

ФИЗИЧЕСКОЕ И ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АЭРОДИНАМИКИ ЦИКЛОННОГО НАГРЕВАТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА С РАСПРЕДЕЛЕННЫМ ВВОДОМ ГАЗА

Засл. деятель науки и техн. России, докт. техн. наук, проф. САБУРОВ Э. Н.,
асп. МАЛЫЦЕВ А. Н.

Архангельский государственный технический университет

Циклонные нагревательные устройства, обладающие большими возможностями значительной интенсификации конвективного теплообмена, снижения тепловой инерционности и автоматизации процесса нагрева, получили широкое распространение в промышленности [1–3]. Поэтому представляет несомненный интерес дальнейшее исследование их аэродинамики, определяющей технологические особенности и высокую интенсивность рабочего процесса. В связи с развитием компьютерных технологий для исследований аэродинамики циклонных устройств наряду с физическим моделированием перспективным является использование численного.

Физический эксперимент, результат которого приведен в работе, выполнен на модели циклонного нагревательного устройства (циклонной камеры), имеющей внутренний диаметр $D_k = 2R_k = 310$ мм и длину $L_k = 580$ мм. Внутренняя поверхность рабочего объема камеры являлась технически гладкой с шероховатостью обычного стального проката. Подвод воздуха в камеру осуществлялся тангенциально с диаметрально противоположных сторон входными каналами прямоугольного поперечного сечения – шлицами с внутренними размерами 20×44 мм, расположенными практически равномерно (в шахматном порядке) по ее высоте. Оси ближайших к торцам рабочего объема шлицев находились на расстоянии $z_{вх}$ от его глухого торца, равном 48 и 554 мм (z определялось по координате, совпадающей с осью рабочего объема). Безразмерные координаты местоположения шлицев $\bar{z}_{вх} = z_{вх} / D_k$, $z_{вх}$ равнялись с одной стороны камеры 0,442; 0,884; 1,335; 1,72, а с другой – 0,151; 0,536; 0,987; 1,429. Такое расположение шлицев в целом создавало распределенную систему ввода воздуха. В опытах относительная площадь входа $\bar{f}_{вх} = 4f_{вх} / \pi D_k^2 = 0,936$, а относительная высота шлицев $\bar{h}_{вх} = h_{вх} / D_k = 0,128$. Отвод газа из камеры производился через обычный плоский пережим с относительным диаметром выходного отверстия $\bar{d}_{вых} = d_{вых} / D_k$, равным 0,2–0,7. Воздух, выходящий из камеры, выбрасывался в атмосферу. Его расход измеряли нормальным соплом, температуру – ртутным термометром с ценой деления 1 °С.

Во всех опытах подробное исследование полей скоростей и давлений производили предварительно протарированными пятиканальными шаровыми зондами с диаметром шарика 5 мм, а в отдельных опытах – цилиндрическим трехканальным зондом с диаметром насадка 2,6 мм. Сечения замеров имели относительные продольные координаты $\bar{z}_c = z_c / D_k$, рав-

ные 0,226; 0,884 и 1,53, и находились в диаметральной плоскости, перпендикулярной тангенциальным шлицам. Вектор полной скорости, определяемой в каждой точке по радиусу камеры через 5 мм, раскладывался на три составляющие: тангенциальную w_ϕ , осевую w_z и радиальную w_r . Перемещение зонда производили координатниками с точностью определения угла вектора полной скорости по отношению к горизонтали, равной 1° , и перемещения зонда в радиальном направлении 0,5 мм.

Численный эксперимент выполнен при использовании комплекса Ansys® CFD code CFX® 10.0. В качестве базовой модели турбулентности использовали модель $k-\omega$, которая представляет собой двухпараметрическую математическую модель, основанную на теории турбулентной вязкости [4]. Первоначально выполненные численные исследования с применением моделей Zero Equation (в основу модели положена теория пути смешения Прандтля) и $k-\varepsilon$ (двухпараметрическая модель, состоящая из системы уравнений турбулентной кинетической энергии в потоке и вихревой диссипации) показали предпочтительность использования модели $k-\omega$.

На рис. 1 выполнено сопоставление опытных данных (точки) с расчетными распределениями (линии) безразмерной тангенциальной составляющей скорости потока $\bar{w}_\phi(\bar{r})$ ($\bar{w}_\phi = w_\phi/w_{\text{вх}}$, $w_{\text{вх}}$ – среднерасходная скорость потока в шлицах; $\bar{r} = r/R_k$, r – текущий радиус). Представленные данные позволяют отметить, что результаты физического и численного экспериментов по уровню тангенциальных скоростей удовлетворительно соответствуют друг другу в периферийной части рабочего объема камеры (при $\bar{r} > 0,6$). Расчетные и соответствующие опытные распределения $\bar{w}_\phi$ в окрестности заготовки различаются более существенно. Вероятно, это обусловлено принятыми расчетной геометрической схемой циклонной камеры и моделью турбулентности циклонного потока.

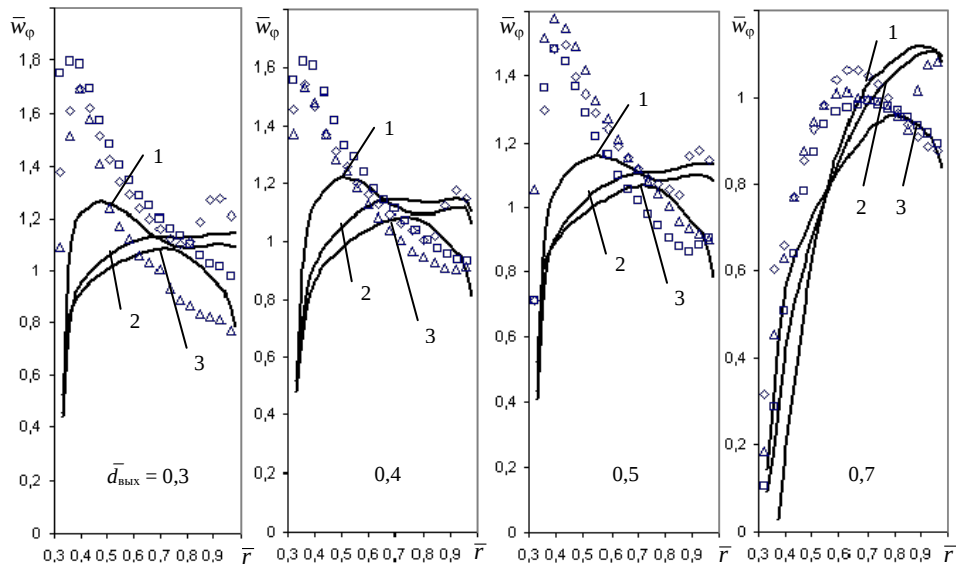


Рис. 1. Распределения опытных и расчетных значений $\bar{w}_\phi$ при различных $\bar{d}_{\text{вых}}$ и $\bar{z}_c$:

□ – 1 – $\bar{z}_c = 1,53$; ▽ – 2 – 0,884; ◇ – 3 – 0,226

Воздух в камеру вводился равномерно распределенными по высоте восьмью тангенциальными струями, по четыре с диаметрально противоположных сторон. Струи взаимодействуют между собой и введенными в рабочий объем уже закрученными газами, образуют сложное поле скоростей, которое, вероятно, может быть рассчитано лишь при более сложной модели турбулентности (LES, DES и др.), что потребует в свою очередь применения многопроцессорных кластерных систем вычисления и значительного увеличения времени расчета. В то же время следует отметить, что полученные расчетные и опытные данные правильно описывают характерные особенности влияния параметра $\bar{d}_{\text{вых}}$ на распределения $\bar{w}_\varphi$ в циклонной камере с загруженным рабочим объемом [1–3]. С увеличением диаметра выходного отверстия как опытные, так и расчетные безразмерные значения максимальной вращательной составляющей скорости потока снижаются, положение максимума $\bar{w}_\varphi$ смещается в область больших значений $\bar{r}$.

Следует заметить, что в более простых общих расчетных схемах геометрии циклонной камеры, например с локальным двусторонним вводом [5–6], а также для циклонных сепараторов [7, 8] совпадение расчетных данных, полученных с использованием пакета гидродинамического моделирования CFX® 10.0 (при применении той же двухпараметрической модели турбулентности $k-\omega$), с результатами физического эксперимента по исследованию распределений $\bar{w}_\varphi$ было значительно лучшим.

Более удачное совпадение расчетных и опытных данных наблюдалось для осевой составляющей скорости потока w_z . На рис. 2 приведены ее безразмерные величины $\bar{w}_z = w_z/w_{\text{вх}}$. Положительные значения $\bar{w}_z$ соответствуют осевому направлению движения потока от глухого торца камеры к выходному.

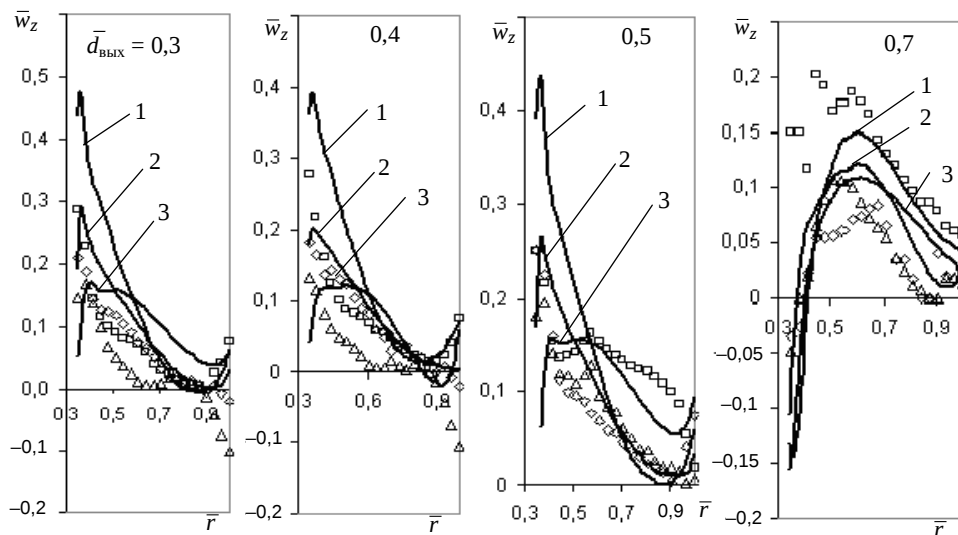


Рис. 2. Распределения опытных и расчетных значений $\bar{w}_z$ при различных $\bar{d}_{\text{вых}}$ и $\bar{z}_c$:

□ – 1 – $\bar{z}_c = 1,53$; ▽ – 2 – 0,884; ◇ – 3 – 0,226

На данном этапе компьютерного моделирования аэродинамики циклонно-вихревых камер одним из его важнейших достоинств является воз-

возможность исследования вторичных течений в циклонном потоке, его структуры. Численное моделирование позволяет получить трехмерное поле скоростей – объемную картину течения. Что дает возможность выполнить анализ циклонного потока, рассматривая поле скоростей или проекции вектора полной скорости в различных плоскостях и областях течения.

На рис. 3 приведены расчетные проекции вектора полной скорости потока на диаметрально плоскость, перпендикулярную входным шлицам, а на рис. 4 – расчетные проекции траекторий частиц потока, ограничивающие потоки и вихревые области в рабочем объеме циклонного нагревательного устройства, на ту же плоскость. На рис. 3 и 4 показаны также контуры заготовки и поперечного сечения входных шлицев.

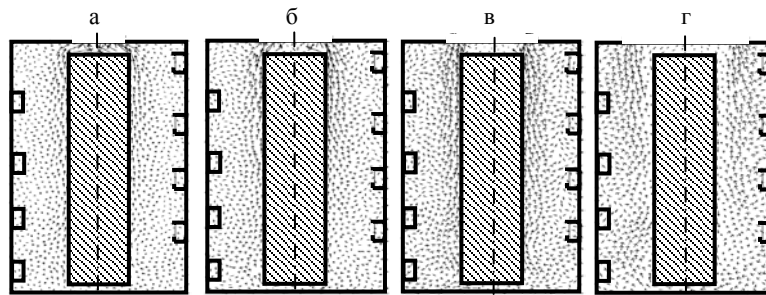


Рис. 3. Схемы осевых и радиальных движений потока при различных значениях $\bar{d}_{\text{вых}}$:
а – $\bar{d}_{\text{вых}} = 0,3$; б – $0,4$; в – $0,5$; г – $0,7$

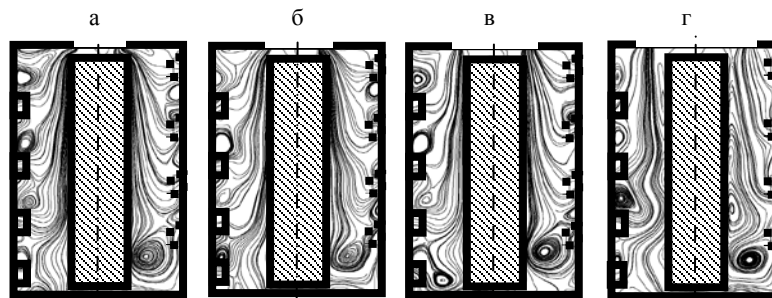


Рис. 4. Траектории движения циклонного потока при различных значениях $\bar{d}_{\text{вых}}$:
а – $\bar{d}_{\text{вых}} = 0,3$; б – $0,4$; в – $0,5$; г – $0,7$

Представленные данные позволяют отметить, что поле скоростей в рабочем объеме циклонного устройства отличается сложностью и пространственностью, обилием циркуляционных и вихревых зон, предопределяющих интенсивное перемешивание газов. В связи с общим смещением шлицев одной стороны рабочего объема по сравнению с другой (диаметрально противоположной) к выходному торцу рабочего объема наблюдается некоторое нарушение осевой симметрии вторичных течений как в периферийной зоне (у боковой поверхности рабочего объема), так и в центральной (околозаготовочной). Общая картина вторичных течений при $\bar{d}_{\text{вых}} = 0,3-0,5$ практически сохраняется. При $\bar{d}_{\text{вых}} = 0,7$ наблюдается нарушение устойчивости и проточности течения в окрестности заготовки, появляются вытянутые в продольном направлении циркуляционные зоны, оттесняющие выходной вихрь от ее поверхности. Истечение газов из камеры в этом

случае происходит по кольцу, имеющему внутренний диаметр, несколько больший, чем при меньших $\bar{d}_{\text{вых}}$. Схема течения потока в нижней части рабочего объема, примыкающей к глухому торцу, в меньшей степени зависит от диаметра выходного отверстия камеры.

ВЫВОДЫ

1. Программный комплекс CFX[®] 10.0 может быть использован для определения аэродинамических характеристик циклонно-вихревых нагревательных устройств и дальнейшего совершенствования методики их аэродинамического расчета. Однако необходимая точность расчетов при применяемых в настоящее время моделях турбулентности $k-\omega$, $k-\epsilon$ и RSM, вероятно, может быть достигнута лишь в определенных диапазонах геометрических и режимных характеристик нагревательных устройств. Интервал диапазонов зависит от их технологического назначения и может быть определен сопоставлением результатов численного и физического экспериментов.

2. Численный эксперимент с использованием CFX[®] 10.0 позволяет исследовать структуру вторичных течений циклонного потока, что часто сложно осуществить применяемыми в настоящее время методами физического эксперимента.

ЛИТЕРАТУРА

1. С а б у р о в, Э. Н. Циклонные нагревательные устройства с интенсифицированным конвективным теплообменом / Э. Н. Сабуров. – Архангельск: Арханг. гос. техн. ун-т; Сев.-Зап. кн. из-во, 1995. – 341 с.
2. С а б у р о в, Э. Н. Теория и практика циклонных сепараторов, топок и печей / Э. Н. Сабуров, С. В. Карпов; под ред. Э. Н. Сабурова. – Архангельск: Изд-во Арханг. гос. техн. ун-та, 2000. – 568 с.
3. С а б у р о в, Э. Н. Аэродинамика и конвективный теплообмен в циклонных нагревательных устройствах / Э. Н. Сабуров. – Л.: Изд-во ЛГУ, 1982. – 240 с.
4. ANSYS[®] CFX[®]- 10.0TM Users Guide.
5. С а б у р о в, Э. Н. Численное исследование аэродинамики и вихревой структуры потока циклонно-вихревой камеры с разносторонним вводом-выводом газов / Э. Н. Сабуров, А. Н. Мальцев // Наука – Северному региону: сб. – Вып. 76. – Архангельск, 2008. – С. 142–157.
6. О с т а ш е в, С. И. Результаты численного моделирования аэродинамики циклонных секционных нагревательных устройств с поперечной подачей заготовок / С. И. Осташев, Э. Н. Сабуров, А. Н. Мальцев // Вестник Арханг. гос. техн. ун-та. – Сер. Энергетика. – Вып. 63. – Архангельск: Изд-во Арханг. гос. техн. ун-та, 2006. – 142 с.
7. H o e k s t r a, A. J. An experimental and numerical study of turbulent swirling flow in gas cyclones [текст] / A. J. Hoekstra, J. J. Derksen, Van Den Akker // Chem. Eng. Sci.– 1999. – № 54. – P. 2055–2065.
8. G r i f f i t h s, W. D. Computational Fluid Dynamics (CFD) and Empirical Modeling of the Performance of a Number of Cyclone Samplers / W. D. Griffiths, F. Boysan // Journal of Aerosol Science. – 1996. – № 2. – P. 281–304.

Представлена кафедрой
теплотехники № 6

Поступила 20.04.2010