 м и шагом (расстоянием между трубками теплообменника) 0,0168 м.

Целью данной работы является определение влияния геометрии и пористости на значение теплового потока и показатель энергетической эффективности высокопористого ячеистого теплообменного элемента. В качестве комплексного показателя оценки энергоэффективности предлагается отношение теплового потока к потребляемой мощности на прокачку газа [21].

Научная значимость работы заключается в определении параметров, вносящих наибольший вклад в изменение энергетической эффективности теплообменных элементов.

Практическая значимость работы заключается в том, что результаты исследования можно использовать при разработке и внедрении высокоэффективных теплообменников в различных отраслях промышленности.

#### **Материалы и методы**

Созданы модели высокопористых сред с упорядоченной и неупорядоченной структурой при разных значениях пористости среды:  $\varepsilon=0,7$ ;  $\varepsilon=0,75$ ;  $\varepsilon=0,8$ ;  $\varepsilon=0,85$ ;  $\varepsilon=0,9$ ;  $\varepsilon=0,95$ .

Расчетная область представляет собой цилиндрическую структуру, внутри которой расположена нагретая пористая вставка толщиной 20 мм и диаметром 20 мм с присоединенными патрубками длиной 20 мм и 60 мм соответственно. Такие размеры обусловлены необходимостью обеспечить удаленность границ входа и выхода для нужной сходимости численного расчета.

Геометрические модели пористых структур представляют собой наборы пересекающихся сфер. В зависимости от регулярности микроструктуры пористая структура может быть случайной и периодической [22]. В этом исследовании пористая вставка представляет собой упаковку ячеек, которая была построена: 1) методом дискретного элемента (Discrete Element Method) (DEM); 2) в виде объемно-центрированной кубической решетки (Body-centered Cubic) (BCC); 3) в виде гранецентрированной кубической решетки (Face-centered Cubic) (FCC); 4) в виде простой кубической решетки (Simple Cubic) (SC). Расчеты, полученные с использованием упаковки DEM усредняли для пяти различных геометрий в связи с неупорядоченной структурой. Примеры расчетных областей представлены на рисунке 1.

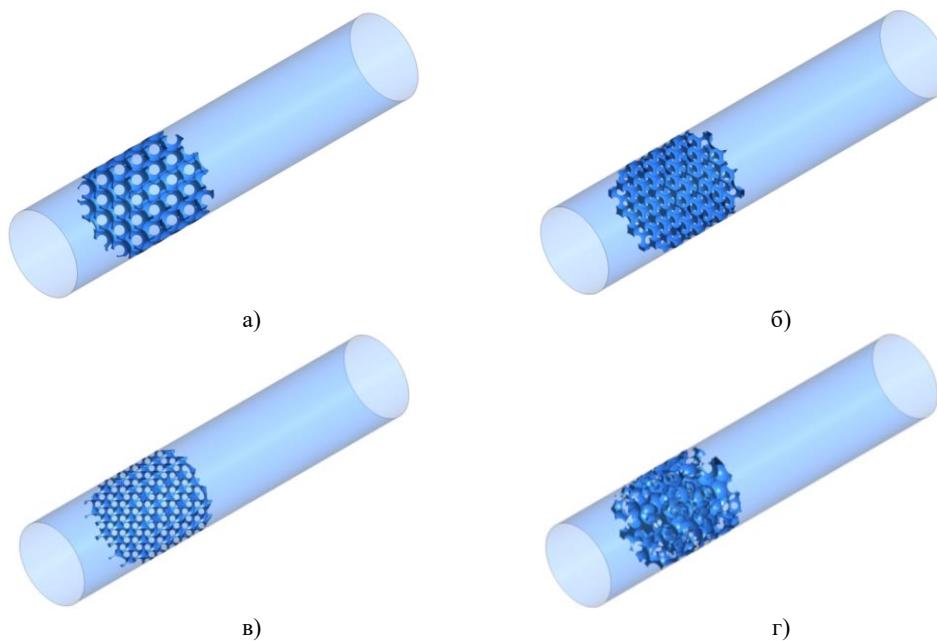


Рис.1. Примеры расчетных моделей для структур с пористостью  $\varepsilon=0,9$ :  
а) BCC; б) FCC; в) SC; г) DEM

Fig.1. Examples of calculation models for structures with porosity  $\varepsilon=0.9$ :  
a) BCC; b) FCC; c) SC; g) DEM

На границах области задавались следующие параметры: температура на поверхности пористой структуры – 373K; температура воздуха на входе – 293K. Параметры воздуха, используемые в расчетах: плотность –  $\rho=1,225$  кг/м<sup>3</sup>; динамический коэффициент вязкости –  $\mu=1,7894 \cdot 10^{-5}$  кг/(м·с). Расчет проводился для следующих скоростей воздуха: 0,01; 0,05; 0,25; 0,5; 0,75; 1; 1,25 м/с, данным скоростям соответствовали следующие значения массового расхода  $G$ :  $3,84 \cdot 10^{-6}$ ;  $1,92 \cdot 10^{-5}$ ;  $9,60 \cdot 10^{-5}$ ;  $1,92 \cdot 10^{-4}$ ;  $2,88 \cdot 10^{-4}$ ;  $3,84 \cdot 10^{-4}$ ;  $4,8 \cdot 10^{-4}$  кг/с.

Количество ячеек сеточного разбиения находилось в пределах от 1,9 до 2,2 млн ячеек. Проверка сеточного разбиения проводилась посредством измельчения расчетной сетки, при котором не происходило дальнейшего изменения расчетных параметров, либо они изменялись с незначительной погрешностью. Численное моделирование теплообмена в пористой среде проведено методом контрольных объемов в программном комплексе ANSYS Fluent (v.19.2). В расчетах использовалась SST-модель турбулентности.

#### Математическая модель движения газа

Течение газа через металлические пены представляет собой сложное явление, когда непрерывные препятствия приводят к рециркуляции и завихрениям [23]. Сложная геометрия металлических пен усиливает турбулентность, что способствует увеличению скорости теплопередачи от твердого тела к газу.

В литературе встречаются различные типы моделей течения газа для определения характеристик течения через пористую среду, такие как модели, основанные на уравнениях Навье-Стокса, полуэмпирических (например, соотношениях Дарси, Форхгеймера, Эргуна и т.д.) и эмпирических соотношениях. Уравнениями Дарси-Бринкмана, Форхгеймера, Эргуна и т.д. описываются приближенные модели движения газа в пористой среде.

Основные уравнения гидродинамики и теплообмена, которые решаются при прямом численном моделировании:

1) Уравнение сохранения массы в приближении стационарного течения в контрольном объеме принимает вид:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0, \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность газа,  $\vec{v}$  – вектор скорости газа.

2) Уравнение сохранения импульса:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu \nabla \vec{v}), \quad (2)$$

где  $p$  – статическое давление,  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости.

3) Уравнение энергии:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v} c_p T) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T), \quad (3)$$

где  $c_p$  – теплоемкость газа,  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности газа,  $T$  – температура газа.

### Расчет показателя энергетической эффективности

Показатель энергетической эффективности определялся по формуле[24]:

$$E_f = \frac{Q}{\delta P} \quad (4)$$

где  $Q$  – тепловой поток с поверхности пористой вставки, Вт;  $\delta P$  – мощность, затрачиваемая на прокачку воздуха, Вт, рассчитываемая по формуле[24]:

$$\delta P = G_v \cdot \Delta p = \frac{G}{\rho} \cdot \Delta p \quad (5)$$

где  $G_v$  – объемный расход воздуха, м<sup>3</sup>/с;  $\Delta p$  – перепад давления, Па;  $G$  – массовый расход воздуха, кг/с;  $\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

### Экспериментальные исследования

Для проверки корректности модели проведены экспериментальные исследования по определению перепада давления в пористой среде. Образцы пористых вставок толщиной 20 мм и 20 мм в диаметре (упаковки ячеек BCC, FCC и SC) и пористостью  $\varepsilon=0,85$  были напечатаны на 3D-принтере и представляли собой обратную матрицу расчетной модели. Для проведения эксперимента также были напечатаны вспомогательные входной и выходной патрубки с размерами, аналогичными модели для численного расчета: длиной 20 и 60 мм соответственно. На рисунке 2 изображена схема экспериментальной установки.

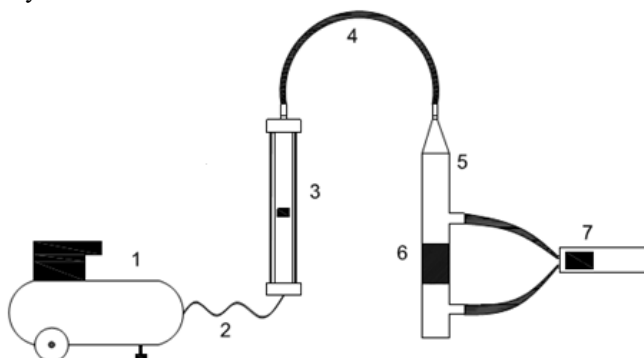


Рис. 2. Схема экспериментальной установки по определению перепада давления в пористой среде: 1 – компрессор; 2 – подающий воздухопровод; 3 – ротаметр; 4 – выходной воздухопровод; 5 – канал; 6 – вставка из пористого материала; 7 – дифференциальный манометр

Fig. 2. Circuit diagram of the experimental installation for determining the pressure difference in a porous medium: 1 - compressor, 2 - supplying air duct, 3 - rotameter, 4 - exhaust air duct; 5 - channel; 6 - porous material insert; 7 - differential pressure gauge

Эксперимент проводился следующим образом. Компрессор 1 подавал сжатый воздух по подающему воздухопроводу 2 в ротаметр 3. По выходному воздухопроводу 4 воздух поступал в канал 5, в котором была расположена пористая вставка 6. Измерение перепада давления (разницы давлений на входе и выходе из канала) осуществлялось дифференциальным манометром 7. Исследования проведены при тех же скоростях потока воздуха, что задавались в численных расчетах: 0,25; 0,5; 0,75; 1; 1,25 м/с. Для каждой из скоростей потока воздуха для моделей BCC, FCC и SC было проведено по 5 измерений. Отклонение от среднего результата не превышало 5%.

На рисунке 3 приведены кривые перепада давления от скорости потока воздуха для пористых структур трех геометрий (SC, BCC, FCC) со значением пористости  $\varepsilon=0,85$ , полученные в результате численных расчетов и экспериментальных исследований.

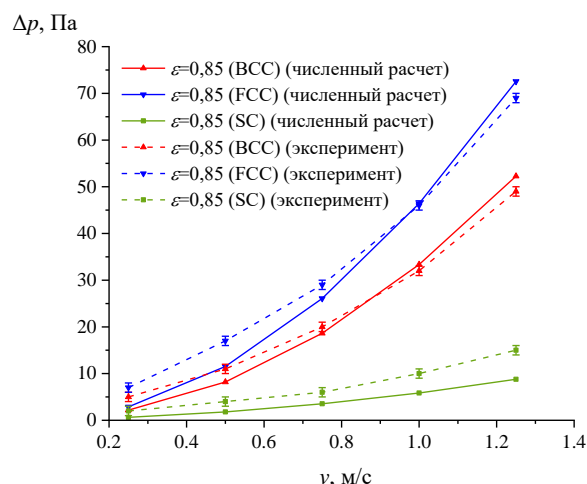


Рис. 3. Зависимости перепада давления от скорости потока для вставок с пористостью  $\varepsilon=0,85$

Fig. 3. Pressure differential dependence on flow rate for insert with porosity  $\varepsilon=0.85$

Можно заключить, что значения перепада давления для структур трех геометрий, полученные посредством численных расчетов, хорошо согласуются со значениями перепада давления, полученными в ходе экспериментальных исследований.

### Результаты и обсуждение

На рисунке 4 представлены графики изменения площади поверхности упаковок в зависимости от пористости среды.

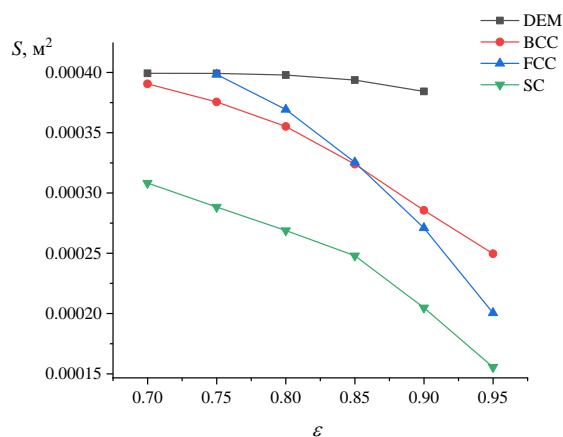
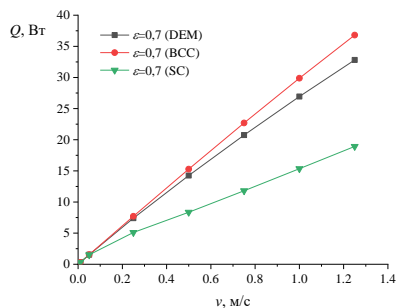


Рис. 4. Площадь поверхности упаковок DEM, BCC, FCC, SC

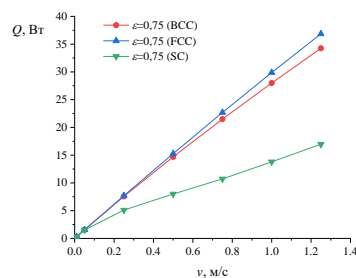
Fig. 4. Surface area of DEM, BCC, FCC, SC packages

Упаковка SC имеет наименьшее значение площади поверхности по сравнению с другими структурами. Максимальной площадью обладает упаковка ячеек, построенная методом DEM при всех значениях пористости среды. Упаковка FCC имеет преимущество в площади поверхности до значения пористости  $\varepsilon=0,85$ .

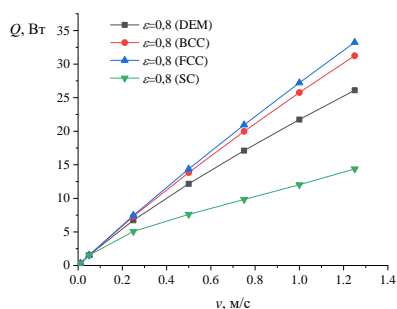
На рисунке 5 (а-е) представлены кривые изменения теплового потока в зависимости от скорости при пористостях среды:  $\varepsilon=0,7$ ;  $\varepsilon=0,75$ ;  $\varepsilon=0,8$ ;  $\varepsilon=0,85$ ;  $\varepsilon=0,9$ ;  $\varepsilon=0,95$ .



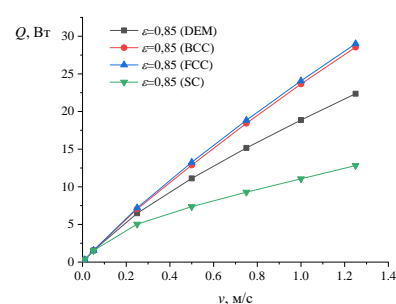
а)



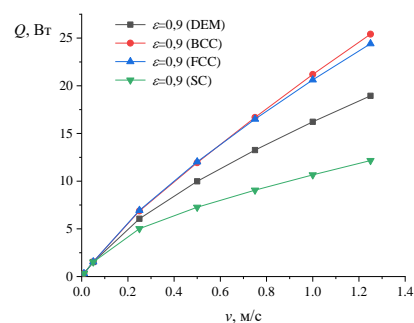
б)



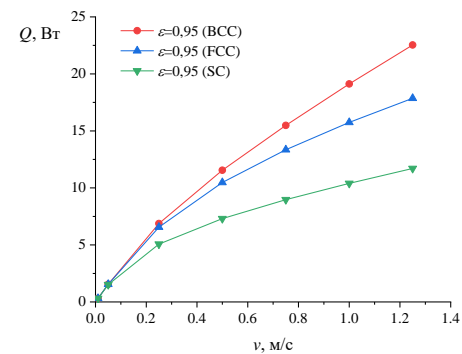
в)



г)



д)



е)

Рис. 5. Зависимость теплового потока от скорости для упаковок ячеек с пористостью: а)  $\varepsilon=0,7$ ; б)  $\varepsilon=0,75$ ; в)  $\varepsilon=0,8$ ; г)  $\varepsilon=0,85$ ; д)  $\varepsilon=0,9$ ; е)  $\varepsilon=0,95$

Fig. 5. Heat flow dependence on speed for porous cell packaging: а)  $\varepsilon=0.7$ ; б)  $\varepsilon=0.75$ ; в)  $\varepsilon=0.8$ ; г)  $\varepsilon=0.85$ ; д)  $\varepsilon=0.9$ ; е)  $\varepsilon=0.95$

Из графиков видно, что при скоростях потока воздуха 0,01 и 0,05 м/с все исследованные структуры демонстрируют близкие значения теплового потока. Отличия становятся заметны при скоростях потока 0,25-1,25 м/с. При пористости среды  $\varepsilon=0,7$  (рис. 5а) на скоростях 0,25-1,25 м/с значения выше демонстрирует упаковка ВСС. Прирост теплового потока в сравнении с DEM составляет 4,1-12,2% в зависимости от скорости:

чем выше скорость, тем больше прирост теплового потока. При пористости среды  $\varepsilon=0,75$  (рис. 5б) больший демонстрирует упаковка ячеек FCC. Прирост теплового потока относительно ВСС составляет 1,9-7,6%. При пористости среды  $\varepsilon=0,8$  (рис. 5в) также наблюдается прирост теплового потока у структуры FCC относительно ВСС (на 2,1-6,4%). При пористости среды  $\varepsilon=0,85$  (рис. 5г) прирост теплового потока упаковки FCC относительно ВСС составляет ~2%. При пористости среды  $\varepsilon=0,9$  (рис. 5д) на скоростях потока воздуха 0,25 и 0,5 м/с значения выше так же демонстрирует упаковка FCC. ВСС уступает незначительно (на 0,89; 0,77%), а при скоростях 0,75-1,25 м/с упаковке ВСС соответствуют значения выше FCC на 1,1-4,1%. Упаковка ячеек ВСС с большей пористостью ( $\varepsilon=0,95$ ) показывает значения теплового потока выше, чем структура FCC с той же пористостью (рис. 5е). Упаковке SC при всех значениях пористости соответствует наименьшее значение теплового потока, что объясняется наименьшей площадью поверхности структуры данной геометрии.

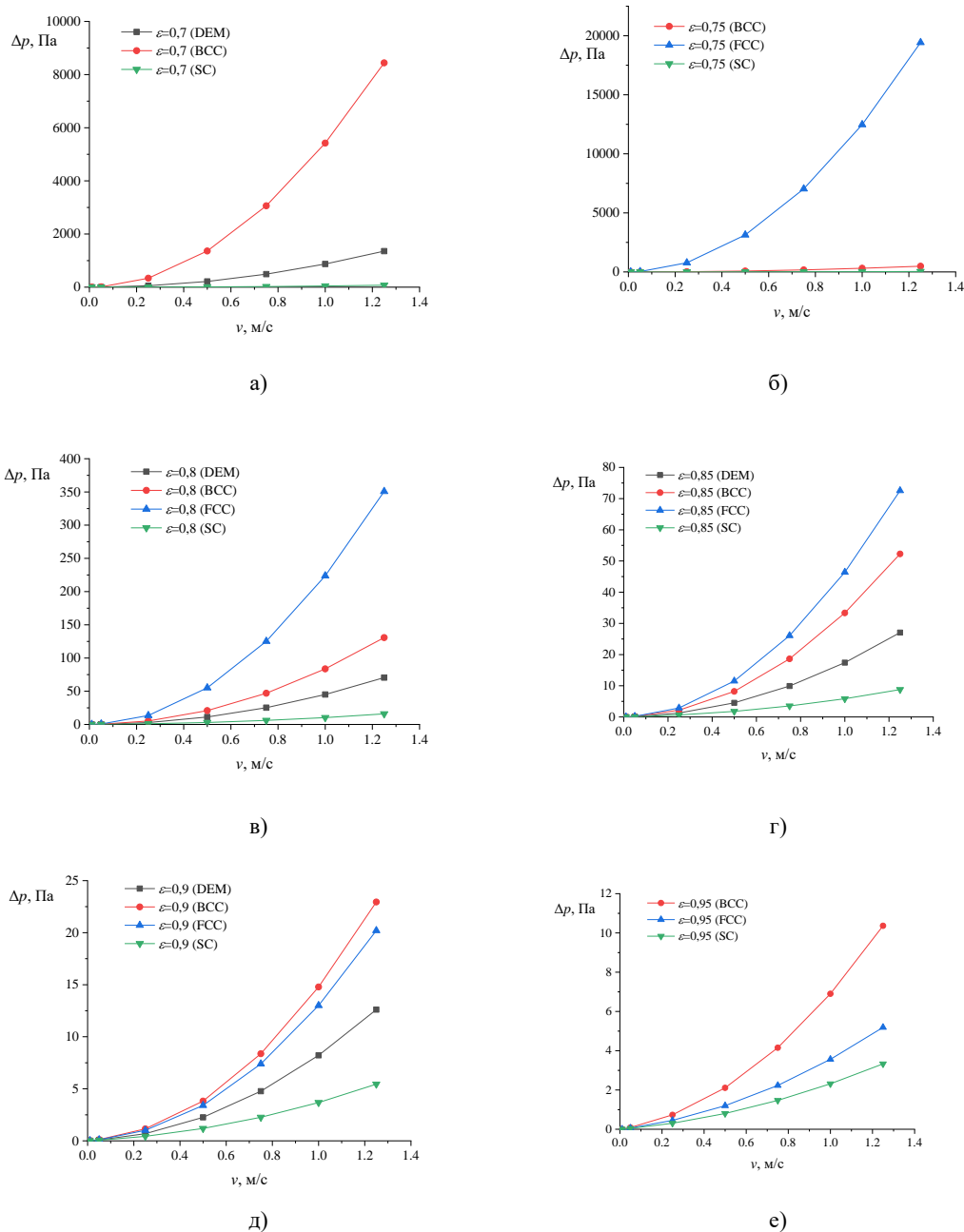


Рис. 6. Зависимость перепада давления от скорости для упаковок ячеек с пористостью: а)  $\varepsilon=0,7$ ; б)  $\varepsilon=0,75$ ; в)  $\varepsilon=0,8$ ; г)  $\varepsilon=0,85$ ; д)  $\varepsilon=0,9$ ; е)  $\varepsilon=0,95$

Fig. 6. Pressure Differential Velocity Dependence for Porous Cell Packaging: а)  $\varepsilon=0.7$ ; б)  $\varepsilon=0.75$ ; в)  $\varepsilon=0.8$ ; г)  $\varepsilon=0.85$ ; д)  $\varepsilon=0.9$ ; е)  $\varepsilon=0.95$



На рисунке 6 (а-е) представлены графики изменения перепада давления в зависимости от скорости при пористостях среды:  $\varepsilon=0,7$ ;  $\varepsilon=0,75$ ;  $\varepsilon=0,8$ ;  $\varepsilon=0,85$ ;  $\varepsilon=0,9$ ;  $\varepsilon=0,95$ . При пористостях среды  $\varepsilon=0,7$  и  $\varepsilon=0,75$  наблюдается заметный рост перепада давления для упаковок ВСС и FCC соответственно. Это связано с особенностями построения геометрии данных упаковок, а именно с малым диаметром отверстий пористой среды, который усложняет прохождение потока воздуха через упаковку ячеек. При пористостях среды  $\varepsilon=0,8$  и  $\varepsilon=0,85$  наибольший перепад давления соответствует упаковке ячеек FCC, а при пористостях  $\varepsilon=0,9$  и  $\varepsilon=0,95$  – упаковке ВСС. Перепад давления для случая упаковки ячеек SC при всех пористостях оказывается меньше, чем для упаковок DEM, ВСС и FCC.

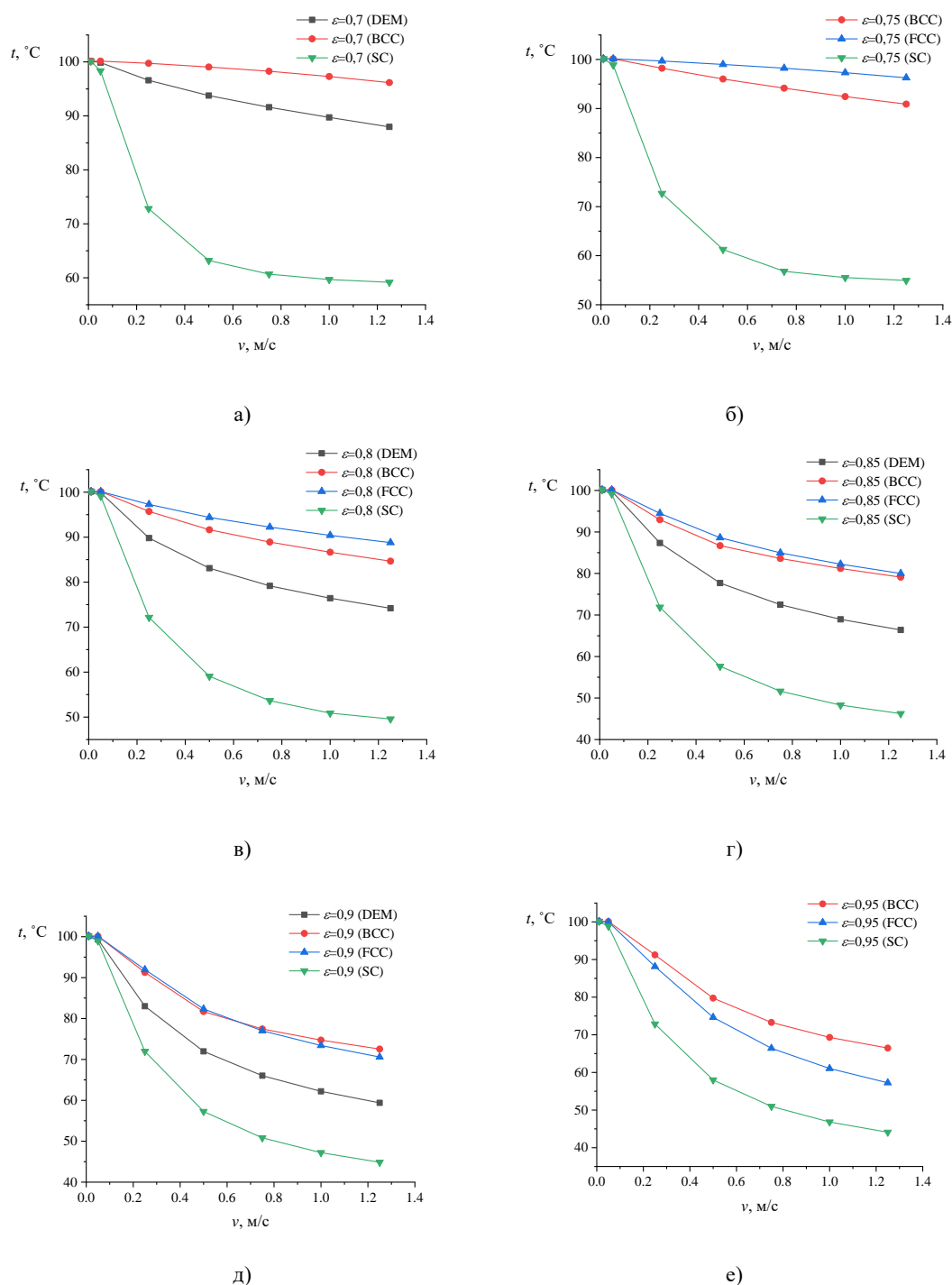


Рис. 7. Зависимость температуры воздуха на выходе из расчетной области от скорости для упаковок ячеек с пористостью: а)  $\varepsilon=0,7$ ; б)  $\varepsilon=0,75$ ; в)  $\varepsilon=0,8$ ; г)  $\varepsilon=0,85$ ; д)  $\varepsilon=0,9$ ; е)  $\varepsilon=0,95$

Fig.. 7. Air temperature at the outlet from the design area depends on the speed for cell packages with porosity: а)  $\varepsilon=0,7$ ; б)  $\varepsilon=0,75$ ; в)  $\varepsilon=0,8$ ; г)  $\varepsilon=0,85$ ; д)  $\varepsilon=0,9$ ; е)  $\varepsilon=0,95$

На рисунке 7 (а-е) представлены кривые изменения температуры воздуха на выходной границе расчетной области. Из графиков видно, что, как и в случае с тепловым потоком, при скоростях воздуха 0,01 и 0,05 м/с структуры показывают близкие значения температуры на выходе. Отличия становятся заметны при скоростях потока воздуха 0,25-1,25 м/с. В случае пористостей среды  $\varepsilon=0,7$  (рис. 7а) и  $\varepsilon=0,95$  (рис. 7е) наибольшая температура на выходе соответствует упаковке ячеек ВСС. При пористостях среды  $\varepsilon=0,75$  (рис. 7б),  $\varepsilon=0,8$  (рис. 7в),  $\varepsilon=0,85$  (рис. 7г) наибольшая температура на выходе соответствует упаковке FCC. При пористости среды  $\varepsilon=0,9$  (рис. 7д) на скоростях потока воздуха 0,25 и 0,5 м/с значения выше так же демонстрирует упаковка FCC. ВСС уступает незначительно, а при скоростях 0,75-1,25 м/с упаковке ВСС соответствуют значения на 0,5-2°C выше FCC. Самая низкая температура воздуха на выходе из расчетной области в каждом из случаев соответствует упаковке ячеек SC.

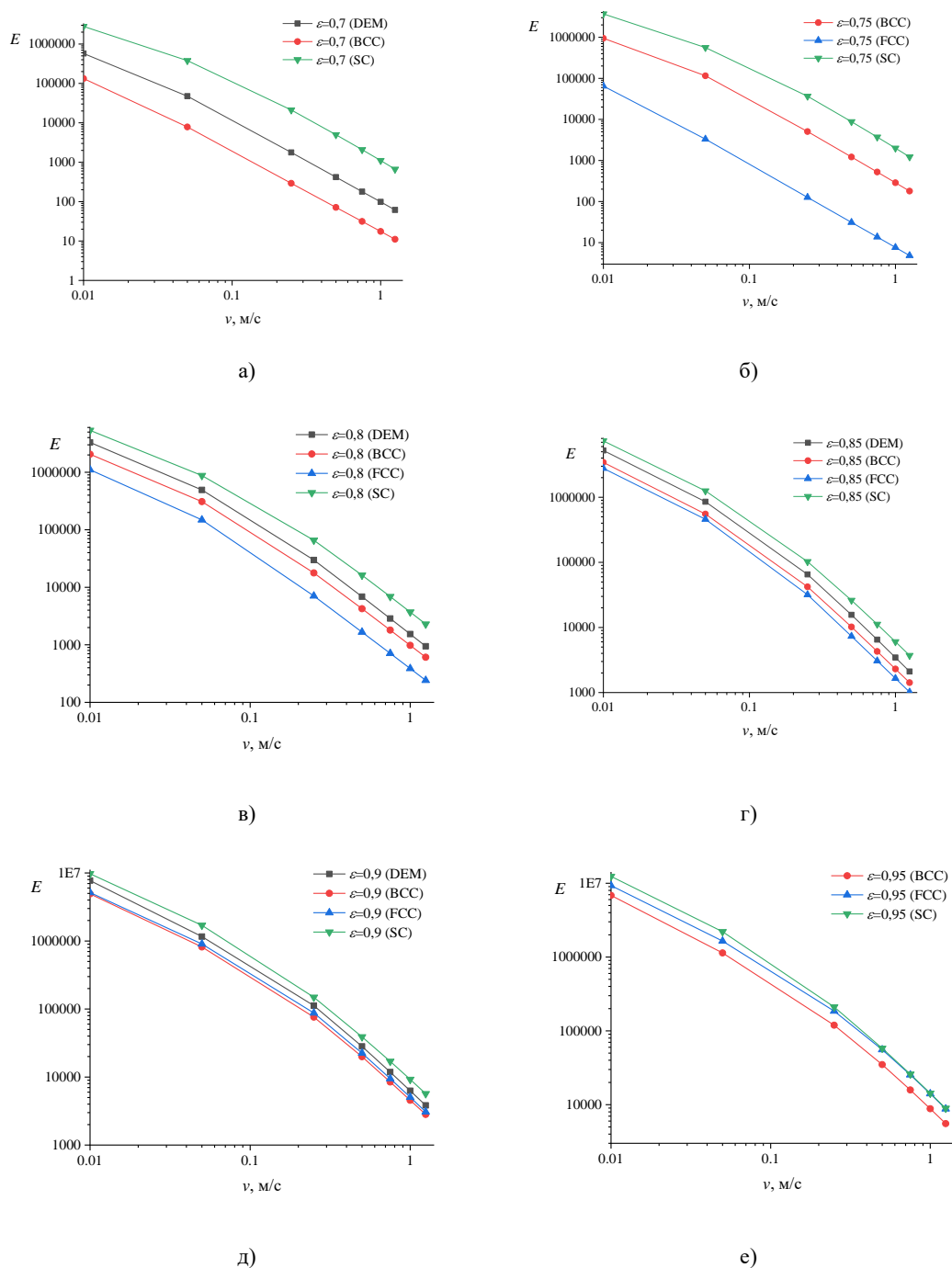


Рис. 8. Зависимость показателя энергетической эффективности от скорости для упаковок ячеек с пористостью: а)  $\varepsilon=0,7$ ; б)  $\varepsilon=0,75$ ; в)  $\varepsilon=0,8$ ; г)  $\varepsilon=0,85$ ; д)  $\varepsilon=0,9$ ; е)  $\varepsilon=0,95$

Fig. 8. The energy efficiency ratio depends on the speed for cell packages with porosity а)  $\varepsilon=0.7$ ; б)  $\varepsilon=0.75$ ; в)  $\varepsilon=0.8$ ; г)  $\varepsilon=0.85$ ; д)  $\varepsilon=0.9$ ; е)  $\varepsilon=0.95$

Показатель энергетической эффективности определялся как отношение теплового потока к мощности, требуемой на прокачку теплоносителя через пористую вставку. Исследования изменения показателя энергетической эффективности в зависимости от скорости (рис. 8, а-е) показали, что при всех исследованных расчетных скоростях 0,01-1,25 м/с и пористостях  $\varepsilon=0,7$ ;  $\varepsilon=0,75$ ;  $\varepsilon=0,8$ ;  $\varepsilon=0,85$ ;  $\varepsilon=0,9$ ;  $\varepsilon=0,95$  наибольшее значение энергетической эффективности показывает упаковка ячеек SC, несмотря на наименьшие значения теплового потока (рис. 5). Это объясняется тем, что данная структура обеспечивает наименьшие значения перепада давления, и соответственно для прокачки теплоносителя через пористую вставку со структурой SC требуется меньше мощности.

Понижение энергоэффективности при использовании упаковок DEM, BCC и FCC относительно SC продемонстрировано на рисунке 9 (а-е).

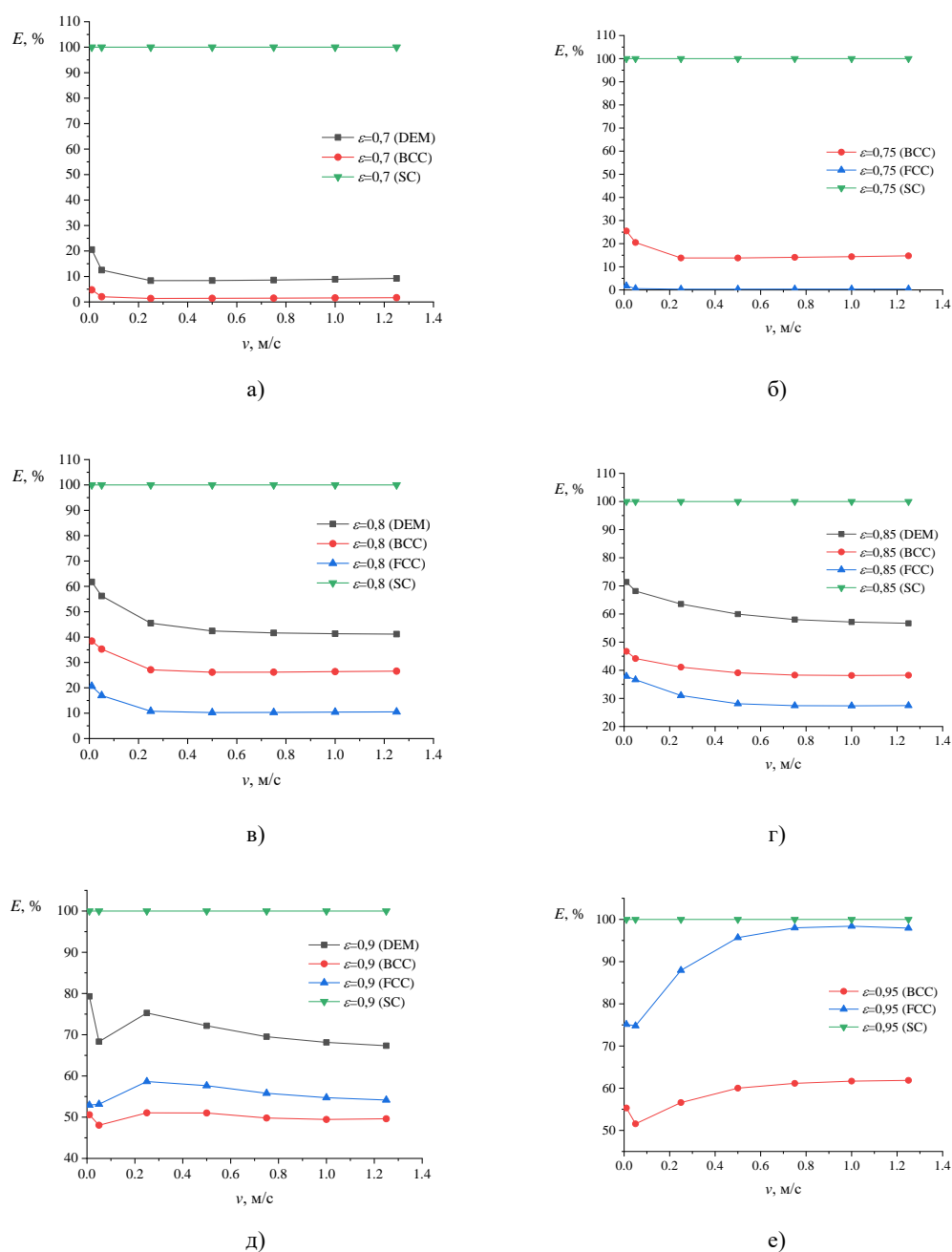


Рис. 9. Зависимость показателя энергетической эффективности от скорости потока воздуха в процентах относительно упаковки ячеек SC для упаковок с пористостью:

Fig. 9. The energy efficiency indicator depends on the percentage of the air flow rate relative to the packaging of SC cells for porous packages:

а)  $\varepsilon=0,7$ ; б)  $\varepsilon=0,75$ ; в)  $\varepsilon=0,8$ ; г)  $\varepsilon=0,85$ ; д)  $\varepsilon=0,9$ ; е)  $\varepsilon=0,95$ .  
 а)  $\varepsilon=0,7$ ; б)  $\varepsilon=0,75$ ; в)  $\varepsilon=0,8$ ; г)  $\varepsilon=0,85$ ; д)  $\varepsilon=0,9$ ; е)  $\varepsilon=0,95$ .

При пористостях среды  $\varepsilon=0,7$ ;  $\varepsilon=0,9$ ;  $\varepsilon=0,95$  при всех расчетных скоростях наименьшее значение энергоэффективности соответствует упаковке ВСС. При пористостях  $\varepsilon=0,75$ ;  $\varepsilon=0,8$ ;  $\varepsilon=0,85$  меньшие значения энергоэффективности демонстрирует упаковка FCC. Это связано с высоким перепадом давления упаковок FCC/ВСС и низким перепадом давления SC при данных пористостях среды. Однако при пористости среды  $\varepsilon=0,95$  прирост энергоэффективности при использовании для теплообмена упаковки SC относительно FCC на скоростях 0,5; 0,75; 1; 1,25 м/с составляет только 4,33; 1,99; 1,60; 2,06% соответственно, что можно объяснить высокими значениями теплового потока и близким к SC перепадом давления упаковки FCC при данной пористости среды.

### Выводы

В данной работе проведены численные и экспериментальные исследования влияния геометрии пористой вставки и значения пористости на тепловой поток и перепад давления. Были созданы модели высокопористых сред со структурами в виде простой кубической решетки (SC), гранецентрированной кубической решетки (FCC), объемно-центрированной кубической решетки (ВСС) и со случайной структурой, построенной методом дискретных элементов (DEM). Численное моделирование проводилось в ANSYS Fluent (v.19.2) при следующих скоростях потока воздуха: 0,01; 0,05; 0,25; 0,5; 0,75; 1; 1,25 м/с. Задавались следующие значения пористости:  $\varepsilon=0,7$ ;  $\varepsilon=0,75$ ;  $\varepsilon=0,8$ ;  $\varepsilon=0,85$ ;  $\varepsilon=0,9$ ;  $\varepsilon=0,95$ . Результаты численных расчетов показали, что при всех исследованных скоростях потока воздуха и пористостях среды наименьшие значения теплового потока и перепада давления демонстрирует структура SC. При пористостях среды  $\varepsilon=0,75$ ;  $\varepsilon=0,8$ ;  $\varepsilon=0,85$  наибольший тепловой поток обеспечивает структура FCC, что объясняется большой площадью поверхности структуры при данных значениях пористости. При пористостях среды  $\varepsilon=0,7$ ;  $\varepsilon=0,9$ ;  $\varepsilon=0,95$  большее значение площади поверхности соответствует структуре ВСС, и при данных пористостях наибольшее значение теплового потока также соответствует структуре ВСС. Перепад давления менялся в зависимости от пористости вставки и скорости потока воздуха. Увеличение скорости потока приводит к увеличению перепада давления, в то время как увеличение пористости вставки, наоборот, приводит к снижению перепада давления. При пористостях среды  $\varepsilon=0,7$  и  $\varepsilon=0,75$  наблюдается рост перепада давления для случая упаковок ВСС и FCC, что объясняется особенностями построения геометрии данных типов упаковок. При пористости среды  $\varepsilon=0,8$  наибольший перепад давления соответствует упаковке ячеек FCC. При скоростях потока воздуха 0,25-1,25 м/с и пористости среды  $\varepsilon=0,7$  наибольшие значения перепада давления показывает упаковка ВСС. При указанных скоростях потока, пористостях  $\varepsilon=0,75$  и  $\varepsilon=0,8$  наибольший перепад давления демонстрирует упаковка FCC. При скоростях 0,25-1,25 м/с и пористости  $\varepsilon=0,85$  наибольшие значения перепада давления и теплового потока соответствуют упаковке ячеек FCC, при пористостях  $\varepsilon=0,9$  и  $\varepsilon=0,95$  большие значения обеспечивает упаковка ячеек ВСС. Исследования энергетической эффективности показали, что, несмотря на наименьшие значения теплового потока, структура SC обеспечивает наибольшую энергоэффективность благодаря низкому перепаду давления, возникающему при прохождении потока воздуха через данную структуру.

### Литература

1. Rydalina N., Antonova E., Akhmetova I., et al. Analysis of the Efficiency of Using Heat Exchangers with Porous Inserts in Heat and Gas Supply Systems // *Energies*. 2020. Vol. 13, N22. pp. 1-13.
2. Kim J., Sibilli T., Ha M.Y., et al. Compound porous media model for simulation of flat top U-tube compact heat exchanger // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019. Vol. 138. pp. 1029-1041.
3. Li Z., Ding Y., Liao Q., et al. An approach based on the porous media model for numerical simulation of 3D finned-tubes heat exchanger // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2021. Vol. 173. pp. 1-12.
4. Jayan N., Bhatlu M., Sukanya K., et al. Heat transfer augmentation approach in double pipe heat exchanger // *Journal of Critical Reviews*. 2020. Vol. 7, N7. pp. 791-794.
5. Souayeh B., Hdhiri N. Mixed convective heat transfer and heat generation simulation in lid-driven enclosure filled with porous medium // *International Journal of Modern Physics C*.

2021. Vol. 32, N8. pp.2150106.

6. Rashidi S., Kashefi M. H., Kim K. C., et al. Potentials of porous materials for energy management in heat exchangers—A comprehensive review // *Applied energy*. 2019. Vol. 243. pp. 206-232.

7. Rashidi S., Hormozi F., Doranehgard M. H. Abilities of porous materials for energy saving in advanced thermal systems // *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2021. Vol. 143, N3. pp. 2437-2452.

8. Puchor T., Lenhard R., Malcho M., et al. Heat transfer distribution inside porous media as replacement for finned heat exchanger // *AIP Conference Proceedings*. – AIP Publishing LLC. 2019. Vol. 2118, N1. pp.1-8.

9. Zhao C. Y. Review on thermal transport in high porosity cellular metal foams with open cells // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2012. Vol. 55, N13-14. pp. 3618-3632.

10. Yang H., Li Y., Ma B., et al. Review and a Theoretical Approach on Pressure Drop Correlations of Flow through Open-Cell Metal Foam // *Materials*. 2021. Vol. 14, N12. pp. 1-18.

11. August A., Nestler B. About the surface area to volume relations of open cell foams // *Engineering Research Express*. 2020. Vol. 2, N1. pp. 1-9.

12. Bose J. R., Manova S., Asirvatham L. G., et al. Comprehensive case study on heat transfer enhancement using micro pore metal foams: From solar collectors to thermo electric generator applications // *Case Studies in Thermal Engineering*. 2021. Vol. 27. pp. 101333.

13. Соловьева О.В., Яфизов Р.Р., Соловьев С.А. Определение эффективной длины пористой структуры при конвективном теплообмене // *Вестник Казанского государственного энергетического университета*. 2020. Т. 12. № 3(47). С. 113-122.

14. Соловьева О.В., Соловьев С.А., Талипова А.Р., и др. Исследование влияния пористости волокнистого материала на значение энергетической эффективности // *Вестник Казанского государственного энергетического университета*. 2022. Т. 14. № 1(53). С. 56-64.

15. Rydalina N., Stepanov O., Antonova E. The use of porous metals in the design of heat exchangers to increase the intensity of heat exchange // *E3S Web of Conferences*. EDP Sciences. 2020. Vol. 178. pp. 1-5.

16. Ahmed H. E., Fadhil O. T., Salih W. A. Heat transfer and fluid flow characteristics of tubular channel partially filled with grooved metal foams // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2019. Vol. 108. pp. 1-14.

17. Baragh S., Shokouhmand H., Ajarostaghi S. S. M., et al. An experimental investigation on forced convection heat transfer of single-phase flow in a channel with different arrangements of porous media // *International Journal of Thermal Sciences*. 2018. Vol. 134. pp. 370-379.

18. Baragh S., Shokouhmand H., Ajarostaghi S. S. M. Experiments on mist flow and heat transfer in a tube fitted with porous media // *International Journal of Thermal Sciences*. 2019. Vol. 137. pp. 388-398.

19. Nilpueng K., Asirvatham L. G., Dalkılıç A. S., et al. Heat transfer and fluid flow characteristics in a plate heat exchanger filled with copper foam // *Heat and Mass Transfer*. 2020. Vol. 56, N12. pp. 3261-3271.

20. Buonomo B., di Pasqua A., Manca O., et al. Evaluation of thermal and fluid dynamic performance parameters in aluminum foam compact heat exchangers // *Applied Thermal Engineering*. 2020. Vol. 176. pp. 1-14.

21. Liu X, Zhang S, Zhou Z, et al. Study on structure optimization of heat exchanger and evaluation index of heat transfer performance // *Huagong Xuebao/CIESC Journal*. 2020. Vol. 71, NS1. pp. 98-105.

22. Banhart J. Manufacture, characterisation and application of cellular metals and metal foams // *Progress in materials science*. 2001. Vol. 46, N6. pp. 559-632.

23. Hossain M. S., Shabani B. Air flow through confined metal foam passage: Experimental investigation and mathematical modelling // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2018. Vol. 99. pp. 13-25.

24. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989. 200 с.

#### Авторы публикации

**Соловьева Ольга Викторовна** – канд. физ.-мат. наук, доцент кафедры

«Энергообеспечение предприятий, строительство зданий и сооружений» (ЭОС) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

**Соловьев Сергей Анатольевич** – канд. физ.-мат. наук, доцент кафедры «Инженерная кибернетика» (ИК) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

**Ваньков Юрий Витальевич** – д-р техн. наук, зав. кафедрой «Промышленная теплоэнергетика и системы теплоснабжения» (ПТЭ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

**Ахметова Ирина Гареевна** – д-р техн. наук, заведующая кафедрой «Экономика и организация производства» Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

**Шакурова Розалина Зуфаровна** – аспирант кафедры «Промышленная теплоэнергетика и системы теплоснабжения» (ПТЭ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

**Талипова Азалия Радиковна** – магистрант кафедры «Энергообеспечение предприятий, строительство зданий и сооружений» (ЭОС) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

### References

1. Rydalina N, Antonova E, Akhmetova I, et al. Analysis of the Efficiency of Using Heat Exchangers with Porous Inserts in Heat and Gas Supply Systems. *Energies*. 2020; 13(22):1-13. doi: 10.3390/en13225854
2. Kim J, Sibilli T, Ha M Y, et al. Compound porous media model for simulation of flat top U-tube compact heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019; 138: 1029-1041. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.04.116>.
3. Li Z, Ding Y, Liao Q, et al. An approach based on the porous media model for numerical simulation of 3D finned-tubes heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2021; 173:1-12. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121226
4. Jayan N, Bhatlu M, Sukanya K, et al. Heat transfer augmentation approach in double pipe heat exchanger. *Journal of Critical Reviews*. 2020; 7(7): 791-794. doi:10.1007/s00231-016-1838-x
5. Souayeh B, Hdhiri N. Mixed convective heat transfer and heat generation simulation in lid-driven enclosure filled with porous medium. *International Journal of Modern Physics C*. 2021; 32(8): 2150106. doi:10.1142/S0129183121501060
6. Rashidi S, Kashefi M H, Kim K C, et al. Potentials of porous materials for energy management in heat exchangers—A comprehensive review. *Applied energy*. 2019; 243:206-232. doi:10.1016/j.apenergy.2019.03.200
7. Rashidi S, Hormozi F, Doranehgard M H. Abilities of porous materials for energy saving in advanced thermal systems. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2021; 143(3):2437-2452. doi:10.1007/s10973-020-09880-9
8. Puchor T, Lenhard R, Malcho M, et al. Heat transfer distribution inside porous media as replacement for finned heat exchanger. *AIP Conference Proceedings*. – AIP Publishing LLC. 2019; 2118(1): 1-8. doi:10.1063/1.5114766
9. Zhao C Y. Review on thermal transport in high porosity cellular metal foams with open cells. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2012; 55(13-14): 3618-3632. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.03.017
10. Yang H, Li Y, Ma B, et al. Review and a Theoretical Approach on Pressure Drop Correlations of Flow through Open-Cell Metal Foam. *Materials*. 2021; 14(12): 1-18. doi:10.3390/ma14123153
11. August A, Nestler B. About the surface area to volume relations of open cell foams. *Engineering Research Express*. 2020; 2(1): 1-9. doi:10.1088/2631-8695/ab6ac6
12. Bose J R, Manova S, Asirvatham L G, et al. Comprehensive case study on heat transfer enhancement using micro pore metal foams: From solar collectors to thermo electric generator applications. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2021; 27:101333. doi:10.1016/j.csite.2021.101333
13. Soloveva O.V., Yafizov R.R., Solovov S.A. The porous structure effective thickness determination in the case of convective heat exchange. *Kazan State Power Engineering*

*University Bulletin*. 2020; 12(3):113-122.

14. Soloveva O.V., Solovev S.A., Talipova A.R., et al. Study of the influence of the porosity of a fibrous material on the energy efficiency value. *Kazan State Power Engineering University Bulletin*. 2022; 14(1):56-64.

15. Rydalina N, Stepanov O, Antonova E. The use of porous metals in the design of heat exchangers to increase the intensity of heat exchange. *E3S Web of Conferences*. – *EDP Sciences*. 2020; 178:1-5. doi:10.1051/e3sconf/202017801026

16. Ahmed H E, Fadhil O T, Salih W A. Heat transfer and fluid flow characteristics of tubular channel partially filled with grooved metal foams. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2019; 108:1-14. doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.104336

17. Baragh S, Shokouhmand H, Ajarostaghi S S M, et al. An experimental investigation on forced convection heat transfer of single-phase flow in a channel with different arrangements of porous media. *International Journal of Thermal Sciences*. 2018; 134:370-379. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2018.04.030

18. Baragh S, Shokouhmand H, Ajarostaghi S S M. Experiments on mist flow and heat transfer in a tube fitted with porous media. *International Journal of Thermal Sciences*. 2019; 137:388-398. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2018.11.030

19. Nilpueng K, Asirvatham L G, Dalkılıç A S, et al. Heat transfer and fluid flow characteristics in a plate heat exchanger filled with copper foam. *Heat and Mass Transfer*. 2020; 56(12):3261-3271. doi:10.1007/s00231-020-02921-x

20. Buonomo B, di Pasqua A, Manca O, et al. Evaluation of thermal and fluid dynamic performance parameters in aluminum foam compact heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. 2020; 176:1-14. doi:10.1016/j.applthermaleng.2020.115456

21. Liu X, Zhang S, Zhou Z, et al. Study on structure optimization of heat exchanger and evaluation index of heat transfer performance. *HuagongXuebao/CIESC Journal*. 2020; 71(S1):98-105. doi: 10.11949/0438-1157.20191189

22. Banhart J. Manufacture, characterisation and application of cellular metals and metal foams. *Progress in materials science*. 2001; 46(6):559-632. doi:10.1016/S0079-6425(00)00002-5

23. Hossain M. S., Shabani B. Air flow through confined metal foam passage: Experimental investigation and mathematical modelling. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2018;99:13-25. doi:10.1016/j.expthermflusci.2018.07.018

24. Bazhan P I, Kanevets G E, Seliverstov V M. *Spravochnik po teploobmennym apparatam*. Moscow: Mashinostroenie, 1989.

#### **Authors of the publication**

**Olga V. Soloveva** – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

**Sergei A. Solovev** – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

**Yuri V. Vankov** – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

**Irina G. Akhmetova** – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

**Rozalina Z. Shakurova** – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

**Azalia R. Talipova** – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

**Получено** 20.05.2022г.

**Отредактировано** 02.06.2022г.

**Принято** 02.06.2022г.