

**О ФИЗИЧЕСКОМ И МАТЕМАТИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ АЭРОДИНАМИКИ  
ЦИКЛОННЫХ УСТРОЙСТВ С ВНЕШНЕЙ САМОРЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ ГАЗОВ****АННОТАЦИЯ**

Авторами было предложено использовать новый принцип организации внешней рециркуляции газов в циклонных устройствах (топках, печах и др.), при котором транспортировка теплоносителя с боковой поверхности циклонной камеры, где температура его наиболее высокая, в приосевую область осуществляется за счет перепада давления между пристенной и приосевой зонами циклонного потока. Как известно, этот перепад может достигать больших величин, что обеспечивает достаточно высокую кратность внешней саморециркуляции газов  $k_c$  и возможность регулирования аэродинамики циклонного потока в широких пределах без изменения основных конструктивных параметров циклонного устройства. Выполнено экспериментальное и численное моделирование аэродинамики циклонного устройства при варьировании  $k_c$  и диаметра выходного канала  $d_{\text{вых}}$ .

**1. ВВЕДЕНИЕ**

Закрученный высокотурбулентный поток газов широко используется в технических устройствах энергетической, машиностроительной и металлургической промышленности благодаря увеличению доли конвективного теплообмена, выравниванию температуры поверхности заготовок, стабилизации процессов горения, увеличению полноты выгорания топлива и др. Применение циклонных нагревательных устройств позволяет увеличить скорость нагрева металла и уменьшить требуемый для этого температурный напор.

Простейшее циклонное устройство состоит из цилиндрической камеры и одного или двух тангенциально расположенных вводов, отвод газов обычно осуществляется через один из его торцов. Благодаря взаимодействию входящей струи газа с боковой стенкой образуется закрученный поток.

Тангенциальная компонента скорости течения газов в пределах ядра закрученного потока является наибольшей, и поэтому ее следует считать основной. Из уравнения радиального равновесия потока можно сделать вывод [1,2], что необходимым условием существования кругового течения в циклоне является равенство центробежной силы и радиального градиента давления, имеющего направление от боковой стенки камеры к оси. В циклонных устройствах статическое давление на стенке камеры может быть по величине соизмеримо со статическим давлением во входных каналах, в то время как на оси камеры наблюдается отрицательное избыточное статическое давление.

Если в конструкции циклонного устройства предусмотреть канал, соединяющий боковую стенку и приосевую зону, можно изменять перепад давления в циклонной камере и создавать внешний переток газов из периферийной в приосевую зону ядра течения. Изменение перепада давления влечет за собой изменение основных аэродинамических характеристик циклонного устройства.

**2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ**

Исследование аэродинамики циклонного устройства с внешней саморециркуляцией газов выполнено [3] на металлической модели (рис.1) с внутренним диаметром  $D_k=201$  мм и длиной  $L_k=327$  мм. Подвод воздуха осуществлялся тангенциально к внутренней поверхности камеры с помощью двух каналов высотой  $h_{\text{вх}}=25$  мм и длиной по образующей  $l_{\text{вх}}=25.9$  мм. Таким образом, безразмерная площадь входа составила  $\bar{f}_{\text{вх}} = 4f_{\text{вх}}/(\pi D_k^2) = 0.041$ . Отвод воздуха производился через выходное отверстие (перезим выходного торца), безразмерный диаметр которого мог принимать значения  $\bar{d}_{\text{вых}} = 0.2 \dots 0.4$ .

Забор воздуха на внешнюю саморециркуляцию осуществлялся с боковой поверхности камеры через радиальный патрубок с внутренним диаметром  $d_{\text{рец}}=37$  мм и безразмерной площадью проходного сечения  $\bar{f}_{\text{рец}} = 4f_{\text{рец}}/\pi D_k^2 = 0.034$ .

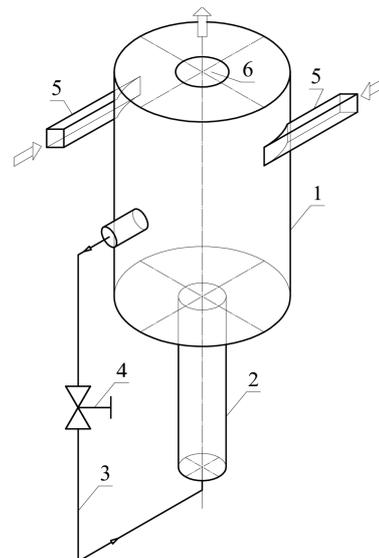


Рис. 1.Схема экспериментальной установки. 1 - циклонная камера, 2 – камера смешения, 3 – рециркуляционный канал, 4 – регулирующий вентиль, 5 – входные каналы, 6 – выходное отверстие

Рециркуляция газов осуществлялась с помощью одного рециркуляционного канала, регулирование расхода воздуха через который производилось вентилем.

Ввод рециркулируемого газа осуществлялся в приосевую зону циклонного устройства со стороны глухого торца через цилиндрическую камеру смешения внутренним диаметром 53 мм и длиной 450 мм.

Измерение полей скоростей и давлений в рабочем объеме установки было проведено зондовым методом с помощью трехканального цилиндрического зонда с диаметром приемной части 2.6 мм по общепринятой методике. Измерение расхода рециркулируемого газа производилось по полю скоростей, снятому трубкой Пито-Прандтля.

Общий расход воздуха через установку измеряли предварительно протарированной нормальной диафрагмой по ГОСТ 8.586-2005.

### 3. ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

Для анализа распределений радиальных и осевых скоростей в циклонной камере без рециркуляции было выполнено численное моделирование на платформе OpenFOAM. Для определения правильности расчета профили тангенциальной скорости сравнивались с экспериментально полученными распределениями  $w_\varphi$ .

Закрученный поток в циклонной камере обладает анизотропной турбулентностью [3], что делает неприменимыми модели турбулентности, основанные на гипотезе Буссинеска [4]. Поэтому в качестве основной была выбрана модель Лаундера-Гибсона, позволяющая напрямую моделировать тензор напряжений Рейнольдса, без использования турбулентной вязкости.

Наилучшие результаты численных расчетов получены при использовании структурированной гексаэдральной сетки с 1 млн. ячеек и нестационарного метода PISO.

Сопоставление профилей тангенциальной скорости, полученных при численном моделировании и экспериментально, показано на рисунке 2.

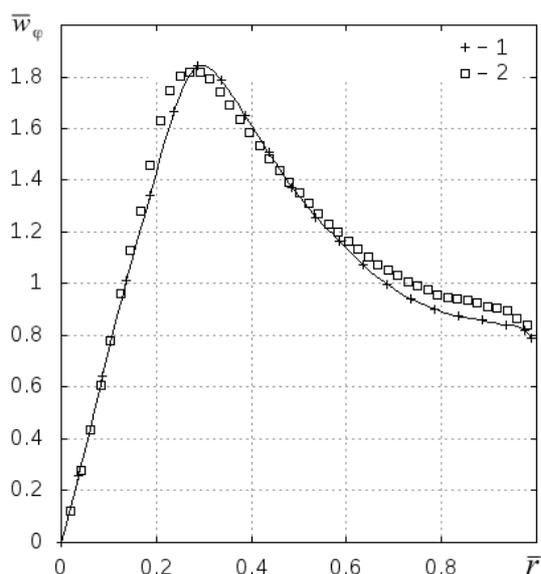


Рис. 2. Сравнение радиальных профилей тангенциальной скорости: 1 – экспериментальный; 2 – методом численного моделирования

На рис. 3 приведено распределение осевых и радиальных скоростей в продольном сечении камеры. Как

видно из рисунка, в области выходного отверстия из-за отрицательного избыточного давления на оси камеры образуется осевой обратный ток.

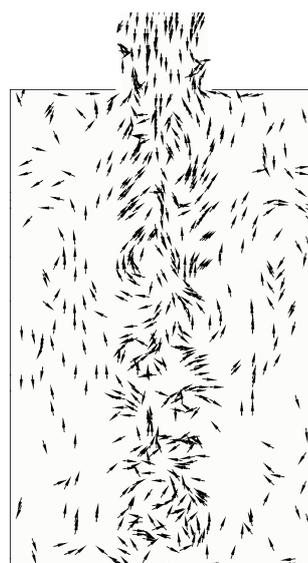


Рис. 3. Распределение осевых и радиальных скоростей в продольном сечении циклонной камеры

### 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТА

Распределение безразмерной тангенциальной скорости  $\bar{w}_\varphi = w_\varphi/v_{вх}$  ( $v_{вх}$  – средняя скорость воздуха во входных каналах) по радиусу камеры для значения  $\bar{d}_{вых} = 0.3$  показано на рис. 4. Как видно из представленных данных, использование внешней саморециркуляции газов практически не приводит к изменениям полей скоростей в пристенной области, но при этом существенно изменяет течение в ядре потока. Так увеличение коэффициента саморециркуляции  $k_c$  в исследованном диапазоне значений  $0...0.51$  и  $\bar{d}_{вых} = 0.3...0.4$  к снижению  $\bar{w}_{\varphi m}$  в 1.6 раза при лишь незначительном смещении радиуса  $\bar{r}_{\varphi m}$  в периферийную область.

На рис. 5 показаны распределения осевой составляющей скорости  $\bar{w}_z$  по радиусу камеры при различных значениях  $\bar{d}_{вых}$  и  $k_c$ . Из анализа профилей  $\bar{w}_z$  можно сделать вывод, что при использовании внешней рециркуляции ликвидируется осевой обратный ток и формируется прямое приосевое течение, величина максимальной скорости в котором зависит от  $\bar{d}_{вых}$  и достигает значений, соизмеримых с входной, а при  $\bar{d}_{вых} = 0.2$  превышает  $v_{вх}$  на 20%.

На рисунках 6,7 показаны зависимости максимальной тангенциальной скорости  $\bar{w}_{\varphi m}$  и коэффициента аэродинамического сопротивления  $\zeta_{вх}$  от коэффициента саморециркуляции  $k_c$ . Как видно из представленных данных, влияние  $k_c$  на указанные характеристики носит качественно одинаковый характер, причем зависимости  $\bar{w}_{\varphi m} = f(k_c)$ ,  $\zeta_{вх} = f(k_c)$  до некоторого предельного значения  $k_c$ , определяемого величиной  $\bar{d}_{вых}$ , носят практически линейный характер. Дальнейшее увеличение  $k_c$  приводит к более заметному снижению  $\bar{w}_{\varphi m}$  и  $\zeta_{вх}$ , особенно при диаметрах  $\bar{d}_{вых} = 0.3...0.4$ .

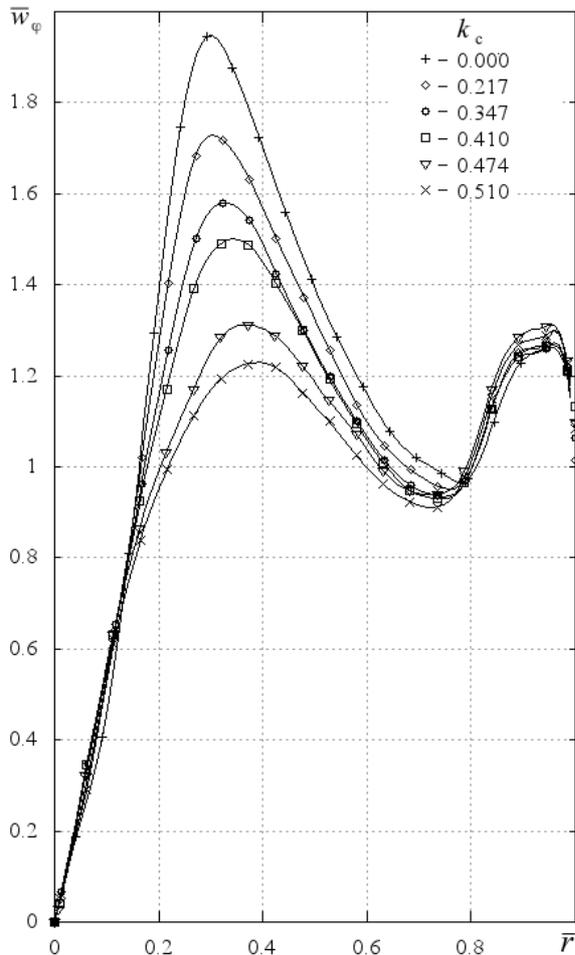


Рис. 4. Радиальное распределение безразмерной тангенциальной скорости при различных значениях  $k_c$

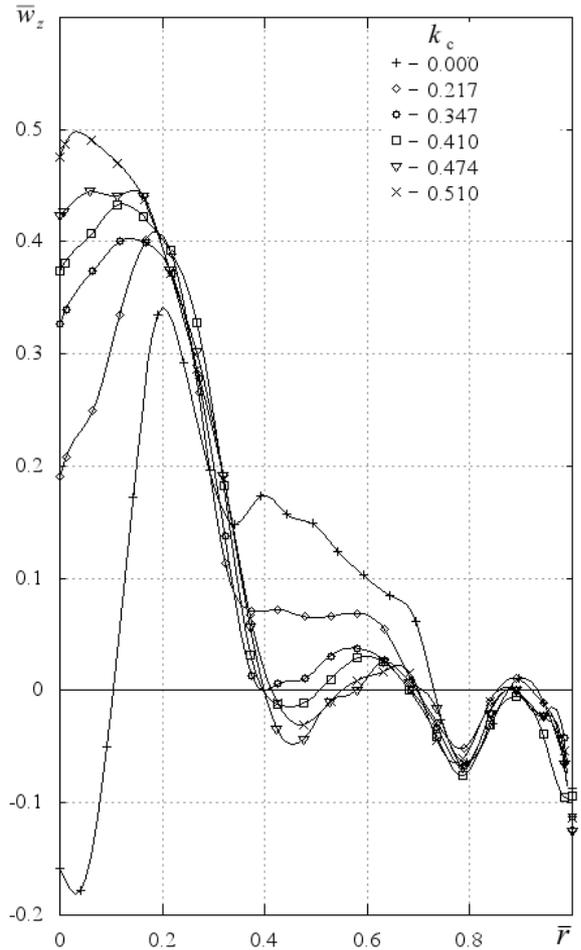


Рис. 5. Радиальное распределение безразмерной осевой скорости при различных значениях  $k_c$

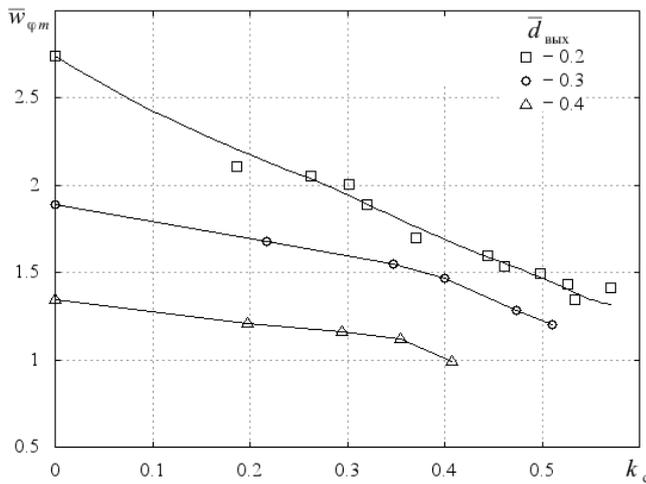


Рис. 6. Зависимость безразмерной максимальной тангенциальной скорости от коэффициента саморезиркуляции  $k_c$

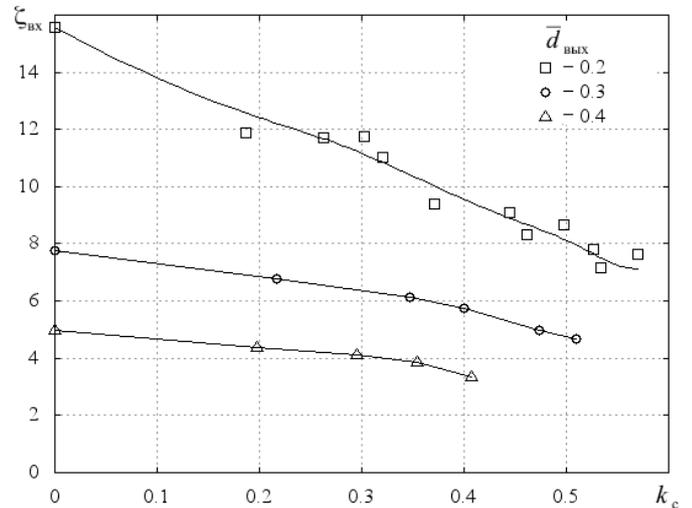


Рис. 7. Зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления от коэффициента саморезиркуляции  $k_c$

Интегрированием дифференциального уравнения радиального равновесия плоского вращающегося течения, записанного в безразмерном виде

$$\frac{d\bar{p}}{d\eta} = 2 \frac{\bar{w}^2}{\eta}, \quad (1)$$

где  $\eta = r/r_{\phi m}$  – безразмерный текущий радиус, с использованием аппроксимационных зависимостей для  $\bar{w}$  [1, 2] в пределах изменения  $\eta$  от  $\eta_p$  до  $\eta_k$  получены зависимости для расчета безразмерного статического давления на боковой поверхности циклонного устройства:

при  $0 \leq \eta_p \leq 1$

$$\bar{P}_{c.k} = 8 \left[ \ln \left( \frac{4\eta_k}{(\eta_p + 1)(\eta_k + 1)} - \frac{1}{\eta_p + 1} - \frac{\eta_k}{\eta_k + 1} + 1 \right) \right] \bar{w}_{\phi m}^2 \quad (2)$$

при  $1 \leq \eta_p \leq \eta_k$

$$\bar{P}_{c.k} = 8 \left[ \ln \left( \frac{\eta_k \eta_p + 1}{\eta_p \eta_k + 1} \right) + \frac{\eta_p}{\eta_p + 1} - \frac{\eta_k}{\eta_k + 1} \right] \bar{w}_{\phi m}^2. \quad (3)$$

Зависимости (1), (2) для обычных безрециркуляционных циклонных камер аппроксимируются простой

эмпирической зависимостью [1], показанной на рис.8 штриховой линией.

$$\bar{P}_{с.к} = A\bar{w}_{\phi m}^n, \quad (4)$$

где  $A = 2$ ;  $n = 9/5$ .

На рис. 8 приведены зависимости максимальной тангенциальной скорости  $\bar{w}_{\phi m}$  от  $\bar{P}_{с.к}$  для циклонного устройства с внешней саморецркуляцией газов. Как видно из рис.3, экспериментальные данные достаточно хорошо аппроксимируются уравнением (4), где  $A=4.1$  и  $n=9/7$  при  $\bar{d}_{\text{ВЫХ}} = 0.2$ ;  $A=2.8$  и  $n=9/7$  при  $\bar{d}_{\text{ВЫХ}} = 0.3$ ,  $A=2.2$  и  $n=9/5$  при  $\bar{d}_{\text{ВЫХ}} = 0.4$ .

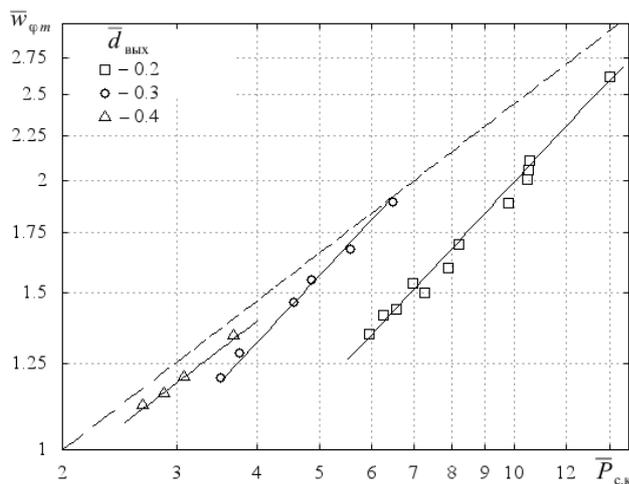


Рис. 8. Зависимость безразмерной максимальной тангенциальной скорости от безразмерного давления на стенке.

## 5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам работы можно сделать вывод, что регулированием аэродинамического сопротивления рециркуляционного канала можно управлять основными аэродинамическими характеристиками и энерготехнологическими процессами внутри рабочего пространства циклонного устройства.

## SUMMARY

*A.A. Zagoskin, S.V. Karpov, E.N. Saburov*

Northern (Arctic) Federal University,  
Russia 163002, Arkhangelsk, Severnaya Dvina Emb., 17

## ABOUT PHYSICAL AND MATHEMATICAL MODELLING OF AERODYNAMICS OF CYCLONE DEVICES WITH EXTERNAL GAS RECIRCULATION

The authors suggest using the new principle of the external gas recirculation in cyclone devices. According to this principle, the heat carrier can be moved from the walls of the device to the axis due to the radial pressure gradient. The pressure gradient in cyclone devices allows to achieve a high multiplicity of gas recirculation. External recirculation permits adjusting the aerodynamic characteristics of the device in a wide range.

## СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

- $D_k$  – внутренний диаметр циклонной камеры, мм;
- $d_{\text{ВЫХ}}, d_{\text{РЕЦ}}$  – диаметры выходного и рециркуляционного каналов, мм;
- $L_k$  – длина циклонной камеры, мм;
- $f_{\text{ВХ}}, f_{\text{РЕЦ}}$  – площади входа и рециркуляционного канала, мм<sup>2</sup>;
- $\bar{d}_{\text{ВЫХ}} = d_{\text{ВЫХ}} / D_k$  – безразмерный диаметр выходного отверстия;
- $v_{\text{ВХ}}$  – скорость газов на входе, м/с;
- $\bar{w}_z$  – безразмерная (отнесенная к  $v_{\text{ВХ}}$ ) осевая скорость;
- $\bar{w}_{\phi m}$  – безразмерная максимальная тангенциальная скорость;
- $w_{\phi}$  – безразмерная (отнесенная к  $v_{\text{ВХ}}$ ) тангенциальная скорость;
- $r_{\phi m}$  – безразмерный радиус, соответствующий положению максимальной тангенциальной скорости;
- $\zeta_{\text{ВХ}}$  – коэффициент аэродинамического сопротивления;
- $V_{\text{РЕЦ}}$  – объемный расход газа на рециркуляцию, м<sup>3</sup>/с;
- $V_{\text{ВХ}}$  – объемный расход газа на установку, м<sup>3</sup>/с;
- $k_c = V_{\text{РЕЦ}} / V_{\text{ВХ}}$  – коэффициент саморецркуляции;
- $P_{с.к}$  – статическое давление на боковой стенке камеры, Па;
- $\bar{P}_{с.к} = 2P_{с.к} / (\rho_{\text{ВХ}} v_{\text{ВХ}}^2)$ ;  $\bar{P} = 2P_{с.к} / (\rho_{\phi m} w_{\phi m}^2)$  – безразмерное статическое давление на боковой стенке камеры;
- $\eta_r, \eta_k$  – безразмерные (отнесенные к  $r_{\phi m}$ ) радиусы нулевого значения статического давления и циклонной камеры.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сабуров Э.Н., Карпов С.В. Теория и практика циклонных сепараторов, топок и печей / под ред. Э.Н. Сабурова. Архангельск: Изд-во АГТУ, 2000. 568 с.
2. Карпов С.В., Сабуров Э.Н. Высокоэффективные циклонные устройства для очистки и теплового использования газовых выбросов. Архангельск: Изд-во АГТУ, 2002. 504 с.
3. Карпов С.В., Сабуров Э.Н., Загоскин А.А. К вопросу о физическом моделировании внешней саморецркуляции газов в циклонных устройствах // Сб. трудов VII Международной научно-техн. конференции «Автоматизация и энергосбережение». Вологда, 13-15 марта 2012 г. С.174 - 177.
4. Derksen, J. Confined and agitated swirling flows with applications in chemical engineering/ J. Derksen // Flow, turbulence and combustion – 2002. – P.3-33.
5. Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений. Балтийский гос. техн. ун-т, 2001. 108 с.