



DOI: <http://dx.doi.org/10.15688/jvolsu10.2014.5.9>

УДК 532.527

ББК 22.253

ВЫБОР ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ К РАСЧЕТУ ПАРАМЕТРОВ ВИХРЕВОГО ТЕЧЕНИЯ ГАЗОДИСПЕРСНЫХ ПОТОКОВ

Усманова Регина Равильевна

Кандидат технических наук, доцент кафедры сопротивления материалов,
Уфимский государственный авиационный технический университет
usmanovarr@mail.ru
ул. К. Маркса, 12, 450025 г. Уфа, Российская Федерация

Зайков Геннадий Ефремович

Доктор химических наук, профессор, заведующий отделом биологической
и химической физики полимеров,
Институт биохимической физики им. Н.М. Эмануэля РАН
chembio@sky.chph.ras.ru
ул. Косыгина, 4, 119334 г. Москва, Российская Федерация

Аннотация. Поставлены граничные условия для решения конечно-разностного уравнения движения газодисперсных потоков в динамическом газопромывателе. Решена краевая задача моделирования вихревого течения газозвеси в условиях изменяющейся закрутки потока. Установлено, что изменение параметров закрутки может вызвать появление вблизи стенок газопромывателя зон обратного тока. По результатам вычислений получены линии тока и профили скоростей в различных сечениях потока, которые позволили проанализировать и усовершенствовать конструкцию рассматриваемого газопромывателя.

Ключевые слова: вихревые зоны, твердая стенка, условие прилипания, профили скорости, граничные условия, функция тока.

Введение

Применяемые в настоящее время математические модели процессов газоочистки, как правило, сформированы на упрощенных теоретических представлениях о движении газодисперсных потоков. Они недостаточно учитывают режимные и конструктивные параметры аппаратов газоочистки, а также аэрогидродинамические свойства газодисперсных потоков. Эти модели не могут быть использованы для поиска оптимальных вариантов комплексных систем газоочистки, так как они показывают свойства объектов в узком

диапазоне изменения параметров. Сложность общей гидродинамической картины сепарации многофазных потоков, а также взаимодействие этих потоков между собой, обуславливает трудности ее математического описания. Этим объясняется необходимость исследования влияния режимных и конструктивных параметров на эффективность процесса газоочистки с оценкой вклада отдельных элементов для более детального понимания физического механизма центробежной интенсификации [2]. Применение пакета вычислительной гидродинамики *Ansys CFX* позволяет рассчитывать с приемлемой для

практики точностью гидродинамические характеристики вихревых течений на этапе разработки и проектирования промышленных устройств, позволяя избежать необходимости дорогостоящих натуральных испытаний. Структура и механизм турбулентности, прямые и обратные токи в пограничном слое определяют специфические подходы к выбору граничных условий вихревого течения газозвеси [10, 11]. Проведенные расчеты позволяют определять потенциальные возможности динамического газопромывателя при использовании его в качестве аппарата для очистки газовых выбросов.

Задачи моделирования

Для грамотного выбора граничных условий и последующего исследования процессов, протекающих в вихревых центробежных аппаратах, необходимо определить связь между параметрами закручивающего устройства и формируемого им течения, поскольку численное моделирование трехмерных течений на сегодняшний день является проблематичным, данная задача сливается с известной проблемой характеристик закрученных течений и закручивающих устройств. Численный анализ течения газа внутри динамического газопромывателя [3] сводится к решению системы осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} (r\rho v_r v_r) + \frac{\partial}{\partial r} (r\rho v_r v_z) \right] = \\ & \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(r\mu_T \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(r\mu_T \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) \right] - \frac{\partial P}{\partial r} - \mu_T \frac{\rho v_r}{r^2} + \frac{\rho v^2 \varphi}{r} \\ & \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} (r\rho v_r v_\varphi) + \frac{\partial}{\partial z} (r\rho v_z v_\varphi) \right] = \\ & \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(r\mu_T \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(r\mu_T \frac{\partial v_\varphi}{\partial z} \right) \right] - \mu_T \frac{\rho v_\varphi}{r^2} - \frac{\rho v_\varphi v_r}{r} \\ & \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} (r\rho v_r v_z) + \frac{\partial}{\partial z} (r\rho v_z v_z) \right] = \\ & \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(r\mu_T \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(r\mu_T \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \right] - \frac{\partial P}{\partial z} \end{aligned}$$

где v_z – скорость потока вдоль оси; v_r – скорость потока в радиальном направлении; v_φ – тангенциальная скорость потока; ρ – плотность смеси; μ'_T – коэффициент турбулентной вязкости; P – давление; v' – вектор скорости.

Для замыкания газодинамических уравнений Навье-Стокса использовалась стандартная (k - ϵ) – модель турбулентности. Для нахождения скалярных параметров k и ϵ используются два дополнительных модельных уравнения, содержащих эмпирические константы [4]. Расчетная сетка была построена в сеточном генераторе *Ansys CFX*. Большинство задаваемых граничных условий могут быть сведены: к условиям первого рода (задано значение функции), к условиям второго рода (задан градиент функции по нормали к границе) или к условиям третьего рода (задается линейная комбинация значений функции и нормальной производной). Постановка граничных условий оказывает существенное влияние не только на устойчивость, но и на точность решения конечно-разностного уравнения. Изучению граничных условий на конечной расчетной сетке посвящены работы [5–7], в частности, в [7] показано, что при больших числах Рейнольдса из-за неправильно поставленных граничных условий ошибка на границах может вдвое превышать ошибку аппроксимации во внутренних точках. В работах [8–10] представлены результаты экспериментальных исследований центробежных пылеуловителей со следующими параметрами: число Рейнольдса варьировалось от $1 \cdot 10^2$ до $60 \cdot 10^4$; параметр закрутки изменялся в пределах $K=0 \div 4$. Проведем расчет течения для динамического газопромывателя и сравним полученные решения с экспериментальными данными.

Постановка граничных условий

Граничные условия, удовлетворяющие уравнениям переноса в областях $R > r$, должны записываться с учетом равенства потоков частиц на радиусе r , а также равенства самих концентраций частиц на радиусе R . Вблизи ограничивающей поверхности тангенциальные скорости газа уменьшаются и принимают нулевое значение на поверхности. Центробежные силы, действующие на мелкие частицы, также уменьшаются и принимают нулевое значение на самой стенке. Частицы вблизи стенки увлекаются турбулентными пульсациями и отходят от стенки, а центробежными силами возвращаются к стенке. Таким образом, вблизи неподвижной поверхности частицы находятся в динамическом равновесии, на границе поток

– твердая стенка, перенос частиц отсутствует, и суммарный поток частиц за счет центробежных сил и диффузионного переноса должен быть равен нулю. На оси газопромывателя, вследствие симметрии течения, производная по радиусу от концентрации частиц равна нулю. В расчетной сетке твердую стенку представляют границы $\Gamma_1, \Gamma_3, \Gamma_4, \Gamma_5$ (рис.1).

Так как линии $\Gamma_1 - \Gamma_8$, и $\Gamma_3 - \Gamma_4$ являются линиями тока, то на этих стенках функция тока ψ может принимать любое постоянное значение. По характеру течения для Γ_1, Γ_5 функция тока $\psi = 0$; для Γ_3, Γ_4 функция тока $\psi = \psi_{max}$.

Границы Γ_4 и Γ_6 представляют выходное сечение или проницаемую стенку. Если на $\Gamma_1, \Gamma_3, \Gamma_8$ выполняется условие прилипания

$$v_z = v_\phi = v_r = 0,$$

то на Γ_4 и Γ_6 изменение скорости можно задать некоторой функцией $f(r)$.

Тогда

$$v_z = v_z(r), \frac{\partial v_\phi}{\partial \lambda} = 0, \int_0^{\psi_{max}} d\psi = \int_{r=r_{max}}^D \rho r v_\lambda(r) dr \quad (1)$$

Особенно важно определить значение вихря на стенке. На примере твердой стенки Γ_3 рассмотрим вывод граничного условия первого порядка точности для вихря ψ . В окрестности точки разложим функцию ψ в ряд Тейлора

$$\psi_{i,\ell+1} = \psi_{i,\ell} + \frac{\partial \psi}{\partial r} \Big|_p \Delta r + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} \Big|_p \Delta r^2 + \frac{1}{6} \frac{\partial^3 \psi}{\partial r^3} \Big|_p \Delta r^3 + 0(\Delta r^4) \quad (2)$$

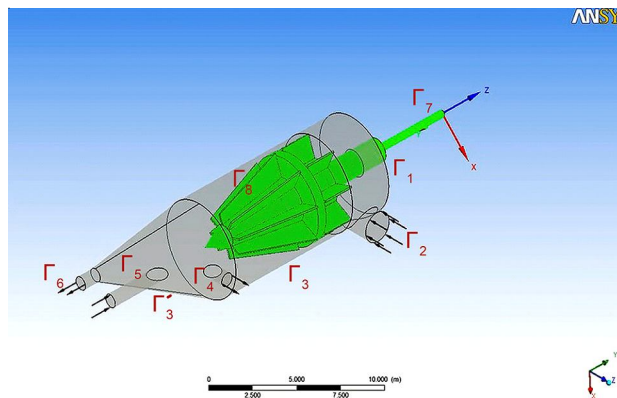


Рис. 1. Схема к расчету граничных условий модели

Но $\left(\frac{\partial \psi}{\partial r^p}\right)_p = 0, \omega_{i,\ell} = -\frac{\partial v_\lambda}{\partial r}$, так как $v_z = v_r = 0$

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} \Big|_p = \rho r \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \right) \Big|_p = \rho r \frac{\partial v_z}{\partial r} \Big|_p$$

Подставляя $d\psi/dr, d^2\psi/dr^2$ в (2) и решая его относительно $\omega_{i,j}$, где компонента $\omega_{i,j}$, характеризует вращение частиц потока относительно оси, которая имеет форму окружности (кольцевой вихрь), с учетом $\omega_{i,j} = 0$, находим

$$\omega_r = -\frac{2}{\rho r} \frac{\psi_{i,\ell+1}}{\Delta r^2} + 0(\Delta r) \quad (3)$$

Независимо от ориентации стенки и от значения ψ на границе можно записать

$$\omega_r = -\frac{2(\psi_{\Gamma+1} - \psi_\Gamma)}{\rho r \Delta n^2} + 0(\Delta n), \quad (4)$$

где Δn – расстояние по нормали к стенке от ближайшего узла. Для получения условия второго порядка точности продифференцируем выражение, определяющее вихрь ω ,

$$\frac{\partial \omega}{\partial r} \Big|_p = \frac{\partial^2 v_r}{\partial z \partial r} - \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} = \frac{\partial}{\partial z} \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{1}{\rho} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial^3 \psi}{\partial r^3} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} + \frac{1}{r^3} \frac{\partial \psi}{\partial r} \right]$$

Из уравнения неразрывности

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} = -\frac{\partial v_z}{\partial z} - \frac{v_r}{r}; v_r = 0 \Rightarrow \frac{\partial v_r}{\partial r} = -\frac{\partial v_z}{\partial z}$$

Если представить стенку как плоскую пластинку $r_p \rightarrow \infty$, то

$$\frac{\partial \omega}{\partial r} \Big|_p = -\frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \Big|_p - \frac{1}{\rho r} \frac{\partial^3 \psi}{\partial r^3} \Big|_p, \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} = 0$$

в силу условия прилипания. Отсюда следует, что

$$\frac{\partial \omega}{\partial r} \Big|_p = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial^3 \psi}{\partial r^3} \Big|_p = -\rho r \frac{\omega_{i,l+1} - \omega_{i,l}}{\Delta r}$$

Подставим $\frac{\partial \psi}{\partial r} \Big|_p, \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} \Big|_p, \frac{\partial^3 \psi}{\partial r^3} \Big|_p$ в выражение (2).

Получим

$$\psi_{i,l+1} = \psi_{i,l} + \frac{1}{2}(-\rho r \omega_{i,l}) \Delta r^2 + \frac{1}{6} \left(-\rho r \frac{\omega_{i,l+1} - \omega_{i,l}}{\Delta r} \right) \Delta r^3.$$

Или принимая, что $\Delta n = \Delta r$, а точка с индексами i, j является граничной, имеем

$$\omega_\Gamma = - \left[\frac{3(\psi_{\Gamma+1} - \psi_\Gamma)}{r \rho \Delta n^2} + \frac{\omega_{\Gamma+1}}{2} \right]. \quad (5)$$

Если ряд Тейлора для функции ψ продолжить до членов четвертого порядка, то учитывая, что $r_p \rightarrow \infty$, и $d\psi/dr = 0$

$$\begin{aligned} \frac{\psi_{i,l+1} - \psi_{i,l}}{\Delta r^2 \rho} &= \frac{1}{2}(-r \omega_{i,l}) + \\ &\frac{1}{6} \left(-r \frac{\omega_{i,l+1} - \omega_{i,l}}{\Delta r} \right) \Delta r + \\ &+ \frac{1}{6}(-2\omega_{i,l}) \Delta r + \frac{\Delta r^2}{24} \left(-r \frac{\partial^2 \omega}{\partial r^2} \right) + \\ &\frac{\Delta r^2}{24} \left(-3 \frac{\omega_{i,l+1} - \omega_{i,l}}{\Delta r} \right) \end{aligned}$$

Формула для вихря на твердой границе примет вид

$$\omega_\Gamma = \frac{\psi_\Gamma - \psi_{\Gamma+1}}{\Delta n^2 \rho} \left(\frac{r}{3} + \frac{5\Delta r}{24} \right) - \frac{\frac{r}{6} + \frac{\Delta r}{8}}{\frac{r}{3} + \frac{5\Delta r}{24}} \omega_{r+1} \quad (6)$$

В [11] предложено записывать формулу (6) как

$$\omega_\Gamma = q_1 + q_2 \omega_{\Gamma+1} \quad (7)$$

Граница Γ_7 представляет собой ось симметрии. Для Γ_7 имеем $v_r, v_z = 0$, поэтому $(dv_r/dz) = 0$. Расходная скорость симметрична относительно оси $(dv_z/dz) = 0$, откуда $\omega_\Gamma = 0$.

Условия на входном патрубке Γ_2 нельзя записать однозначно. Они будут меняться в зависимости от физической картины течения в исследуемой области. Первый подход к постановке граничных условий на входе: полностью задать значения ψ и ω . Например, Γ_2 : $\omega = 0$ (принять допущение о потенциальном характере течения); зная величину расхода:

$$Q = 2\pi r l |v_r^{ex}| \quad (8)$$

можно определить среднее значение радиальной скорости

$$|v_r^{cp}| = |v_r^{ex}|;$$

и задать линейную зависимость для функции тока

$$\psi = \psi_{max} \cdot z/l, \quad (9)$$

где z – текущая координата ввода частиц; l – ширина входного патрубка.

На динамику течения наибольшее влияние оказывает профиль входной скорости, чем закон изменения функции тока, из которого определяется величина скорости. Автор [11] в качестве условия на входной границе задавал равномерный поток $v = const$, в других источниках [7, 8] рассматриваются профили Блазиуса или Пуазейля. Для правильной постановки условий на входе необходимо путем проведения численного эксперимента оценить влияние того или иного профиля скорости на характер течения. Тогда величина ω_Γ находится по значению dv_r/dz по уравнению

$$\omega_\Gamma = \frac{\partial v_r}{\partial z} \Big|_p = -\frac{I}{\rho r} \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = \frac{I}{\rho r} \frac{\psi_{\Gamma-2} - 2\psi_{\Gamma-1} + \psi_\Gamma}{\Delta z^2} \quad (10)$$

На выходной границе Γ_4 наиболее надежным способом задания краевых условий является полная определенность значений ψ, ω, v . Для скоростей здесь также могут быть

предложены равномерный или параболический профили, для вихря – потенциальный сток $\omega=0$. В некоторых задачах при течениях в каналах различной конфигурации применяется постановка «мягких» граничных условий

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial z} = 0, \frac{\partial \psi}{\partial z} = 0 \Rightarrow \psi_{\Gamma} = \psi_{\Gamma-1}, \omega_{\Gamma} = \omega_{\Gamma-1} \\ \frac{\partial \omega}{\partial z} = \frac{\partial v_r}{\partial z} = 0, \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = 0. \end{aligned} \quad (11)$$

Эти условия имеют второй порядок точности.

На вершине угла выхлопного патрубка выполняется условие прилипания, это конечная точка твердой стенки, $v_z, v_r, v_{\theta}, \psi=0$. Для определения ω в этой точке можно воспользоваться формулой (4):

$$\begin{aligned} \omega_{\Gamma} = -\frac{2}{\rho r} \frac{\psi_a - \psi_{\Gamma a}}{\Delta n^2}, \\ \Delta n^2 = (\Delta r \cos \beta)^2 = \frac{\Delta z^2}{1 + \gamma^2}; \gamma = \frac{\Delta z}{\Delta r} \end{aligned} \quad (12)$$

где β – угол наклона конической части аппарата.

Для модели [12], было проведено интегрирование методом Рунге-Кутты в окрестности каждого узла конечно-разностной сетки, которой покрыто все пространство газопромывателя. Каждый узел сетки определяется значения-

ми проекций скорости потока: радиальной v_r , тангенциальной v_{θ} , осевой v_z . Переходы между узлами выполняются скачкообразно путем замены одного значения скорости другим или нахождением промежуточных значений между узлами с помощью интерполяции. Особенность такой постановки краевой задачи состоит в том, что условие прилипания реализуется на каждом временном шаге. При этом существенно, что условие прилипания и условие для функций ψ и ω ставятся на разных границах, так как использование этих двух условий по одной и той же границе модифицирует нашу задачу, и при численном решении может привести к снижению точности. По результатам вычислений строились картины линий тока и профили скорости в различных сечениях потока.

Анализ результатов численного решения краевой задачи

Для решения поставленной задачи по схеме продольно-поперечной прогонки была разработана расчетная программа. По результатам вычислений были получены профили осевой и окружной компонент скорости (рис. 2).

Картина течения газопылевого потока в динамическом газопромывателе является достаточно сложной ввиду того, что в центральной части аппарата расположен лопастной завихритель. Анализ гидродинамики и распределения осаждаемых частиц в динами-

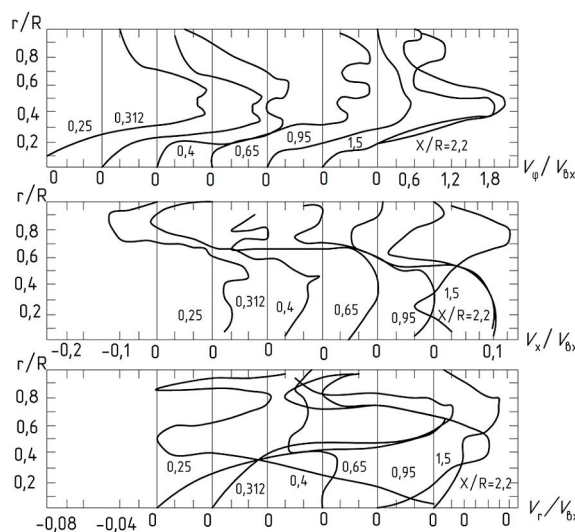


Рис. 2. Проекция тангенциальных, осевых и радиальных скоростей вдоль аппарата в сечениях $x/R = 0,25; 0,312; 0,4; 0,65; 0,95; 1,5; 2,2$ при значениях параметров: $V_r/V_{bx} = 0,01; V_{\theta}/V_{bx} = 1,8; Re = 5 \cdot 10^4$

ческом газопромывателе показал, что из-за наличия турбулентной диффузии, частицы концентрируются у стенки аппарата не плотным слоем, а в виде разрыхленного концентрированного газопылевого слоя. При этом на стенке не образуется осыпающийся слой, а пыль локализуется в кольцевом пристенном слое определенной толщины в виде спиральных пылевых скоплений в форме жгутов. Инициатором образования спиральных пылевых жгутов является лопастной завихритель. При прохождении пыли через лопасти завихрителя происходит концентрирование частиц на периферийной зоне лопаток. Таким образом, однородный поток после прохождения лопастного завихрителя разделяется на ряд параллельных потоков с чередующейся то обедненной, то обогащенной концентрацией пыли. Толщина и плотность пристенного слоя зависят от скорости газа, угла закрутки, характера ввода потока в динамический газопромыватель. Более высокие скорости способствуют уменьшению толщины пристенного слоя, несмотря на возрастающую при этом роль турбулентной диффузии. Положение центра вращательного потока не совпадает полностью с геометрической осью аппарата, то есть имеет место определенный незначительный эксцентриситет, величина которого не превышает 8–10 % от радиуса аппарата. Наличие подобного эксцентриситета закрученного потока отмечаются также исследователями [7].

Учитывая, что величина эксцентриситета незначительна в исследуемом аппарате, а в его центральной части расположено оросительное устройство, будем рассматривать течение газового потока как симметричное

относительно оси аппарата. Отметим, что профиль окружной скорости v_ϕ существенно изменяется по радиусу газопромывателя и по оси x , что означает наличие дифференциального вращения, вследствие чего вихревые линии начинают закручиваться по спирали, как показано в работе [12]. На рисунке 3 представлены линии окружной скорости, видно, что вблизи стенок образуются вихревые зоны.

Для тангенциальной скорости характерен дрейф максимума от периферии к центру и сокращение зоны вынужденного вихря. Тангенциальная скорость значительно больше осевой в пристенной и квазипотенциальной зонах, а в области оси практически одного с ней порядка. Осевая составляющая практически не меняет своего профиля, ее максимум находится вблизи стенки аппарата.

Разработанная модель помогает быстро и наглядно смоделировать движение запыленного газового потока с учетом внесенных в геометрию аппарата изменений. Таким образом, модель может применяться для оптимизации конструкции динамического газопромывателя.

Выводы

1. Был разработан алгоритм моделирования процесса сепарации дисперсной фазы в газовом потоке. Проведенные расчеты позволяют определять потенциальные возможности динамического газопромывателя при использовании его в качестве аппарата для очистки газовых выбросов. Верификация полученных расчетом данных проводилась путем моделирования процесса течения газожидко-

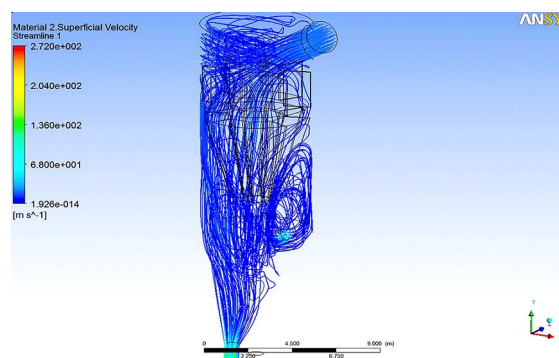


Рис. 3. Проекция окружной скорости газодисперсного потока

стного потока в пакете вычислительной гидродинамики *Ansys CFX*.

2. Расчеты течений, определяемые краевой задачей, проводились для значений чисел Рейнольдса от $1 \cdot 10^2$ до $60 \cdot 10^4$. По результатам вычислений строились картины линий тока и профили скорости в различных сечениях газопромывателя. Анализ полученных профилей скорости позволяет выявить три характерные области по оси аппарата: область формирования газового потока, область стабильного потока и область демпфирования.

3. Изменяющаяся закрутка потока может вызвать появление вблизи стенок газопромывателя зон обратного тока, снижающих эффективность сепарации тонких фракций пыли. Для уменьшения влияния возвратного течения можно оптимизировать соотношение высоты и ширины тангенциального ввода. Конический завихритель также оказывает демпфирующее действие на газодисперсный поток, при этом происходит трансформация профиля скоростей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бетяев, С. К. Математические модели неосесимметричного вихря / С. К. Бетяев. – ТОХТ, 2002. – Т. 36, № 2. – С. 124–129.
2. Васильев, А. В. Профилирование высокоэффективных кулачков газораспределения двигателей внутреннего сгорания / А. В. Васильев, Ю. С. Бахрачева, У. Каборе // Вестник Волгоградского государственного университета. Серия 10, Инновационная деятельность. – 2013. – № 2. – С. 96–102.
3. Гончаров, А. Л. О построении монотонных разностных схем для уравнений Навье-Стокса на девятиточечных шаблонах / А. Л. Гончаров, И. В. Фрязинов. – Ин-т Прикладной математики им. М.В.Келдыша РАН, 1986. – № 93. – С. 4–16.
4. Горячев, В. Д. Моделирование работы инерционного вихревого сепаратора на ЭВМ / В. Д. Горячев // Известия вузов. – 1980. – № 2. – С. 49–55.
5. Самарский, А. А. Методы решения сеточных уравнений / А. А. Самарский, Е. С. Николаев. – М.: Наука, 1978. – 592 с.
6. Усманова, Р. Р. Состояние и перспективы очистки газовых выбросов на промышленных предприятиях / Р. Р. Усманова // Научное обозрение. – 2011. – № 6. – С. 80–86.
7. Усманова, Р. Р. Моделирование движения закрученного потока в динамическом газопромы-

вателе / Р. Р. Усманова, В. С. Жернаков // Вестник УГАТУ. – 2013. – Т. 17, № 2. – С. 63–67.

8. Усманова, Р. Р. Обобщение зависимостей между режимно – конструктивными параметрами, структурой потоков и интегральными характеристиками вихревого аппарата / Р. Р. Усманова, В. С. Жернаков // Вестник УГАТУ. – 2010. – № 2. – С. 51–55.

9. Шаров, С. В. Выбор граничных условий во входном сечении трубы при расчете закрученных течений / С. В. Шаров, С. Г. Черный, В. Л. Окулов // Теплофизика и аэромеханика. – 1997. – Т. 4, № 3. – С. 347–350.

10. Menter, F. R. Advanced Turbulence Modelling in CFX / F. R. Menter, T. Esch. – CFX Update – Spring. – 2002. – № 20. – P. 4–5.

11. Vasilyev, A.V. Valve Cam Design Using Numerical Step-By-Step Method / A.V. Vasilyev, Yu. S. Bakhracheva, O. Kabore // Вестник Волгоградского государственного университета. Серия 10, Инновационная деятельность. – 2014. – № 1. – С. 26–32.

12. Wilcox, D. C. Turbulence Modeling for CFD / D. C. Wilcox. – DCW Industries, Inc., La Canada, California, 1993.

13. Xia, J. L. Numerical and Experimental Study of Swirling Flow in a Model Combustor / J. L. Xia, G. Yadigaroglu, Y. S. Liu. – Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 1998. – Vol. 41, № 11. – P. 1485–1497.

REFERENCES

1. Betyaev S.K. Matematicheskie modeli neosesimmetrichnogo vikhrya [Mathematical Models of Non-Axisymmetric Vortex]. *TOKhT*, 2002, vol. 36, no. 2, pp. 124-129.
2. Vasilyev A.V., Bakhracheva Yu.S., Kabore U. Profilirovanie vysokoeffektivnykh kulachkov gazoraspredeleniya dvigateley vnutrennego sgoraniya [Profiling High Performance Cams of Gas Distribution in Internal Combustion Engines]. *Vestnik Volgogradskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya 10, Innovatsionnaya deyatel'nost'* [Science Journal of Volgograd State University. Technology and Innovations], 2013, no. 2, pp. 96-102.
3. Goncharov A.L., Fryazinov I.V. O postroenii monotonnykh raznostnykh skhem dlya uravneniy Navye-Stoksa na devyatitocheknykh shablonakh [On Building the Monotone Difference Schemes for the Navier-Stokes Equations On Different Templates]. *In-t Prikladnoy matematiki im. M.V.Keldysha RAN*, 1986, no. 93, pp. 4-16.
4. Goryachev V.D. Modelirovanie raboty inertsiionnogo vikhrevogo separatora na EVM [The Modeling of the Inertial Vortex Separator on the Computer]. *Izvestiya vuzov*, 1980, no. 2, pp. 49-55.

5. Samarskiy A.A., Nikolaev E.S. *Metody resheniya setochnykh uravneniy* [The Methods for Solving Grid Equations]. Moscow, Nauka Publ., 1978. 592 p.

6. Usmanova R.R. Sostoyanie i perspektivy oчитki gazovykh vybrosov na promyshlennykh predpriyatiyakh [Status and Prospects for Gas Emissions Treatment at Industrial Enterprises]. *Nauchnoe obozrenie*, 2011, no. 6, pp. 80-86.

7. Usmanova R.R., Zhernakov V.S. Modelirovanie dvizheniya zakruchennogo potoka v dinamicheskom gazopromyvatele [Modeling of the Movement of Swirling Flow in a Dynamic Gas Washer]. *Vestnik UGATU*, 2013, vol. 17, no. 2, pp. 63-67.

8. Usmanova R.R., Zhernakov V.S. Obobshchenie zavisimostey mezhdru rezhimno – konstruktivnymi parametrami, strukturoy potokov i integralnymi kharakteristikami vikhrevoogo apparata [Compilation Dependencies Between Modal - Structural Parameters, the Structure of the Threads and Integral Characteristics of a Vortex Apparatus]. *Vestnik UGATU*, 2010, no. 2, pp. 51-55.

9. Sharov S.V., Chernyy S.G., Okulov V.L. Vybor granichnykh usloviy vo vkhodnom sechenii truby pri rashchete zakruchennykh techeniy [The Choice of Boundary Conditions in the Inlet Section of the Pipe When Calculating the Swirling Currents]. *Teplofizika i aeromekhanika*, 1997, vol. 4, no. 3, pp. 347-350.

10. Menter F. R., Esch T. Advanced Turbulence Modelling in CFX. *CFX Update – Spring*, 2002, no. 20, pp. 4-5.

11. Vasilyev A.V., Bakhacheva Yu.S., Kabore O., Zelenskiy Yu.O. Valve Cam Design Using Numerical Step-By-Step Method. *Vestnik Volgogradskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya 10, Innovatsionnaya deyatel'nost'* [Science Journal of Volgograd State University. Innovations], 2014, no. 1, pp. 26-32.

12. Wilcox D.C. *Turbulence Modeling for CFD*. USA, California, DCW Industries, 1993.

13. Xia J.L., Yadigaroglu G., Liu Y.S., Schmidli J., Smith B.L. Numerical and Experimental Study of Swirling Flow in a Model Combustor. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1998, vol. 41, no. 11, pp. 1485-1497.

THE CHOICE OF BOUNDARY CONDITIONS FOR THE CALCULATION OF PARAMETERS OF SWIRLING CURRENTS OF GAS-DISPERSED FLOWS

Usmanova Regina Ravilyevna

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Materials Resistance,
Ufa State Aviation Technical University
usmanovarr@mail.ru
K. Marksa St., 12, 450025 Ufa, Russian Federation

Zaikov Gennadiy Efremovich

Doctor of Chemical Sciences, Professor, Head of Department of Biological and Chemical Physics
of Polymers, Institute of Biochemical Physics named after N.M. Emanuel of RAS
chembio@sky.chph.ras.ru
Kosygina St., 4, 119334 Moscow, Russian Federation

Abstract. The authors have set the boundary conditions for solving the finite difference equations of motion of the gas-dispersed flows in dynamic gas washer. The problem of boundary value modeling of swirling current of gas suspension in the conditions of changing spin flow, is solved. It is established that the change of the parameters of spin can cause the reverse current near the walls of gas washer. According to the results of calculations, the authors revealed the streamlines and velocity profiles at different cross sections of flow which made it possible to analyze and improve the design of the considered gas washer.

Key words: swirling zones, solid wall, condition of adhesion, velocity profiles, boundary conditions, current function.