

## ВИНТОВОЙ ГОРИЗОНТАЛЬНЫЙ ПЫЛЕОСАДИТЕЛЬ ШП-400

Ходьков А.А.

Во вращающемся запыленном газовом потоке частицы пыли под действием центробежных сил отбрасываются к стенкам корпуса, затормаживаются и выводятся из газового потока.

Величина центробежной силы, действующей на частицу пыли массой  $M$ , равна

$$F_u = \frac{M \cdot w^2}{R} = \frac{\pi \cdot d^3}{6} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{R}, \quad (1)$$

где  $R$  - радиус кривизны траектории в рассматриваемой точке, м.

Под влиянием центробежной силы частица пыли приобретает скорость в радиальном направлении  $w_R$ , которая уравнивается сопротивлением газового потока. По закону Стокса, когда сила сопротивления уравнивает центробежную силу, получим

$$F_u = \frac{M \cdot w^2}{R} = \frac{\pi \cdot d^3}{6} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{R} = 3\pi\mu d_n w_R, \quad (2)$$

откуда предельная скорость пылинки в радиальном направлении

$$w_R = \frac{d^2 \cdot \rho \cdot w^2}{18\mu R}. \quad (3)$$

В связи с непрерывным перемещением пылинки в радиальном направлении меняется величина  $R$ , а, следовательно, и величина предельной скорости  $w_R$ , которая может быть выражена производной  $dR/dt$  и тогда

$$\frac{dR}{dt} = \frac{d^2 \cdot \rho \cdot w^2}{18\mu R}. \quad (4)$$

После разделения переменных и интегрирования в пределах от  $r_0$  до  $r_1$  и от 0 до  $t$  получим

$$r_1^2 - r_0^2 = \frac{d^2 \cdot \rho \cdot w^2}{9\mu} \cdot t, \quad (5)$$

откуда время прохождения пылевой частицей пути, равного  $R_2 - R_1$  определится из выражения

$$t = \frac{9\mu}{d^2 \cdot \rho \cdot w^2} \cdot (r_1^2 - r_0^2), \quad (6)$$

а диаметр частицы, успевающей во вращательном газовом потоке пройти путь  $r_1 - r_0$  за время  $t$  определится из выражения

$$d_n = \frac{3 \cdot \sqrt{(r_1^2 - r_0^2)} \cdot \mu}{w \cdot \sqrt{\rho} \cdot t} \quad (7)$$

Данная методика позволяет определить время  $t$  выхода частицы определенных размеров из закрученного газового потока и определить размеры частицы  $d$ .

Определение эффективности очистки газа в горизонтальном пылеосадителе.  
Эффективность процессов пылеулавливания в вихревых аппаратах возрастает с увеличением скорости газа  $w$ , размеров пылевых частиц  $d$ , плотности материала пылинок  $\rho$  и уменьшается с увеличением вязкости газа  $\mu$  и размеров завихрителя потока  $D$  [1].

Формирование траектории движения пылевых частиц в пылеосадителе происходит под действием инерционных, гравитационных и центробежных сил.

Инерционный механизм вывода пылевых частиц из газового потока тем эффективнее, чем выше начальная скорость и больше масса частицы пыли.

При обтекании твердой винтовой поверхности линии тока искривляются, а частички пыли, в силу инерции стремясь сохранить первоначальное прямолинейное движение, смещаются с линии тока и направляются к винтовой поверхности, по которой скатываются и отбрасываются к поверхности осаждения с потерей скорости до нуля.

Определяющим параметром инерционного осаждения является критерий Стокса, характеризующий отношение инерционной силы, действующей на пылинку, к силе сопротивления газовой среды.

$$Stk = \frac{d^2 \cdot w \cdot \rho}{18 \cdot \mu \cdot (2r_1 - 2r_0)} \quad (8)$$

где  $d$  - диаметр пылинки, м;

$w$  - скорость обтекания препятствия, равная начальной скорости, м/с;

$\rho$  - плотность пыли, кг/м<sup>3</sup>;

$\mu$  - вязкость газа, НС/м<sup>2</sup>;

$r_1, r_0$  - радиусы, соответственно, наружной и внутренней образующих винтовой поверхности, м.

Коэффициент эффективности пылеулавливания за счет инерционного механизма определится из выражения (9) [1]:

$$\eta_{Stk} = \frac{Stk^3}{Stk^3 + 1,54 \cdot Stk^2 + 1,76} \quad (9)$$

Гравитационный механизм осаждения пылевых частиц внутри пылеосадителя включается в работу после выброса пылинки в пространство камеры осаждения. Под действием силы тяжести пылевые частицы выпадают в осадок из газового потока.

### Потери давления в винтовом пылеосадителе ШП-400.

В любых пылеуловителях, в том числе и в винтовых пылеосадителях, потери давления являются одной из важнейших характеристик их работы. Потери давления необходимо знать для выбора вентилятора, оценки эффективности затрат энергии, сравнения различных конструкций пылеуловителей.

Аэродинамическое сопротивление винтового пылеосадителя определялось на лабораторной установке ШП-100 и на опытно-промышленной установке ШП-400.

Аэродинамическое сопротивление аппарата определялось для участка от входа до выхода из установки.

Сопротивление винтового пылеосадителя можно определить по широко известной формуле газовой механики

$$\Delta P = \xi_A \cdot \frac{\rho_r \cdot w^2}{2}, \quad (10)$$

где  $\xi_A$  - коэффициент аэродинамического сопротивления пылеуловителя;

$w$  - условная скорость газа, отнесенная к полному сечению пылеуловителя, м/с;

$\rho_r$  - плотность газа при рабочих условиях, кг/м<sup>3</sup>.

Коэффициент аэродинамического сопротивления винтового пылеосадителя определяется из конструктивного исполнения, вида закручивателя газового потока, наличия раскручивателя, групповой компоновки и начальной запыленности по формуле:

$$\xi_A = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot \xi_{500}, \quad (11)$$

где  $K_1$  - поправочный коэффициент на влияние размеров корпуса пылеуловителя;

$K_2$  - поправочный коэффициент на влияние начальной запыленности газа;

$K_3$  - поправочный коэффициент на влияние компоновки пылеуловителя и количества шлюзовых камер (перегородок);

$K_4$  - поправочный коэффициент, учитывающий снижение сопротивления при наличии раскручивателя газового потока на выходе из пылеуловителя.

Для винтового пылеосадителя ШП-400 поправочные коэффициенты определяют следующим образом:

1) поправочный коэффициент  $K_1$  при эквивалентном диаметре корпуса

$$d_{\text{экр}} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 0,7}{0,5 + 0,7} = 0,58 \text{ м} \quad (12)$$

равен  $K_1 = 1$ ;

2) поправочный коэффициент  $K_2$  при начальной запыленности от 1 до 150 мг/м<sup>3</sup> находится в пределах  $K_2 = 1-0,745$  [2];

3) поправочный коэффициент, учитывающий влияние компоновки и количества шлюзовых камер (перегородок) изменяется от  $K_3 = 1$  при одной секции пылеуловителя и  $K_3 = 12$  при 12 секциях и 11 перегородках;

4) поправочный коэффициент, учитывающий снижение сопротивления на выходе из пылеуловителя при наличии улиткообразного раскручивателя газового потока  $K_4 = 0,75$ , а при отсутствии  $K_4 = 1$ .

Сопrotивление пылеосадителя скомпанованного из нескольких последовательно расположенных камер определится пропорционально их количеству, т.е. при 12 секциях

Настоящая методика позволяет определить основные режимно-конструктивные параметры винтовых горизонтальных пылеосадителей (ШП).

#### Литература

1. Пирумов А.И. Обеспыливание воздуха. - М.: Стройиздат, 1974. - 207 с.
2. Калинушкин М.П. Вентиляционные установки. - М.: Высшая школа, 1979. - 223 с.

УДК 621.914.6

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОТНОШЕНИЯ СТОЙКОСТЕЙ МНОГОЗАХОДНОЙ И ОДНОЗАХОДНОЙ ЧЕРВЯЧНЫХ ФРЕЗ

*Сюбаров В.В., Мисевич В.С.*

В последнее время намечается тенденция к расширению применения многозаходных червячных фрез в связи с повышением крутильной жесткости и кинематической точности зубофрезерных станков, в которых используются электронные кинематические связи. Однако препятствием для более широкого и более эффективного применения таких фрез является отсутствие четкой связи между числом заходов и стойкостью фрез при необходимом уровне производительности, что следует из анализа литературы [1-3].

Целью нашей работы является получение математических зависимостей, с помощью которых можно сравнить стойкость многозаходных и однозаходных червячных фрез, а также определение условий, при которых применение многозаходных фрез обеспечивает необходимую стойкость при ожидаемом увеличении производительности. Сравнение стойкости фрез ведется в предположении, что их материал и конструкция одинаковы, а изменяется лишь число заходов.

Воспользуемся зависимостью максимальной толщины срезаемого слоя  $a_z$  от параметров обработки, которая получена нами на основании анализа схемы резания при зубофрезеровании:

$$a_z = \frac{\pi m k}{Z_f} \sqrt{\frac{2 \cdot \delta}{r}}, \quad (1)$$

где  $m$  -- модуль обрабатываемого зубчатого колеса;  $k$  -- число заходов червячной фрезы;  $Z_f$  -- число режущих реек фрезы;  $\delta$  -- величина слоя припуска, набегающего на зуб фрезы при вращении колеса;  $r$  -- радиус делительной окружности колеса. Максимальная толщина срезаемого слоя  $a_z$  находится около вершины угла профиля зуба фрезы.

Толщину слоя  $\delta$  при обработке с радиальной подачей можно принять равной подаче  $s_p$ , а для осевой подачи зависимость между подачей и величиной  $\delta$ , полученная из геометрических соотношений в схеме резания при зубофрезеровании, выглядит следующим образом