

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ЗАКРУТКИ НА ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИСПЕРСНЫХ ПОТОКОВ

Ключевые слова: угол закрутки; лопасти; гидравлическое сопротивление; газопромыватель; оптимальная скорость; вращающийся завихритель.

Получена эмпирическая зависимость оптимальной скорости вращения завихрителя от направления вращения его лопастей. Оптимизация режима работы аппарата по предложенной зависимости позволяет предотвратить вторичный унос дисперсных примесей. Проведено теоретическое и экспериментальное исследование гидравлического сопротивления аппарата с учетом влияния жидкой фазы и вращающегося завихрителя. Гидравлические потери на привод предложено проводить, основываясь на теории центробежных вентиляторов, учитывая количество и направление вращения лопастей. Результаты расчетов обобщены в виде расчетных выражений. Проверка адекватности предложенной методики расчета показала ее корректность.

Keywords: a twist angle; blades; a hydraulic resistance; scrubber; optimum speed; a gyrating vortex generator.

Empirical dependence of optimum speed of twirl of a vortex generator from a direction of twirl of its blades is gained. Optimization of an operating mode of the apparatus according to the offered dependence allows to prevent secondary ablation of a dust. Theoretical and an experimental research of a hydraulic resistance of the apparatus consider effect of a liquid phase and a twirled vortex generator. Results of calculations are generalized in the form of desing expressions. Check of adequacy of the offered design procedure has shown its reasonableness. The vortex generator is offered to count under the theory of centrifugal fans, considering quantity and a direction of twirl of blades.

1. Состояние вопроса, актуальность

Проблема снижения газовых выбросов с целью обеспечения допустимых концентраций пыли в воздушном бассейне может быть решена, если для каждого конкретного случая обоснованно выбрать экономичный и достаточно эффективный пылеуловитель. Распространенная в настоящее время циклонная очистка промышленных выбросов от взвесей имеет стоимость на порядок ниже их мокрой очистки, а также очистки в рукавных фильтрах и электрофильтрах. Однако используемые в производственных условиях циклоны не всегда обеспечивают требуемое качество очистки и имеют другие недостатки [1]. К перспективным методам повышения эффективности пылеулавливания мелкодисперсных частиц можно отнести мокрую очистку газа. Для этого метода характерны сложные массообменные процессы в ходе взаимодействия газодисперсного потока с каплями орошающей жидкости, в результате чего изменяются скорость и концентрация фаз, определяющие газоочистку.

Имеющиеся исследования в данной области показывают сильную чувствительность выходных характеристик к режиму и конструкции аппарата, что свидетельствует о качественно различной гидродинамике потоков при разных значениях режимно-конструктивных параметров. Сложный характер распределения скоростей, наличие градиента давления по радиусу в закрученном газовом потоке значительно усложняет аналитическое решение задачи о гидравлическом сопротивлении аппаратов с закрученным газовым потоком. В связи с этим в настоящее время следует отдать предпочтение экспериментальным методам исследования. В данной работе ставилась задача определения гидравлического сопротивления орошаемого аппарата при изменении нагрузок по фазам, а также,

при принудительной закрутке потока, с учетом угловой скорости вращения завихрителя и изменении направления вращения лопастей. Исследование этих факторов и создание методики расчета гидравлического сопротивления является важной задачей в снижении металлоемкости аппаратов и энергозатрат на очистку газа.

2. Расчет оптимальной скорости вращения завихрителя

При анализе результатов предварительных исследований динамического газопромывателя было отмечено, что с увеличением угловой скорости вращения завихрителя величина уноса дисперсных частиц уменьшается и при определенной скорости вращения становится практически равной нулю. Поэтому можно ввести понятие "оптимальная скорость вращения", т.е. минимальная угловая скорость вращения, при которой отсутствует вторичный унос. Оптимальной угловой скоростью вращения удобно оперировать потому, что это дает возможность сравнивать опытные значения и расчетные.

Результаты опытов по исследованию условий закрутки и вращения завихрителя показали, что на оптимальную скорость вращения ω_{opt} оказывают влияние различные газо-жидкостные и конструктивные параметры. При изучении влияния угла установки лопаток завихрителя на эффективность сепарации дисперсных потоков было установлено, что для одного и того же угла α , оптимальная скорость вращения ω_{opt} зависит от направления вращения, т.е. от угла $\square$. Положительным направлением вращения будем считать направление, для которого $\cos \square > 0$. Зависимость ω_{opt} от косинуса угла вращения представлена в виде графика (см. рис.1).

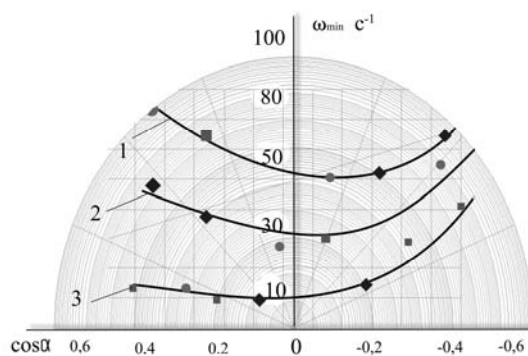


Рис. 1 - Зависимость оптимальной скорости вращения $\omega_{\text{опт}}$ от направления вращения $\square$ при: 1. $v=21,2$; 2. $v=13,5$; 3. $v=7,7$ (м/с)

Видно, что для фиксированного $\square$, например $\square = 10^\circ$, величина $\omega_{\text{опт}}$ для $\square > 90^\circ$ меньше, чем для $\square < 90^\circ$. Зависимость $\omega_{\text{опт}} = f(\cos \square)$ имеет экстремум, который приходится на отрицательный косинус угла вращения $\cos \square = -0,2$ и может быть описана следующим уравнением $\omega_{\text{опт}} = \exp(a \cos \square + b \cos^2 \square)$

где a, b -коэффициенты, которые определяются после представления зависимости в новых координатах $(\lg \omega_{\text{опт}} - \lg \omega_{-0,6}) / \cos \alpha + 0,6$ и $\cos \alpha$. При этом величина $\lg \omega_{-0,6}$ характеризует минимальную скорость вращения при $\cos \alpha = -0,6$.

После обработки данных, представленных на графике (см. рис.2), получим зависимость оптимальной скорости вращения от направления вращения завихрителя

$$\omega_{\text{опт}} \approx \exp[-(1,06 + 0,034v) \cdot \cos \alpha - 2,18 \cdot \cos^2 \alpha]$$

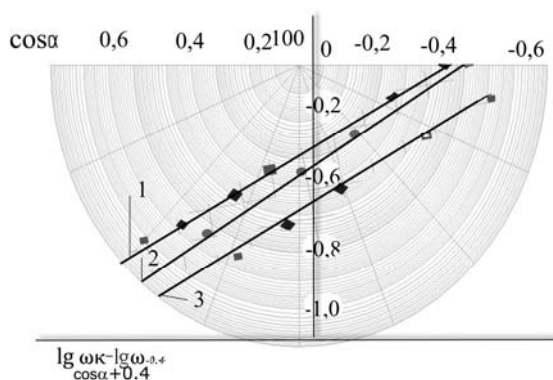


Рис. 2 - Влияние $\cos \alpha$ на $\omega_{\text{опт}}$ при скорости потока: 1. $v=21,2$; 2. $v=13,5$; 3. $v=7,7$ (м/с)

Таким образом, обобщая результаты исследования влияния угла установки лопаток завихрителя и направления вращения, можно сделать вывод, что максимальная эффективность сепарации обеспечивается при установке лопаток на угол $\alpha = 10 \div 30^\circ$ и отрицательном направлении вращения, т.е. $\square = 100 \div 110^\circ$. Вопрос аэродинамического профилирования лопастей завихрителя с оценкой его влияния на гидродинамику и эффективность процесса сепарации подробно рассматривается в работе [2]. Следует отметить, что эффективность сепарации повышается при наклоне лопаток в сторону вращения завихрителя, что можно объяснить уменьшением

тангенциальных скоростей газа и твердых частиц, в результате чего увеличиваются силы инерции. Однако при этом увеличивается расход энергии на привод, что может повлечь за собой снижение эффективности самого газопромывателя.

3. Экспериментальные исследования

На основании анализа конструкций современных аппаратов для очистки газа разработана и запатентована конструкция динамического газопромывателя. Аппарат снабжен вращающимся лопастным завихрителем и центральной трубой для подачи орошающей жидкости. Центробежные силы, возникающие при вращении ротора, обеспечивают дробление жидкости на мелкие капли, что обуславливает интенсивный контакт газов и улавливаемых частиц с жидкостью. Благодаря действию центробежных сил, интенсивному перемешиванию газа и жидкости и наличию большой межфазовой поверхности контакта, происходит эффективная очистка газа в пенном слое [3].

3.1 Методика проведения эксперимента

Исследования гидравлического сопротивления газопромывателя с завихрителем высотой 0,25м проводились на экспериментальной установке (см. рис.3). Величина гидравлических потерь определялась по разнице статического давления газового потока до и после аппарата. В процессе исследования менялись следующие параметры:

- скорость газа на входе в завихритель $v=1 \div 25$ м/с;
- угловая скорость вращения ротора $\omega = 0 \div 150$ с⁻¹;
- направление вращения $\alpha < 90^\circ$ или $\alpha > 90^\circ$ где α - угол между вектором относительной скорости ω и вектором окружной скорости $\square$;
- относительный диаметр ротора $\check{D} = 0,927$;
- угол установки лопаток $\alpha = 0 \div 60^\circ$

В первой серии опытов были проведены испытания по определению зависимости сопротивления аппарата от скорости газа в аппарате при отсутствии подачи жидкости. Расход воздуха выбирался таким, чтобы обеспечить диапазон скоростей, рассчитанных на сечение контактного канала от 0 до 25 м/с. Для этого (см. рис.3) с помощью шиберы устанавливали расход воздуха и измеряли его значение с помощью газового счётчика и при этом фиксировали сопротивление аппарата. Измерения проводились с помощью манометра.

Следующая серия опытов проводилась с орошением аппарата в системе вода - воздух. Расход воздуха выбирался таким образом, чтобы обеспечить диапазон скоростей, рассчитанных на сечение контактного канала от 5 до 25 м/с. Нижнее значение диапазона определялось по минимальной допустимой скорости газа, которая в свою очередь, зависела от нагрузки по жидкости. Удельное орошение варьировалось в пределах L/G $0 \div 1,5$. Каждая серия опытов проводилась при переменной скорости воздуха и постоянном орошении. После выхода

аппарата на стационарный режим производились следующие замеры:

1. гидравлическое сопротивление аппарата (Па);
2. расход жидкости (л/ч), при пересчете на удельную плотность орошения в ($\text{м}^3/\text{м}^3$);
3. расход газа ($\text{м}^3/\text{ч}$), при пересчете на скорость газа ($\text{м}/\text{с}$).



Рис. 3 - Экспериментальная установка «динамический газопромыватель»

3.2 Анализ результатов эксперимента

Анализ полученных результатов позволил установить, что рост величины удельного орошения в аппарате за счет увеличения высоты факела распыляемой жидкости не оказывает значительного влияния на гидравлическое сопротивление. Это объясняется тем, что на потери напора оказывает существенное влияние скорость газового потока и степень перекрытия жидкостью контактной зоны аппарата, при этом сформировавшаяся в зоне завихрителя структура потока не претерпевает изменения при его течении вдоль угловой координаты. Влияние жидкой фазы на гидравлическое сопротивление газопромывателя исследовалось при скорости газа в закручивающем устройстве $5 \div 25 \text{ м}/\text{с}$, отношений массовых расходов воды и газа $L/G=0,1 \div 1,5$. Высота факела распыла жидкости равна $0,15 \text{ м}$. Существенный вклад в суммарные потери напора, возникающие при увеличении высоты факела распыла орошающей жидкости вносят потери, связанные с затратами энергии газового потока на транспорт жидкости в зоне вращающихся лопастей. При этом с ростом области орошения эти потери будут увеличиваться. Анализ результатов эксперимента (см. рис.4), показал, что гидравлическое сопротивление орошаемого аппарата при невысоких относительных нагрузках L/G падает по сравнению с гидравлическим сопротивлением сухого аппарата. Уменьшение гидравлического сопротивления объясняется уменьшением тангенциальной составляющей скорости газа. При максимальных относительных нагрузках L/G наблюдается рост гидравлического сопротивления, что связано с возникающими в процессе работы затратами на транспорт жидкой фазы.

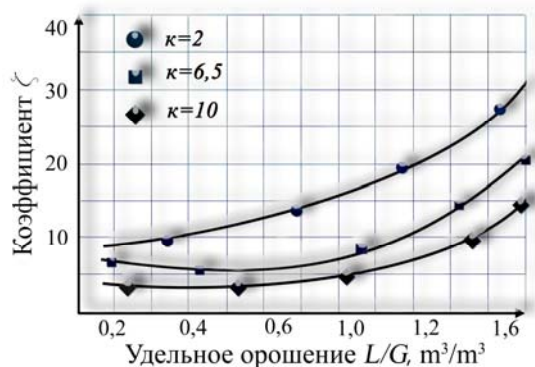


Рис. 4 - Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от величины удельного орошения и коэффициента крутки

4. Разработка методики расчета гидравлического сопротивления

4.1 Учет влияния жидкой фазы

Гидравлическое сопротивление с учетом влияния жидкой фазы может быть выражено суммой перепада давлений. Такие перепады будут складываться из сопротивления, возникающего при движении газа в сухом аппарате и напором, который необходимо сообщить газовому потоку, чтобы компенсировать сопротивление на транспорт жидкостного потока, т.е.:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{сух}} + \Delta P_{\text{ор}} \quad (1)$$

или по уравнению Дарси:

$$\Delta P = \Sigma \xi \cdot \frac{\rho v^2}{2}$$

$$\Sigma \xi = \xi_{\text{сух}} + \xi_{\text{ор}}$$

$\xi_{\text{сух}}$ —коэффициент сопротивления неорошаемого аппарата; $\xi_{\text{ор}}$ — коэффициент сопротивления, с учетом изменений, вносимых орошением.

Была сделана попытка теоретического определения зависимости потери напора неорошаемого аппарата от скорости воздуха по известной методике [5] с определением суммы коэффициентов местного сопротивления конструктивных элементов аппарата. Во внимание были приняты: потери напора на входе при повороте на 90° , потери по длине с учетом движения потока по спирали и потери на выходе из аппарата. Однако, сравнение значений гидравлического сопротивления, полученных вышеуказанным методом, значительно выше экспериментальных значений. Это побудило провести более широкие исследования гидравлического сопротивления «сухого» аппарата, подробно рассмотренные в работе [6]. Обобщение экспериментальных данных позволило получить уравнения, дающие возможность рассчитать гидравлическое сопротивление в исследуемом диапазоне нагрузок по фазам.

4.2 Учет влияния вращения завихрителя

При вращении ротора исследуемый завихритель представляет не что иное, как рабочее колесо центробежного вентилятора. Согласно теории

центробежных вентиляторов [7] величина теоретического давления, создаваемого вращающимся ротором, в предположении бесконечно большого числа лопаток, определяется по формуле

$$H_T \infty = \rho u \left(u - \frac{v_r}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) \quad (2)$$

где v_r - радиальная составляющая абсолютной скорости газа на выходе из ротора, м/с ;

β - угол выхода газового потока из ротора.

Из треугольника скоростей на выходе из ротора, согласно расчетной схеме (см. рис.5),

$$v_r = W_2 \sin \beta_2 \quad (3)$$

где W_2 - относительная скорость газа на выходе, м/с.

Формула теоретического давления (2), с учетом (3), запишется как

$$H_T \infty = \rho u (u - W_2 \cos \beta_2) \quad (4)$$

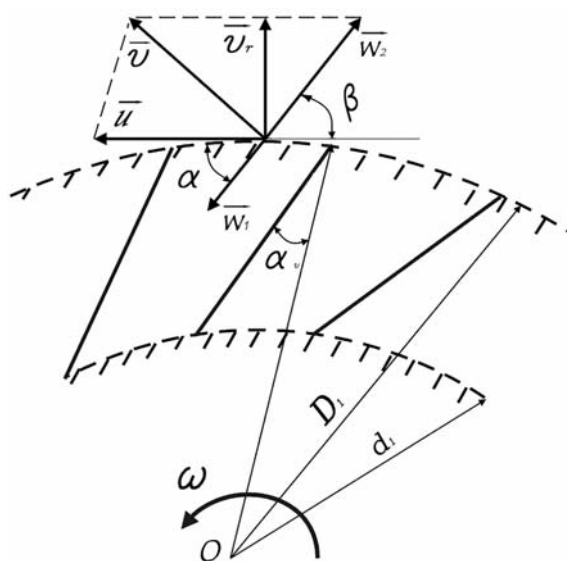


Рис. 5 - Профилирование лопастей завихрителя. Направление вращения: $\alpha \geq 0$

Однако, как следует из специальных экспериментальных исследований рабочих колес центробежных вентиляторов [7], теоретическое давление по формуле (4) достаточно надежно можно рассчитывать только для колес с большой густотой решетки ($\tau_p > 3$). Густота решетки колес центробежных вентиляторов определяется по формуле

$$\begin{aligned} \alpha_y > 0 \quad \tau_p &= \frac{2l_1 z}{\pi D_1 + l_1 z \sin \alpha_y} \\ \alpha_y = 0 \quad \tau_p &= \frac{l_1 z}{\pi (D_1 + 2l_1)} \end{aligned}$$

и находится, как правило, в пределах $\tau_p = 0,8 \div 2,5$ [8]. Поэтому при расчете теоретического давления вводится поправочный коэффициент μ , учитывающий конечное число лопаток. Для колес с углами $\beta_2 = 20 \div 170^\circ$ коэффициент μ , можно рассчитывать по формуле [8]

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1,5 + 1,1 \beta_2 / 90^\circ}{z(1 - \bar{d}_1^2)}} \quad (5)$$

$$\alpha_y > 0$$

$$\bar{d}_1 = \frac{d_1}{D_1} = \frac{l_1 z \sin \alpha_y}{\pi D_1} \quad (6)$$

$$\alpha_y = 0$$

$$\bar{d}_1 = 1 - \frac{2l_1}{D_1} \quad (7)$$

Учитывая (5) формула (4) примет вид

$$H_T = \rho u (u - W_2 \cos \beta_2) \frac{1}{1 + \frac{1,5 + 1,1 \beta_2 / 90^\circ}{z(1 - \bar{d}_1^2)}}$$

При движении газа во вращающемся роторе от центра к периферии теоретическое давление, создаваемое ротором, вычисляется по формуле

$$H_T = \frac{\rho u (u - W_2 \cos \beta_2)}{1 + \frac{1,5 + 1,1 \beta_2 / 90^\circ}{z(1 - \bar{d}_1^2)}} \quad (8)$$

Газовый поток в завихрителе динамического газопромывателя движется от периферии к его центру. Поэтому газовый поток должен преодолеть кроме гидравлического сопротивления неподвижного ввода, еще и давление (напор), создаваемое вращающимся завихрителем в предположении обратного тока газа через него. При таком предположении, учитывая следующие соотношения:

$$u = \omega \frac{D_1}{2}$$

$$\beta_2 = \alpha$$

для расчета третьего слагаемого (1) можно использовать формулу (8) в следующем виде

$$\Delta P_{\omega > 0} = \frac{0,5 \rho \omega D_1 (0,5 \omega D_1 - W_1 \cos \alpha)}{1 + \frac{1,5 + 1,1 \alpha / 90^\circ}{z(1 - \bar{d}_1^2)}} \quad (9)$$

где d_1 - относительный внутренний диаметр завихрителя, рассчитывается по формуле (6) или (7).

Учитывая (1) и (9), величина гидравлического сопротивления динамического газопромывателя рассчитывается по полуэмпирической формуле:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{сyx}} + \Delta P_{\text{op}} + \Delta P_{\omega > 0} \quad (10)$$

4. ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ ПРЕДЛОЖЕННОЙ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА

Результаты экспериментального исследования гидравлического сопротивления вращающегося завихрителя в зависимости от угловой скорости вращения представлены на графике (см. рис.6). На рисунке сплошными линиями показаны экспериментальные значения

гидравлического сопротивления вращающегося завихрителя, а пунктирными - вычисленные по формуле (9). Расхождение расчетных и экспериментальных значений гидравлического сопротивления не превышает 10%.

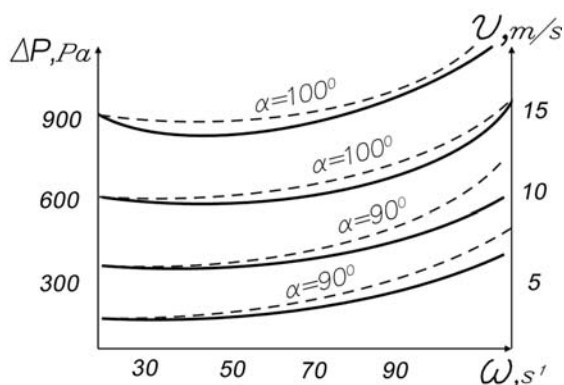


Рис. 6 - Зависимость гидравлического сопротивления от скорости и направления вращения завихрителя

Выводы

1. Проведены экспериментальные исследования с целью определения гидравлического сопротивления орошаемого аппарата при изменении нагрузок по фазам, а также, при принудительной закрутке потока, с учетом угловой скорости вращения и изменении направления вращения лопастей завихрителя.

2. Получена эмпирическая зависимость для расчета оптимальной скорости вращения завихрителя, учитывающая направление вращения его лопастей.

3. Расчет вращающегося завихрителя предложено проводить, основываясь на теории центробежных вентиляторов, с учетом количества и направления вращения лопастей.

4. Полученные выражения для определения гидравлических потерь сухого аппарата, потерь на транспорт жидкой фазы и потерь при принудительной закрутке потока позволяют рассчитать гидравлическое сопротивление в исследуемом диапазоне нагрузок по фазам.

Литература

1. Н.И. Ватин, К.И. Стрелец *Очистка воздуха при помощи аппаратов типа циклон*, СПб, 2003. С. 2-4.
2. Р.Р. Усманова, Г.Е. Заиков, Р. Я. Дебердеев, Вестник КТУ, **16**, 7, 233-236 (2013).
3. Пат. РФ 2339435 (2008).
4. А. Ю. Варакин *Турбулентные течения газа с твердыми частицами*. ФИЗМАТЛИТ, Москва, 2003. С. 166-170.
5. В.С. Швыдкий *Очистка газов. Справочник*. Теплоэнергетик, Москва, 2002. С. 334-336с.
6. Р.Р. Усманова, Г.Е. Заиков Вестник КТУ, **20**, 15, 16-21, (2012).
7. В.Н. Косточкин *Центробежные вентиляторы. Основы теории и расчета*. Машгиз, Москва, 1951. С. 88-89.
8. Б. Экк *Проектирование и эксплуатация центробежных и осевых вентиляторов*. Пер. с нем. Госгортехиздат, Москва, 1959. С. 458-460.