УДК 66.021.4

В. В. Алексеев, И. И. Поникаров, П. В. Алексеев

ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ВИХРЕВОГО ПЫЛЕГАЗОРАЗДЕЛИТЕЛЯ

Ключевые слова: аэродинамика, конструктивные параметры, аппарат.

Исследованы конструктивные и режимные параметры, влияющие на аэродинамические закономерности вихревого пылегазоразделителя на основе анализа распределения тангенциальной и осевой составляющих в различных технических устройствах – циклонах, циклонных, циклонно-вихревых камерах, сепараторах и других аппаратах вихревого типа.

Keywords: aerodynamics, design parameters, device.

Design and operational parameters influencing the aerodynamic appropriateness of the vortex dust and gas separator on the basis of the tangential and axial components in a variety of technical devices- cyclones, cyclone, cyclone – vortex chambers, separators and other vortex chambers, separators and other vortex devices are studied.

Эффективность пылеулавливания вихревого пылегазоразделителя [1] определяется аэродинамическими закономерностями: распределениями тангенциальной V_φ, осевой V_x и радиальной V_r составляющими скорости в зонах центробежного пылеулавливания. При этом степень интенсификации процесса разделения газовых неоднородных систем зависит, главным образом, от абсолютного значения и характера распределения тангенциальной скорости по радиусу и высоте зон пылеулавливания. Основными последовательно расположенными зонами пылеулавливания вихревого пылегазоразделителя (ПГР), описание конструкции которого представлено в [2], являются: входная зона, основная и дополнительная зоны, организованные винтовыми закручивающими устройствами (ВЗУ).

В данной работе даётся анализ, сопоставление экспериментальных данных по аэродинамическим характеристикам движения газа в пылеулавливающих и тепло-массообменных устройствах [3-7], трубах и кольцевых каналах с переменной и постоянной круткой потока [8-11], моделирующих зоны пылеулавливания вихревого ПГР.

Аэродинамическая структура входной зоны пылеулавливания, представляющей собой кольцевой канал с однозаходным тангенциальным закручивающим устройством (ТЗУ), определялась геометрическими параметрами: наружным диаметром d выхлопной трубы, внутренним диаметром D аппарата, шириной a и высотой b входного патрубка ТЗУ, а также высотой зоны $h_{вх}$ и шероховатостью ε стенок.

Относительными конструктивными параметрами входной зоны пылеулавливания служат: коэффициент крутки потока $K_T = F_{вх}/F_к = 4 \cdot \bar{a} \cdot \bar{b}/\left[\pi \cdot \left(1 - \bar{d}^2\right)\right]$, где $F_к = \pi \cdot \left(D^2 - d^2\right)/4$ и $F_{вх} = a \cdot b$ – площади кольцевого канала и входного патрубка, $\bar{a} = a / D$ и $\bar{b} = b / D$ – относительные ширина и высота входного патрубка, $\bar{d} = d / D$ - относительный диаметр выходного патрубка; относительный радиус входного момента количества движения $\bar{R}_{вх} = 2 \cdot R_{вх} / D = 1 \pm \bar{a}$, где знак "+" используется для циклонов с улиточным, а "– " – для циклонов и исследуемого аппарата с простым ТЗУ; относительная длина входной зоны пылеулавливания $\bar{h}_{вх} = h_{вх} / D$ и относительная шероховатость стенок $\bar{\varepsilon} = \varepsilon / D$.

Коэффициент крутки потока для различных технических устройств – циклонов, сепараторов, тепло-массообменных контактных устройств, циклонных и циклонно-вихревых камер может принимать значения от 0,02 до 2,5 [3,4]. Для высокоэффективных циклонов и циклонных камер значение K_T лежат в пределах от 0,02 до 0,20 (0,30), а для высокопроизводительных – от 0,2 до 0,4 (0,6) [3]. Для обобщения аэродинамики и сопротивления закрученных потоков в трубах [5] и циклонах также используется относительная площадь входа $\bar{F}_{вх} = F_{вх} / F$, где $F = \pi \cdot D^2 / 4$ - площадь поперечного сечения трубы, а связь этого параметра с K_T имеет вид $K_T = \bar{F}_{вх} / \left(1 - \bar{d}^2\right)$.

Уменьшение значения коэффициента крутки потока приводит к возрастанию тангенциальной составляющей скорости [6]. При этом увеличение значения скорости V_φ приводит к увеличению статического давления вблизи стенок камеры и аэродинамического сопротивления камеры. За счёт увеличения крутки потока максимум тангенциальной составляющей скорости $V_{\varphi m}$ располагается несколько дальше от оси вращения.

Уменьшение значений коэффициента K_T осуществляется за счёт уменьшения относительных ширины $\bar{a}$ или высоты $\bar{b}$ входного патрубка ТЗУ. На рис. 1 представлено распределение тангенциальной V_φ и осевой V_x составляющих скорости потока газа по радиусу контактной зоны трубы для различных значений K_T в контактном устройстве, организованном многозаходным ТЗУ щелевого типа [7]. Анализ зависимости $V_\varphi = f(r)$ показал увеличение абсолютных значений тангенциальной составляющей скорости, и смещение её максимума к периферии канала с уменьшением значений K_T. При увеличении скорости V_φ увеличиваются и центробежные силы, которые оттесняют поток к стенке трубы, что приводит к изменениям в распределении осевой оставляющей скорости V_x по радиусу канала: в пе-

риферийной зоне эта составляющая скорости увеличивается, а в приосевой – уменьшается.

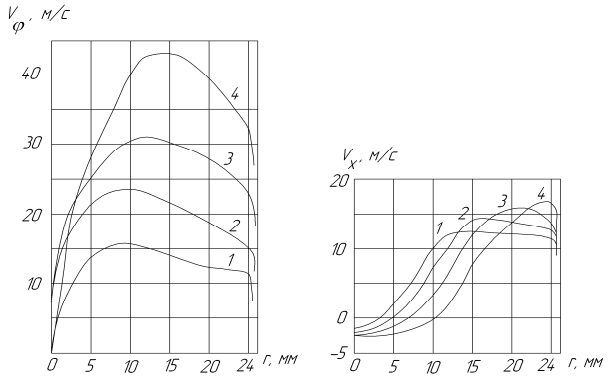

Рис. 1 - Распределение тангенциальной V_φ и осевой V_x скоростей в трубе для различных значений коэффициентов крутки K_T: 1 – 1,25; 2 – 0,95; 3 – 0,8; 4 – 0,48

Для любых типов ЗУ по длине зоны центробежного пылеулавливания идёт трансформация профилей скорости V_φ и V_x. Поскольку технические устройства имеют ограниченную длину $\overline{L} = L / D$: циклонные сепараторы – 1÷3, циклоны – 3÷5 и тепломассобменные устройства – 5÷8, то знание закономерностей распределения V_φ и V_x на этой длине является необходимым условием для расчёта эффективности разделения газовых неоднородных систем.

На рис. 2 показано распределение относительных скоростей $\overline{V}_\varphi = V_x / V_{cp}$ и $\overline{V}_x = V_x / V_{cp}$ по радиусу $\bar{r} = r / R$ и длине трубы $\overline{L} = 3{,}4 \div 54{,}1$ с закруткой потока, организованной простым ТЗУ с коэффициентом крутки $K_T = \overline{F}_{вх} = 0{,}096$ [8].

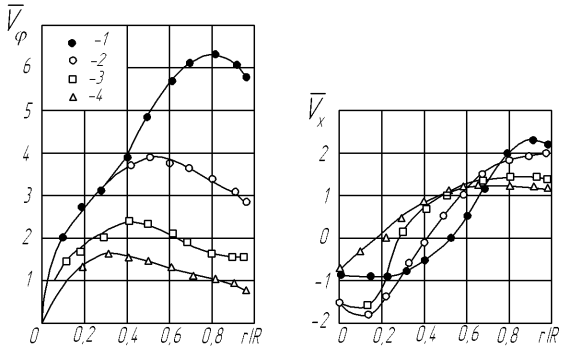

Рис. 2 - Распределение относительных тангенциальной V_φ и осевой V_x составляющих скорости в потоке с тангенциальным подводом при $K_T = \overline{F}_{вх} = 0{,}096$: 1 - $\overline{L} = 3{,}4$; 2 - $\overline{L} = 13{,}55$; 3 - $\overline{L} = 33{,}8$; 4 - $\overline{L} = 54{,}1$

Как видно из этого графика, по длине трубы $\overline{L}$ наблюдается уменьшение уровня значений скорости $\overline{V}_\varphi$, смещение её максимума к оси и перераспределение скорости $\overline{V}_x$ в сторону уменьшения обратных токов. Зону обратных токов при фиксированных значениях $\overline{L}$ в трубе (контактном устройстве) можно снизить за счёт уменьшения интенсивности крутки потока (увеличения значения параметра K_T). Другим способом уменьшения этой зоны является установка в центре трубы цилиндрической вставки, которая уменьшает или даже ликвидирует обратные токи при умеренной крутке потока. Вредное влияние зоны обратных токов при сильной крутке потока заключается в перемешивании пылегазовых потоков, снижающих эффективность центробежного пылеулавливания.

Интенсивность закрутки потока в контактных зонах пылеулавливания вихревого ПГР определялась по интегральному параметру закрутки θ [5,8]:

$$\theta = M / (K \cdot R_2),\ M = 2 \cdot \pi \cdot \int_{R_1}^{R_2} \rho \cdot V_\varphi \cdot V_x \cdot r^2 \cdot dr$$

и $K = 2 \cdot \pi \cdot \int_{R_1}^{R_2} \rho \cdot V_x^2 \cdot r \cdot dr$, где соответственно осевые составляющие потоков момента количества движения M и количества движения K; $R_1 = d / 2$ и $R_2 = D / 2$ – наружный радиус выхлопной трубы и внутренний радиус аппарата.

Когда распределения скоростей V_φ и V_x в зоне центробежного пылеулавливания вихревого ПГР не известны или отсутствуют, то может быть использован подход, предложенный в работе [5], на основании которого по конструктивным параметрам ЗУ получены интегральные параметры закрутки потока на входе в канал $\theta_{вх}$. Для простых и улиточных ТЗУ параметр $\theta_{вх}$ определялся по выражению:

$$\theta_{вх} = \sin \varphi_H \cdot \overline{R}_{вх} / K_T,$$

где $\varphi_н$ - начальный угол отклонения потока от осевого направления (для циклонов ЦН-11 $\varphi_н = 79^0$, а для ЦН-15 и ЦН-24 соответственно $\varphi_н = 75$ и 66^0; для аппаратов с простым и улиточным ТЗУ $\varphi_н = 90^0$).
Наиболее полные исследования по аэродинамической структуре потока в автомодельной по числу Рейнольдса области течения при изотермических условиях в трубах (D = 0,203м) с различными типами ЗУ (простыми и улиточными тангенциальными, тангенциально- и аксиально-лопаточными) были проведены авторами работы [9]. В качестве обобщающего параметра была использована начальная интенсивность крутки потока на входе $\theta_{вх}$.

На рис. 3 представлены распределения безразмерных осевой V_x и тангенциальной V_φ скоростей по радиусу $\bar{r}$ для простого тангенци-ального I и аксиально-лопаточного II ЗУ при различ-ных значениях $\theta_{вх}$. Анализ графика зависимости $\overline{V}_\varphi = f(\bar{r})$ показал, что при увеличении значений $\theta_{вх}$ как для тангенциальных, так и для аксиально-лопаточных закручивателей наблюдается увеличе-ние значений $\overline{V}_\varphi$ по всему радиусу трубы. Кроме того, профиль скорости при больших значениях $\theta_{вх}$ для простых ТЗУ соответствует профилю «квазитвёрдого вращения», что для входной зоны пылеулавливания оказывает положительное влияние с точки зрения ин-

тенсификации центробежного пылеулавливания. Однако, как это уже указывалось в работе, при высоких значениях интенсивности крутки потока, образуются обратные токи в осевом направлении, что уменьшает сепарационную способность контактных устройств круглого поперечного сечения за счёт перемешивания пылегазовой смеси в аппарате. Поэтому установка в центре трубы цилиндрической вставки или применение кольцевого канала с относительным диаметром выхлопной трубы $\bar{d} = 0{,}4 \div 0{,}6$ будет снижать уровень обратных токов и способствовать повышению эффективности центробежного пылеулавливания.

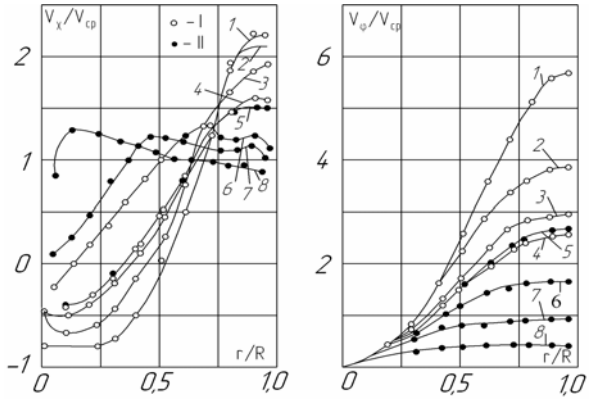

Рис. 3 - Распределение безразмерной осевой $\bar{V}_x = V_x / V_{ср}$ и тангенциальной $\bar{V}_\varphi = V_\varphi / V_{ср}$ составляющих скорости потока в трубе при различных значениях $\theta_{вх}$: 1 – 8,4; 2 – 4,4; 3 – 2,75; 4 – 2,1; 5 – 3,2; 6 – 1,4;7 – 0,75; 8 – 0,45 для простого тангенциального I и аксиально-лопаточного II ЗУ

В основной и дополнительной зонах пылеулавливания данного аппарата использованы ВЗУ [8], которые позволяют создавать постоянную по длине крутку потока и получать внутри канала и на выходе из него законы вращения твёрдого тела [11]. При начальных углах закрутки $\varphi_H < 45^0$ используют ленточные, а при $\varphi_H > 45^0$ - винтовые ЗУ. Увеличение $\varphi_н$ в ВЗУ обеспечивается за счёт уменьшения относительного шага $\bar{s} = s / D$.

Исследование влияния закрутки потока с постоянным по длине шагом $\bar{s} \geq 0{,}95$ проводились в трубе диаметром D = 31,66 мм и длиной $\bar{L} \leq 39{,}04$ с закручивателем в виде ленточных и винтовых ЗУ [10]. Для закрученного потока с $\bar{s} \geq 20$ изменение шага не оказывает влияния на аэродинамическое сопротивление, а его уменьшение ниже $2 \div 3$ вызывает существенный рост аэродинамического сопротивления трубы.

Исследования проведенные в экспериментальных (диаметры 0,12 и 0,20м) и опытно-промышленном (диаметр 0,65м) образцах вихревых ПГР с простыми ТЗУ показали подобие относительных скоростей $\bar{V}_x$ и $\bar{V}_\varphi$.

Поэтому для расчета распределения скоростей можно использовать безразмерный параметр $\theta_{вх}$, который удовлетворительно описы-вает эти профили для простых ТЗУ.

Значение абсолютных скоростей V_φ и V_x определяется значением средней скорости потока в зоне пылеулавливания.

В рассматриваемых конструкциях относительный диаметр выходного патрубка $\bar{d}$ изменяется от 0,25 до 0,40. Так же установлено, что увеличение значения $\bar{d}$ способствует уменьшению зоны обратных токов и улучшает центробежную сепарацию мелкодисперсной пыли из пылегазовой смеси.

Литература

1. Патент Российской Федерации на изобретение №2253515 от 10.06.05. Пылегазоразделитель. Филимонов А.Н. и др.
2. Валеев А.М., Разработка опытно-промышленного вихревого пылегазоразделителя / А.М. Валеев, П.В. Алексеев, А.Н. Филимонов, И.И. Поникаров.– Интенсификация тепло-массообменных процессов, промышленная безопасность и экология.- Казань, 2005. С. 77-79.
3. Сабуров Э.Н., Теплообмен и аэродинамика закрученного потока в циклонных устройствах/ Э.Н. Сабуров, С.В. Карпов, С.И. Осташев – Л.: Изд-во Ленинград-го ун-та, 1989. – 276 с.
4. Алимов Р.З. Гидравлическое сопротивление и теплообмен в закрученном потоке / Р.З. Алимов // – Инж. физ. Журнал – 1966. - №4. С. 437-445.
5. Щукин В.К. Теплообмен, массобмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах/ Щукин В.К., Халатов А.А. – М.: Машиностроение, 1982. – 200 с.
6. Устименко Б.П. Процессы турбулентного переноса во вращающихся течениях / Б.П. Устименко Алма-Ата: Наука КазССР, 1977. - 228 с.
7. Сивенков В.П. Исследование распределения скоростей газа в закрученном потоке / В.П. Сивенков В.П, И.М. Плехов, А.И. Ершов // Общая и прикладная химия. Минск. - 1972, - вып. 5, С. 127-131.
8. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил / В.К. Щукин. - 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1980. – 240 с.
9. Нурсте Х.О. Исследование аэродинамики потока в закручивающих устройствах / Х.О. Нурсте, Ю.В. Иванов, Х.О. Луби // Теплоэнергетика. – 1978. - №1. С. 37-39.
10. Ермолин В.К. Интенсификация конвективного теплообмена в трубе в условиях закрученного потока с постоянным по длине шагом / В.К. Ермолин // Инж. физический журнал. – 1966. - №11, С. 52-57.
11. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков / А.А. Халатов. - Киев: Наук. думка, 1989. – 192 с.
12. *Москалев, Л.Н.* Исследование влияния аэродинамических закономерностей входного потока на конструктивные параметры контактного теплообменника вихревого типа / *Москалев Л.Н. Поникаров С.И., Поникаров И.И., Алексеев В.В.* // Вестник Казанского технологического университета. Т. 15. №10; М-во образ. и науки России, Казан. Нац. Исслед. Технол. Ун-т. – Казань: КНИТУ, 2012. – с. 240-242.
13. *Москалев, Л.Н.* Сравнения контактно вихревого конденсатора с закрученным потоком с поверхностными вихревыми и кожухотрубными конденсаторами / *Москалев Л.Н., Поникаров С.И., Поникаров И.И., Алексеев В.В.* // Вестник Казанского технологического университета. Т. 15. №3; М-во образ. и науки России, Казан. Нац.

Исслед. Технол. Ун-т. – Казань: КНИТУ, 2012. – с. 123-125.
14. *Алексеев, В.В.* Исследование гидравлического сопротивления аппарата вихревого типа комплексной очистки газов / *Алексеев В.В., Лукин В.О., Поникаров И.И.* // Вестник Казанского технологического университета. Т. 16. №7; М-во образ. и науки России, Казан. Нац. Исслед. Технол. Ун-т. – Казань: КНИТУ, 2013. – с. 217-221.

© **В. В. Алексеев –** канд. техн. наук, доц. каф. машин и аппаратов химических производств КНИТУ, VAlexeevTT@mail.ru; **И. И. Поникаров –** д-р техн. наук, проф. той же кафедры; **П. В. Алексеев –** инж. той же кафедры.