

АСПИРАЦИЯ И СОРОУДАЛЕНИЕ НА ПОТОЧНОЙ ЛИНИИ ПО РЕГЕНЕРАЦИИ ОТХОДОВ

А.П. БАШКОВ, В.Д. ФРОЛОВ

(Ивановская государственная текстильная академия)

При разволокнении плоских текстильных отходов происходит выделение из материала большого количества пыли и сор-

ных примесей, особенно при переработке старого загрязненного тряпья.

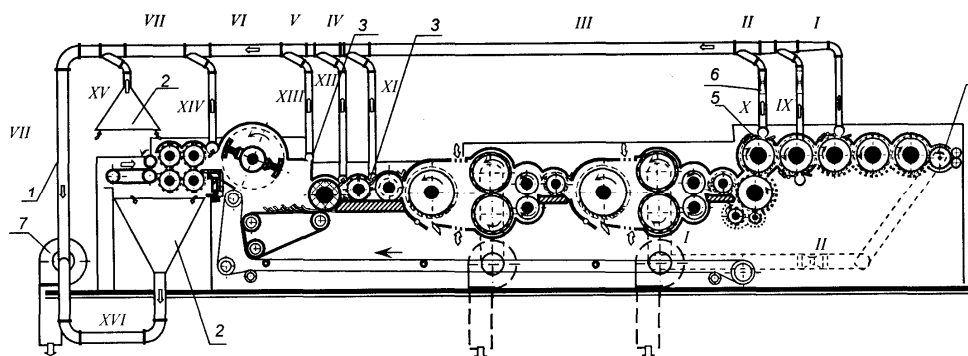


Рис. 1

Улучшить качество регенерированного волокна и санитарно-гигиенические условия в рабочей зоне позволяет модернизированная поточная линия, снабженная системой аспирации 1 (рис. 1) с воздухоприемниками в виде зонтов 2 и труб 3 с продольной щелью, устройством конденсорного типа для съема прочеса 4, системой удаления отходов с узлами очистки 5.

вижного чешущего сегмента 1, сороотбойного ножа 2, цилиндрического воздухоприемника 3 с продольной щелью и дефлектора 4, положение которого определяет скорость потока, степень турбулентности перед сороотбойным ножом и воздухоприемником, что позволяет регулировать степень выделения пуха и пыли.

Для оптимизации режима работы поточной линии необходимо выполнить расчет аспирационной системы, для чего в первую очередь определяется начальная скорость всасывания в воздухоприемниках на основе решения задачи о всасывающем факеле.

Для цилиндрического воздухоприемника по методу конформных отображений [1] используются следующие формулы:

$$\bar{v} = \frac{2}{\pi \bar{x}} \operatorname{arctg} \left(\frac{\bar{x} + 1}{\bar{x} - 1} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \right), \quad (1)$$

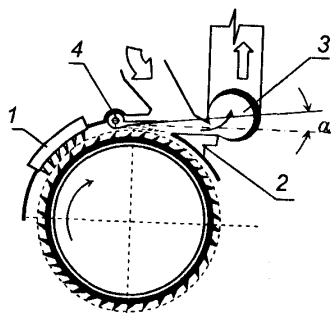


Рис. 2

Узел очистки (рис. 2) состоит из непод-

$$Q = v_0 2\varphi R \ell, \quad (2)$$

где $\bar{v} = \frac{v}{v_0}$; $\bar{x} = \frac{x}{R}$; v – скорость в точке с

координатой x ; v_0 – начальная скорость в плоскости всасывающей щели; R – радиус трубы; Q – расход воздуха; ℓ – длина щели, φ – угол раскрытия щели; рад; $2\varphi R$ – ширина щели.

Однако метод конформных отображений применим только для двумерных (плоских) течений. Более точно согласующийся с экспериментальными данными результат дает метод потенциальных течений [2], используя который можно определять скорость потока в любой точке пространства перед всасывающей щелью:

$$v_r = \frac{Q}{2\pi r} \frac{r^2 - R^2}{r^2 + R^2 - 2Rr \cos \theta}, \quad (3)$$

$$v_\theta = \frac{Q}{\pi r} \frac{r \sin \theta}{R^2 + r^2 - 2Rr \cos \theta},$$

где r , θ – соответственно радиальная и уг-

$$v_{\bar{y}} = \frac{1}{\pi} \left[\arctg \frac{\bar{b}_0}{(\bar{y} + \bar{h}) \sqrt{1 + \bar{b}_0^2 + (\bar{y} + \bar{h})^2}} + \int_{\bar{y}}^{\bar{y} + \bar{h}} \left(\frac{1}{\bar{a}_x^2 + \bar{x}^2} + \frac{1}{\bar{b}_x^2 + \bar{x}^2} \right) \frac{\bar{a}_x \bar{b}_x d\bar{x}}{\sqrt{\bar{a}_x^2 + \bar{b}_x^2 + \bar{x}^2}} \right], \quad (4)$$

где $\bar{v}_{\bar{y}} = \frac{v_{\bar{y}}}{v_0}$; $\bar{y} = \frac{y}{a_0}$; $b = \frac{y}{a_0}$; $\bar{h} = \frac{h}{a_0}$; $\bar{a}_x = \frac{a_x}{a_0}$; $\bar{b}_x = \frac{b_x}{a_0}$; $\bar{x} = \frac{x}{a_0}$; $v_0 = \frac{Q}{4a_0 b_0}$;

$$\bar{a}_x = \bar{a} + (\bar{y} - \bar{x}) \operatorname{tg} \alpha; \quad \bar{b}_x = \bar{b} + (\bar{y} - \bar{x}) \operatorname{tg} \beta; \quad \bar{a} = \frac{a}{a_0}; \quad \bar{b} = \frac{b}{a_0}.$$

Зависимость относительной скорости от координаты \bar{y} , вычисленная по формуле (5), показана на рис. 4.

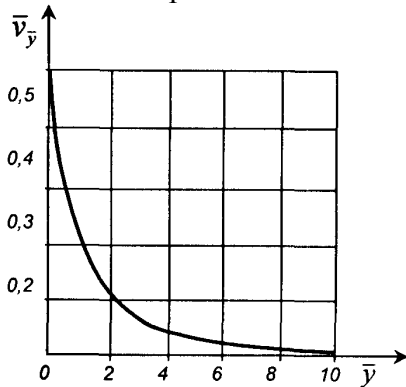


Рис. 4

При расчете скорости всасывания в заданной точке всасывающего факела необ-

ходимо, чтобы она была не меньше минимальной скорости улавливания пыли в зоне выделения и не слишком большой, чтобы избежать захвата волокон. По рекомендациям ИВНИИОТ для хлопковой и шерстяной пыли она будет 0,2...0,4 м/с.

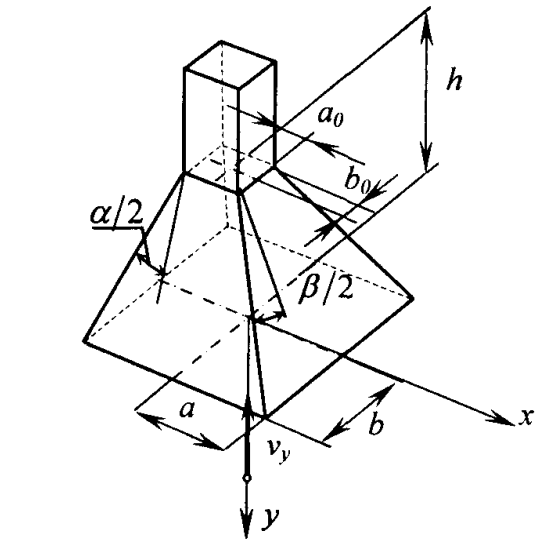


Рис. 3

Для вытяжного зонта (рис. 3) подобная зависимость определяется по формуле

ходимо, чтобы она была не меньше минимальной скорости улавливания пыли в зоне выделения и не слишком большой, чтобы избежать захвата волокон. По рекомендациям ИВНИИОТ для хлопковой и шерстяной пыли она будет 0,2...0,4 м/с.

При наличии воздушных потоков, выносящих пыль, например, в узлах сороочистки (см. рис. 2), воздухоприемник устанавливается так, чтобы вектор скорости всасывания находился на одной линии с вектором скорости выноса.

Согласно [3] в зазоре между вращающимся барабаном и неподвижным ограждением суммарная эффективная скорость будет:

$$u_0 = \sqrt{v_2^2 + Ac_u^2}, \quad (5)$$

где v_2 – радиальная скорость, обусловленная центробежными силами; A – отношение средней окружной скорости к тангенциальной скорости поверхности вращающегося барабана c_u , при небольших зазорах $A = 0,5$.

Далее, при выходе из щели в ограждении барабана, скорость выносящего потока затухает по законам плоской свободной турбулентной струи:

$$\ell_n = \frac{1,26\delta_0}{\operatorname{tg}\alpha},$$

$$\bar{u}_\ell = \frac{0,78u_0}{\sqrt{1 + 2\frac{\ell}{\delta_0}\operatorname{tg}\alpha}}, \quad (6)$$

$$Q_\ell = \bar{u}_\ell F_\ell = \bar{u}_\ell \ell (\delta_0 + 2\operatorname{tg}\alpha),$$

где ℓ_n – длина начального участка струи, скорость по всей длине которого постоянна; \bar{u}_ℓ – средняя скорость по сечению основного участка на расстоянии ℓ от сопла; δ_0 – ширина щели сопла, регулируемая дефлектором 4 (см. рис. 2); α – угол раскрытия струи, который также зависит от положения дефлектора; Q_ℓ – расход воздуха в сечении струи площадью F_ℓ на расстоянии ℓ от сопла.

Очевидно, что расход воздуха в пневмоприемнике должен быть не менее Q_ℓ .

Расчет разветвленной пневмосети проводится с учетом конструктивных размеров магистрального участка и ответвлений (см. рис. 1) и найденных начальных скоростей на участках.

Особенностью аспирационной системы поточной линии является то, что очень часто возникает необходимость изменять

расходы воздуха в некоторых пневмоприемниках, не изменяя режим работы остальных. Кроме этого в ряде случаев не имеется возможности изменять диаметры магистральных воздухопроводов, поскольку выполняются они из стандартных элементов. Поэтому расчет пневмосистемы выполняется в два этапа.

На первом этапе определяются коэффициенты местного сопротивления магистральных участков, на втором этапе – вычисляются значения геометрических характеристик ответвлений. Вся сеть разбита на магистральные участки II...VIII и ответвления I, IX...XV.

Потери давления на преодоление местных сопротивлений в каждом участке определяются как

$$\Delta p_{Mi} = \sum_{j=1}^i \xi_{ij} \frac{\rho v_i^2}{2}, \quad (7)$$

где $\sum_{j=1}^i \xi_{ij}$ – сумма из j коэффициентов местных сопротивлений i -го участка.

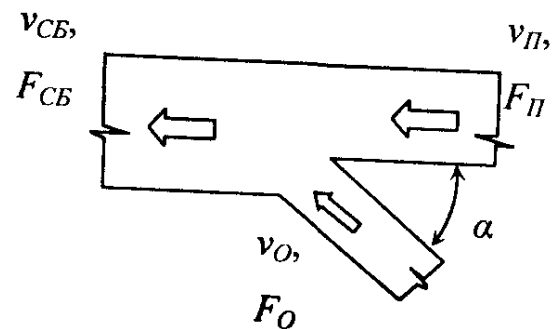


Рис. 5

Основной вид местного сопротивления в магистрали – это тройники (рис. 5). Для них на участках движения воздуха справедливы следующие соотношения, полученные на основании уравнения Бернулли:

$$C_{II} + \zeta_{нсб} \frac{\rho v_{сб}^2}{2} = (\zeta_{\delta_0} + \zeta_0) \frac{\rho v_0^2}{2} + \zeta_{\delta_{сб}} \frac{\rho v_{сб}^2}{2}, \quad (8)$$

$$v_{CB} = \frac{F_{II} v_{II} + F_O v_O}{F_{CB}}, \quad (9)$$

$$\zeta_{n_{CB}} = 1 + \left(\frac{v_{II}}{v_{CB}} \right)^2 - 2 \frac{F_{II}}{F_{CB}} \left(\frac{v_{II}}{v_{CB}} \right)^2 - 2 \frac{F_O}{F_{CB}} \left(\frac{v_O}{v_{CB}} \right)^2 \cos \alpha + k_{II}, \quad (10)$$

$$\zeta_{\delta_{CB}} = A \left[1 + \left(\frac{v_O}{v_{CB}} \right)^2 - 2 \frac{F_{II}}{F_{CB}} \left(\frac{v_{II}}{v_{CB}} \right)^2 - 2 \frac{F_O}{F_{CB}} \left(\frac{v_O}{v_{CB}} \right)^2 \cos \alpha \right] + k_O, \quad (11)$$

$$\zeta_{\delta_O} = \frac{C_{II}}{\frac{\rho v_O^2}{2} + \zeta_{n_O} \frac{v_{CB}^2}{v_O^2} - \zeta_O - \zeta_{\delta_{CB}} \frac{v_{CB}^2}{v_O^2}}, \quad (12)$$

где k_{II} и k_O – коэффициенты участков тройника, $k_{II} = 0$, $k_O = 0$; C_{II} и A – постоянные величины, $A = 1$; $\zeta_{n_{CB}}$, ζ_{δ_O} , $\zeta_{\delta_{CB}}$ – коэффициенты местного сопротивления участков тройника; F_{II} , F_{CB} , F_O – площади сечений участков тройника; v_{II} , v_{CB} , v_O – средние по сечениям участков тройника скорости потока.

Исходными данными для расчета являются F_{II} , F_{CB} , v_{II} , v_O , α , C_{II} .

В результате расчета определяются ζ_{δ_O} , $C_{CB} = C_{II} + \zeta_{n_{CB}} \frac{\rho v_{CB}^2}{2}$.

Потери давления на трение в каждом участке определяются как

$$\Delta p_{TPI} = R \ell_i, \quad (13)$$

где ℓ_i – длина i -го участка; R – удельная потеря давления, Па/м, равная

$$R = \frac{\lambda}{d_i} \frac{\rho v_i^2}{2}; \quad (14)$$

d_i – диаметр i -го участка; v_i – скорость потока на i -м участке; λ – коэффициент трения.

Общие потери давления будут:

$$\Delta p_i = \Delta p_{TPI} + \Delta p_{Mi}. \quad (15)$$

При этом проверяется неувязка по общим потерям между участками, предшествующими каждой ветви тройника в магистрали, которая не должна превышать 10%:

$$\frac{\Delta p_i - \Delta p_{i+1}}{\Delta p_i} \leq \pm 10\%. \quad (16)$$

При большем размере неувязки производится регулирование потерь давления в отдельном ответвлении, либо за счет увеличения угла α тройника, либо за счет вставки конусной диафрагмы (поз. 6 рис. 1). Таким образом, давления в ответвлениях выравниваются, и скорость всасывания остается в заданных пределах, что способствует эффективному удалению пыли изо всех точек, без захвата волокна.

По общим потерям давления и расходу воздуха подбирается вентилятор (поз. 7 рис. 1). Наиболее подходящим является Ц4-70 №5, который обеспечивает расчетный режим работы сети с 10%-ным запасом при частоте оборотов рабочего колеса 1450 мин⁻¹.

Результаты расчетов системы аспирации приведены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

Расчетные	Номера участков сети
-----------	----------------------

параметры	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV	XVI	XVII
Тип воздухоприемника: цилиндрический - Ц; Зонт – З; его размеры, мм	Ц d 50 $\ell_p 1000$ $\delta 20$	-	-	-	-	-	-	-	Ц d 50 $\ell_p 1000$ $\delta 20$	Ц d 50 $\ell_p 1000$ $\delta 20$	Ц d 100 $\ell_p 1000$ $\delta 20$	Ц d 100 $\ell_p 1000$ $\delta 20$	Ц d 100 $\ell_p 1000$ $\delta 20$	Ц d 100 $\ell_p 1000$ $\delta 20$	3 1200× 1200 h 600 $\alpha 45^\circ$ $a_0=75$	3 1200× 1600 h 750 $\alpha 60^\circ$ $a_0=75$	-
Скорость всасывания, v_0 , м/с	10	-	-	-	-	-	-	-	10	10	6	6	10	6	10	8	-
Расход воздуха, м ³ /ч	750	1500	2250	2780	3310	3840	4370	5180	750	750	530	530	530	530	810	650	5830
Средняя скорость, м/с	10,4	10,4	10,2	10,0	11,8	10,8	12,3	11,5	10,4	10,4	12,0	12,0	12,0	12,0	18,3	14,7	12,9
Диаметр воздуховода (стандартизированный), мм	160	225	280	325	325	355	355	400	160	160	125	125	125	125	125	125	400
Длина участка, м	0,9	0,25	3,73	0,25	0,25	0,8	1,0	2,1	0,9	0,7	1,05	1,05	0,8	0,8	0,3	2,1	0,2
Потери давления на трение, Па	8	1	15	1	1	3	4	7	8	6	15	15	12	12	11	46	1
Потери давления на местные сопротивления, Па	193	10	5	2	2	0	0	0	192	196	217	217	217	226	223	201	0
Общие потери давления на участке, Па	201	11	20	3	3	3	4	7	200	202	232	232	229	238	234	246	1
Располагаемое давление, Па	201	212	232	235	238	241	245	252	-	-	-	-	-	-	-	-	253
Неувязка, %	-	-	-	-	-	-	-	-	0,5	4,7	0	1,3	3,9	1,2	4,5	2,4	-
Конусная диафрагма, α °; v_1/v_2 Δp , Па	-	-	-	-	-	-	-	-	30° 0,75 19	30° 0,75 19	30° 0,8 17	30° 0,8 17	30° 0,8 17	30° 0,75 26	-	35° 0,65 100	-

ВЫВОДЫ

Предложенная конструкция системы аспирации позволяет на основании рассмотренной методики аэродинамического расчета регулировать параметры ее работы с целью увеличения эффективности удаления пыли.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сорокин Н.С., Талиев В.Н. Аспирация машин и пневмотранспорт в текстильной промышленности. – М.: Легкая индустрия, 1978.

2. Кондиционирование воздуха, аспирация машин и пневматический транспорт в текстильной промышленности / Под ред. Н.С. Сорокина. – М.: Легкая индустрия, 1974.

3. Павлов Г.Г. Аэродинамика технологических процессов и оборудования текстильной промышленности. – М.: Легкая индустрия, 1975.

Рекомендована кафедрой безопасности жизнедеятельности. Поступила 18.12.06.