

УДК 66.074.2

**В. Э. Зинуров, А. В. Дмитриев, Н. Ф. Сахибгареев,
Д. Н. Латыпов, М. Г. Гарипов**

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИКИ В ЦЕНТРОБЕЖНОМ КЛАССИФИКАТОРЕ

Ключевые слова: пылеулавливание, инерционные пылеуловители, гидравлическое сопротивление.

Статья посвящена изучению основной характеристики сухого инерционного пылеуловителя с соосными трубами – гидравлического сопротивления. В частности, проводится верификация численного моделирования газодинамики в классификаторе с концентрическими трубами с результатами лабораторного эксперимента. При проведении численного моделирования была построена 3D модель классификатора с соосными трубами в программном комплексе Autodesk Inventor, после чего она была импортирована в Ansys Fluent. В ходе численного моделирования применялась k- ω SST модель турбулентности. Проведенные исследования показали, что численное моделирование существенно сокращает время получения результатов по сравнению с лабораторными экспериментами. Однако для получения адекватных данных, по которым можно оценивать то или иное устройство, необходимо выявить, на какой стадии расчета процесс выходит на стационарный или квазистационарный режим. Для данного исследования полный выход на стационарный режим с погрешностью менее 1 % практически невозможен вследствие сложной структуры вихрей в межтрубном пространстве и их большого количества. Пульсации потери давления в устройстве в зависимости от входной скорости газового потока с определенным шагом при выходе на квазистационарный режим обусловлены нарушением структуры потока в межтрубном пространстве, в частности, возникновением обратных потоков в области круглых отверстий внутренней цилиндрической трубы и увеличением частоты колебаний центров вихрей. По проведенной работе сделаны следующие выводы: применение при численном моделировании k- ω SST модели турбулентности позволяет получить адекватные результаты с допустимой для оценочных и инженерных расчетов погрешностью; минимальное количество итераций при расчете классификатора с концентрическими трубами составляет 120 и увеличивается с ростом входной скорости газа; отклонение между результатами лабораторного и численного экспериментов составляет менее 10 %.

**V. E. Zinurov, A.V. Dmitriev, N. F. Sahibgarееv,
D. N. Latypov, M. G. Garipov**

NUMERICAL SIMULATION OF GAS DYNAMICS IN A CENTRIFUGAL CLASSIFIER

Keywords: dust collection, inertial dust collectors, hydraulic resistance.

The article is devoted to the study of the main characteristic of a dry inertial dust collector with coaxially arranged pipes – hydraulic resistance. In particular, the verification of numerical simulation of gas dynamics in a classifier with coaxially arranged pipes with the results of a laboratory experiment is carried out. During numerical simulation, a 3D model of the classifier with coaxially arranged pipes was built in the Autodesk Inventor software package, after which it was imported into Ansys Fluent. The k- ω SST turbulence model was used in the course of numerical simulation. The conducted studies have shown that numerical modeling significantly reduces the time to obtain results relative to laboratory experiments. However, in order to obtain adequate data on which to evaluate a particular device, it is necessary to identify at which stage of the calculation the process enters a stationary or quasi-stationary mode. For this study, a complete exit to the stationary mode with an error of less than 1% is practically impossible, due to the complex structure of vortices in the inter-tube space and their large number. Pulsations of values – changes in the values of pressure loss in the device from the input velocity of the gas flow with a certain step when entering the quasi-stationary mode are caused by a violation of the flow structure in the inter-tube space, in particular, the occurrence of reverse flows in the area of round holes of the inner cylindrical pipe and an increase in the frequency of oscillations of the vortex centers. Based on the work carried out, the following conclusions were made: the use of the turbulence model in numerical modeling of k- ω SST allows us to obtain adequate results with an acceptable error for evaluation and engineering calculations; the minimum number of iterations in calculating the classifier with coaxially arranged pipes is 120 and increases with increasing gas inlet velocity; the deviation between the results of laboratory and numerical experiments was less than 10%.

Основные достоинства и недостатки сухих пылеулавливателей, реализующих инерционный механизм осаждения частиц, широко известны [1]. Эффективность и гидравлическое сопротивление различных конструкций аппаратов этого типа тесно взаимосвязаны. В настоящее время во многих отраслях промышленности требуется разделять частицы по размерам, поэтому, имеется множество наработок по этой тематике [2-4]. Например, в работе [5] предлагается разделение парамагнитных частиц по величине магнитной восприимчивости.

Целью данной работы является верификация численного моделирования газодинамики в

классификаторе с соосными трубами с результатами лабораторного эксперимента.

Трехмерная модель классификатора с концентрическими трубами представлена на рисунке 1. Классификатор обладает простой конструкцией, так как основными элементами являются внутренняя 2 и внешняя 5 цилиндрические трубы, которые фиксируются между собой за счет пластины с отверстиями 4 и днища устройства 8.

Принцип действия классификатора с соосными трубами заключается в образовании центробежных сил в межтрубном пространстве [6-9]. Газовый поток с взвешенными частицами входит в устройство

через входное отверстие 1, далее опускается до рядов круглых отверстий во внутренней трубе 7, после чего поток в равных долях распределяется через них и попадает в межтрубное пространство 6 классификатора, в котором за счет конструктивных особенностей устройства образуется ряд завихрений. Следует отметить, что количество завихрений в межтрубном пространстве в два раза больше, чем количество рядов круглых отверстий во внутренней трубе. За счет центробежных сил частицы размером более 30 мкм отбрасываются из потока к стенкам корпуса классификатора и постепенно под собственной силой тяжести оседают на дно устройства 8. В реальной конструкции классификатора вместо днища устройства 8 располагается бункер. Постепенно завихренный поток поднимается в верхнюю часть классификатора, где проходит через пластину с отверстиями 4 и выходит из устройства через выходное отверстие 3 (рис. 1).

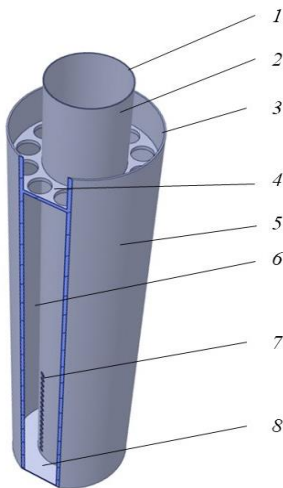


Рис. 1 – Трехмерная модель классификатора с соосными трубами: 1 – входное отверстие; 2 – внутренняя труба; 3 – выходное отверстие; 4 – пластина с отверстиями; 5 – внешняя труба; 6 – межтрубное пространство; 7 – круглые отверстия во внутренней трубе; 8 – дно устройства

При обработке экспериментальных и численных результатов применялись формулы для определения потери давления в классификаторе Δp , коэффициента гидравлического сопротивления ζ и числа Рейнольдса Re .

Потери давления в классификаторе Δp вычислялись по следующему выражению:

$$\Delta p = p_1 - p_2, \quad (1)$$

где p_1 – абсолютное давление на входном отверстии, Па; p_2 – абсолютное давление на выходном отверстии, которое принималось равным атмосферному, Па.

Коэффициент гидравлического сопротивления ζ

определялся по формуле
$$\zeta = \frac{2\Delta p}{\rho w^2}, \quad (2)$$

где ρ – плотность газа, кг/м^3 ; w – входная скорость газа, м/с .

Число Рейнольдса Re вычислялось по выражению:

$$Re = \frac{wd_1}{\nu}, \quad (3)$$

где d_1 – диаметр входного отверстия классификатора l , м ; ν – кинематическая вязкость газа, $\text{м}^2/\text{с}$.

В ходе предыдущих лабораторных исследований классификатора с концентрическими трубами была получена зависимость коэффициента гидравлического сопротивления ζ от числа Рейнольдса. В данном исследовании была проведена серия из 5 опытов, в каждом из которых закрывалось определенное количество круглых отверстий в верхних рядах во внутренней цилиндрической трубе. Основным выводом данного исследования являлось то, что при постепенном закрывании круглых отверстий верхних рядов во внутренней трубе увеличивалось гидравлическое сопротивление классификатора. При перекрытии 0, 2, 4, 6 и 8 верхних рядов круглых отверстий коэффициент гидравлического сопротивления ζ изменялся в диапазоне 2,7 – 3,6, 2,9 – 3,8, 3,4 – 4,5, 4,1 – 5,6 и 5,2 – 7,1 соответственно при числе Рейнольдса Re от 24369 до 73738. Следует отметить, что увеличение числа Рейнольдса Re от 24369 до 73738 приводило к снижению коэффициента гидравлического сопротивления ζ в среднем на 20 – 25 % (рис. 2).

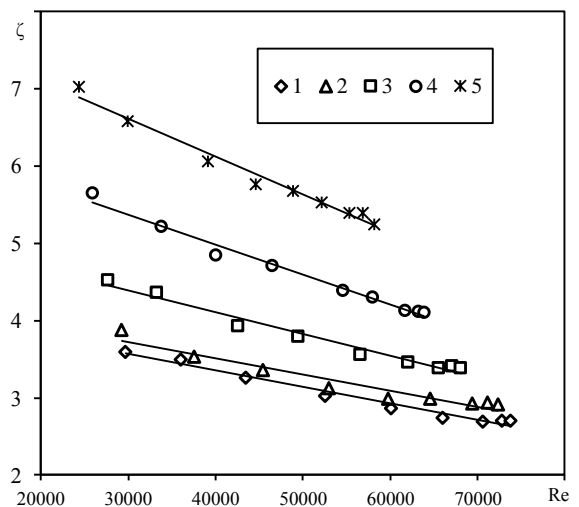


Рис. 2 – Зависимость потери давления в классификаторе с концентрическими трубами от скорости газового потока при различном количестве закрытых круглых отверстий в каждом верхнем ряду во внутренней цилиндрической трубе: 1 - 0; 2 - 2; 3 - 4; 4 - 6; 5 - 8

При проведении численного моделирования была построена 3D модель классификатора с соосными трубами, представленная на рисунке 1 в программном комплексе Autodesk Inventor, после чего она была импортирована в Ansys Fluent. Все геометрические размеры 3D модели при ее построении соответствовали реальной лабораторной установке: диаметр внутренней трубы – 50 мм,

диаметр внешней трубы – 100 мм, высота внутренней цилиндрической трубы 5 и внешней цилиндрической трубы 4 составляют 400 и 440 мм соответственно, пластина с отверстиями 4 располагается на высоте 370 мм от дна устройства, количество отверстий в пластине – 12, диаметр круглых отверстий в пластине – 7 мм, диаметр круглых отверстий во внутренней трубе – 5 мм, толщина стенки – 2 мм.

В ходе численного моделирования применялась *k-wSST* модель турбулентности, так как в ходе предыдущих исследований она показала хорошую сходимость между экспериментом и моделированием. Следует отметить, что в зависимости от выбранной модели турбулентности задаются дифференциальные уравнения в частных производных (уравнение Навье-Стокса):

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = -(\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} + \nu \Delta \vec{v} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \vec{f}, \quad (4)$$

где ∇ - оператор набла; Δ - векторный оператор Лапласа; t – время; p – давление, Па; \vec{v} – векторное поле скорости; \vec{f} – векторное поле массовых сил.

Уравнение Навье-Стокса дополняется уравнением неразрывности:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (5)$$

В ходе численных исследований входная скорость газового потока варьировалась от 8,94 до 22,21 м/с. Часть параметров принималась постоянной: плотность газового потока $\rho = 1,205$ кг/м³, кинематическая вязкость газа $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6}$ м²/с. При численном моделировании рассматривалась трехмерная модель классификатора с открытыми отверстиями во внутренней трубе во всех рядах. Расчетная модель состояла из 6749250 ячеек. На первом этапе численного моделирования определялось необходимое количество итераций для выхода процесса на стационарный или квазистационарный режим. В первую очередь, на стационарность или квазистационарность процесса указывает неизменность или малое отклонение искомой величины по росту итераций. В качестве искомой величины был выбран параметр – потери давления в классификаторе Δp , так как он в большой степени характеризует устойчивость вихрей в межтрубном пространстве. Очевидно, что при разрушении всех или некоторых вихрей в межтрубном пространстве потери давления при росте итераций будут сильно изменяться.

Для наглядной визуализации выхода режима на стационарный или квазистационарный был введен параметр $1 - \frac{\Delta p}{\Delta p_{cp}}$, который показывает, на сколько процентов отклоняется промежуточное значение потери давления при определенной итерации от среднего значения. Следует отметить, что Δp_{cp} определялось для определенного диапазона количества итераций, в котором отклонение параметра Δp от соседних значений по росту итераций n составляло менее 10 %. При этом количество итераций n , на которых вычислялось значение параметра Δp , варьировалось в зависимости

от значения входной скорости газового потока, так как при более высоких значениях входной скорости нестационарность образования вихрей в межтрубном пространстве проявляется чаще, и сходимость расчетов при численном моделировании установить сложнее.

Таким образом, в ходе численного моделирования было установлено, что для выхода параметра $1 - \frac{\Delta p}{\Delta p_{cp}}$ на стационарный или квазистационарный режим при скорости газового потока w , равной 8,94, 15,81 и 22,21 м/с, необходимо более 120, 660 и 1320 итераций соответственно (рис. 3 – 5).

Среднее значение потери давления Δp_{cp} вычислялось по следующей формуле:

$$\Delta p_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta p_i}{n}, \quad (6)$$

При входной скорости газового потока w , равной 8,94 м/с, было установлено, что при итерациях в диапазоне от 1 до 119 параметр $1 - \frac{\Delta p}{\Delta p_{cp}}$ в среднем отличается на 109 % от значений, полученных в интервале итераций n от 120 до 1400. При этом отклонение от среднего значения составляет не более 8 % при итерациях от 121 до 269. При итерациях более 270 отклонение менее 5 %. Наименьшее отклонение менее 1 % при итерациях более 870 (рис. 3).

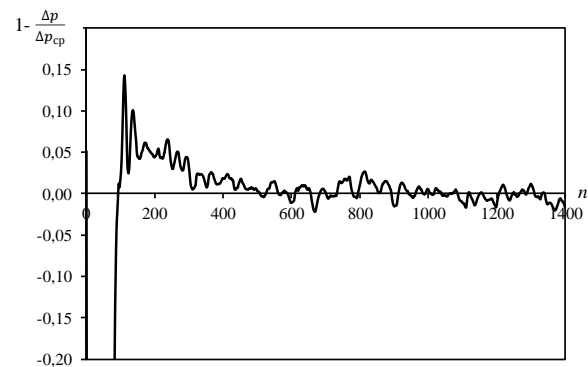


Рис. 3 – Зависимость параметра $1 - \frac{\Delta p}{\Delta p_{cp}}$ от количества итераций n при входной скорости газового потока w , равной 8,94 м/с

При входной скорости газового потока w , равной 15,81 м/с, при итерациях в диапазоне от 1 до 659 параметр $1 - \frac{\Delta p}{\Delta p_{cp}}$ в среднем отличается на 11 % от значений, полученных в интервале итераций n от 660 до 1400. Наименьшее отклонение составляет менее 2 % при итерациях более 1210 за исключением единичных флуктуаций (рис. 4).

При входной скорости газового потока w , равной 22,21 м/с, при итерациях в диапазоне от 1 до 390 параметр $1 - \frac{\Delta p}{\Delta p_{cp}}$ в среднем отличается на 59 % от значений, полученных в интервале итераций n от 391 до 1400. При итерациях в диапазоне от 391 до 1320 отклонение в среднем составляет 18 %.

Наименьшее отклонение (менее 1 %) наблюдается при итерациях более 1320 (рис. 5).

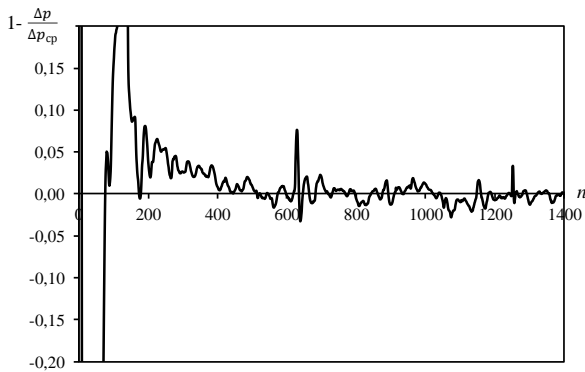


Рис. 4 – Зависимость параметра $1 - \frac{\Delta p}{\Delta p_{ср}}$ от количества итераций n при входной скорости газового потока w , равной 15,81 м/с

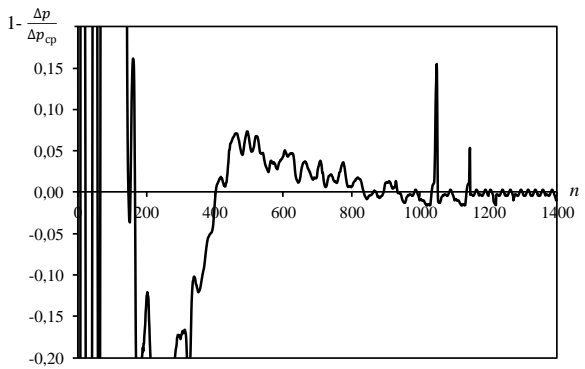


Рис. 5 – Зависимость параметра $1 - \frac{\Delta p}{\Delta p_{ср}}$ от количества итераций n при входной скорости газового потока w , равной 22,21 м/с

Аналогичным образом были рассчитаны значения параметра $1 - \frac{\Delta p}{\Delta p_{ср}}$ при других значениях входной скорости газового потока, в ходе лабораторного эксперимента: 10,86, 13,09, 18,09, 19,88, 21,26 и 21,92 м/с. Обработка результатов показала, что для выхода параметра $1 - \frac{\Delta p}{\Delta p_{ср}}$ на стационарный или квазистационарный режим при скорости газового потока w , равной 10,86, 13,09, 18,09, 19,88, 21,26 и 21,92 м/с, необходимо более 250, 410, 660, 1130, 1180 и 1210 итераций соответственно.

Таким образом, для конкретных диапазонов итераций, представленных выше, были рассчитаны значения потери давления $\Delta p_{ср}$ в классификаторе с соосными трубами. После чего было проведено сравнение с результатами потери давления Δp , полученными в ходе лабораторного эксперимента. Сравнение показало, что отклонение результатов численного моделирования от лабораторного эксперимента составило не более 10,3 % (рис. 6).

Таким образом, проведенные исследования показали, что численное моделирование существенно сокращает время получения результатов по сравнению с лабораторными

экспериментами. Однако для получения адекватных данных, по которым можно оценивать то или иное устройство, необходимо выявить, на какой стадии расчета процесс выходит на стационарный или квазистационарный режим. Следует отметить, что для данного исследования полный выход на стационарный режим с погрешностью менее 1 % практически невозможен вследствие сложной структуры вихрей в межтрубном пространстве и их большого количества. Пульсации потери давления в устройстве в зависимости от входной скорости газового потока с определенным шагом при выходе на квазистационарный режим обусловлены нарушением структуры потока в межтрубном пространстве, в частности, возникновением обратных потоков в области круглых отверстий внутренней цилиндрической трубы и увеличением частоты колебаний центров вихрей.

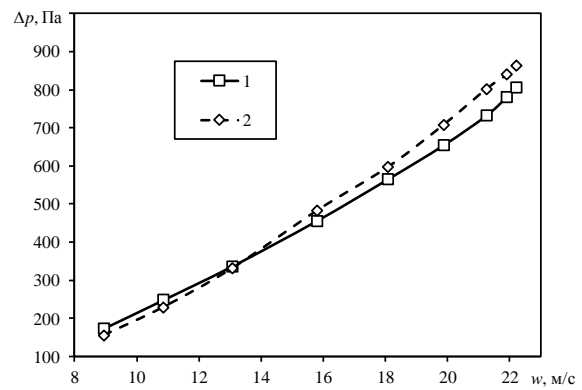


Рис. 6 – Зависимость изменения потери давления в классификаторе с соосными трубами от входной скорости газового потока: 1 – лабораторный эксперимент; 2 – численное моделирование

По проведенной работе можно сделать следующие выводы:

- Применение при численном моделировании $k-\omega$ SST модели турбулентности позволяет получить адекватные результаты с допустимой для оценочных и инженерных расчетов погрешностью.
- Минимальное количество итераций при расчете классификатора с концентрическими трубами составляет 120 и увеличивается с ростом входной скорости газа.
- Отклонение между результатами лабораторного и численного экспериментов составляет менее 10 %.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Президента РФ № МК-2710.2021.4.

Литература

1. М. И. Биргер, А. Ю. Вальдберг, Б. И. Мягков, В. Ю. Падва, А. А. Русанов, И. И. Урбах, *Справочник по пыле- и золоулавливанию*. Энергоатомиздат, Москва, 1983. 312 с.
2. В. А. Огурцов, А. П. Алешина, А. В. Огурцов, Е. Р. Брик, *Изв. вузов. Технология текстильной промышленности*, 1, 201-204 (2016).

3. А. В. Погорелов, А. А. Бойко, А. П. Марков, А. А. Гуляев, *Инженерный вестник Дона*, **17**, 3, 183-188 (2011).
4. М. С. Ермолин, П. С. Федотов, О. Н. Катасонова, Б. Я. Спиваков. *Химическая технология*, **14**, 1, 50-55, (2013).
5. А. М. Zholud', *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, **83**, 5, , 902-907, (2010).
6. V. E. Zinurov, A. V. Dmitriev, M. A. Ruzanova, O. S. Dmitrieva , *MATEC Web of Conferences*,**193**,01056 (2020).
7. В. Э. Зинуров, И. Н. Мадышев, А. Р. Ивахненко, И. В. Петрова, *Ползуновский вестник*, 2, 205-211 (2021).
8. В. Э. Зинуров, А. В. Дмитриев, Г. Р. Бадретдинова, Р. Я. Биккулов, И. Н. Мадышев, *Вестник Иркутского государственного технического университета*,**25**, 2, 196-206 (2021).
9. А. Р. Галимова, В. Э. Зинуров, А. В. Дмитриев, В. В. Харьков, *Вестник технологического университета*, **24**, 3, 50-54 (2021).

© **В. Э. Зинуров** - Казанский государственный энергетический университет, ассистент кафедры «Теоретические основы теплотехники» ФГБОУ ВО «КГЭУ», vadd_93@mail.ru, **А. В. Дмитриев**- Казанский государственный энергетический университет, зав. кафедрой «Теоретические основы теплотехники» ФГБОУ ВО «КГЭУ», iremiada@gmail.com, **Н. Ф. Сахибгареев** - Казанский государственный энергетический университет, студент кафедры «Теоретические основы теплотехники» ФГБОУ ВО «КГЭУ», iremiada@gmail.com, **Д. Н. Латыпов** – Нижнекамский химико-технологический институт ФГБОУ ВО «КНИТУ», зав. кафедрой процессов и аппаратов химических технологий, dlatypov@yandex.ru, **М. Г. Гарипов** – Нижнекамский химико-технологический институт ФГБОУ ВО «КНИТУ», доцент кафедры процессов и аппаратов химических технологий, vaelbuz1949@yandex.ru.

© **V. E. Zinurov** - Kazan State Energy University, Assistant of the Department of Theoretical Foundations of Heat Engineering, FSBOU VO KSEU, vadd_93@mail.ru, **A. V. Dmitriev** - Kazan State Energy University, Head. Department "Theoretical Foundations of Heat Engineering" FSBOU VO "KSEU," iremiada@gmail.com, **N. F. Sahibgarееv** - The Kazan state power university, the student of Theoretical Bases Heating Engineers department FGBOU IN "KGEU", iremiada@gmail.com, **D. N. Latypov** - the Nizhnekamsk chemical Institute of Technology of FGBOU IN "KNITU", the department chair of processes and devices of chemical technologies, dlatypov@yandex.ru, **M. G. Garipov** - the Nizhnekamsk chemical Institute of Technology of FGBOU IN "KNITU", the associate professor of processes and devices of chemical technologies, vaelbuz1949@yandex.ru.