

УДК 677.021.164

**УСЛОВИЯ СТАБИЛИЗАЦИИ НЕОДНОРОДНОГО  
ВОЛОКНОВОЗДУШНОГО ПОТОКА**

*Ф.Р. КАХРАМАНОВ, В.Д. ФРОЛОВ, Е.Г. ВАВИЛОВ, В.Г. ЛАПШИН*

(Ивановская государственная текстильная академия)

Волокнистая смесь в разрыхлительно-трепальном агрегате перемещается с помощью транспортных воздухопроводов, где движение волокноводушного потока осуществляется за счет тяги вентилятора, к которому подсоединен воздухопровод. Вследствие неравномерности подачи в волокноводушном потоке возникают пульсации давления и скорости, а это, в свою очередь, негативно отражается на физико-механических свойствах волокон. Следовательно, пульсации давления, возникающие в технологической транспортной системе, необходимо демпфировать так, чтобы резонансная частота системы приблизительно равнялась частоте пульсации  $f$  вентилятора:

$$f = \frac{ns}{60},$$

где  $n$  – число оборотов вентилятора;  $s$  – число лопастей.

Для эффективного выравнивания возникающих пульсаций необходимо использовать демпферное устройство, резонансная частота которого будет близка к частоте пульсаций технологической системы. В качестве демпфера нами предлагаются патрубки в форме усеченного конуса (рис. 1).

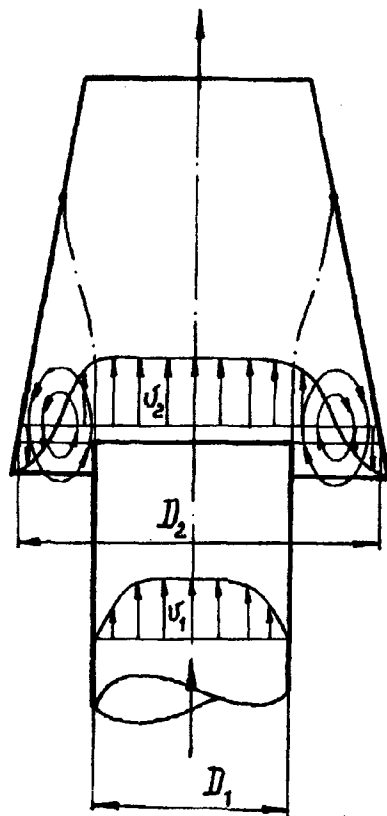


Рис. 1

Дифференциальное уравнение движения массы волокноводушной смеси в предположении линейной зависимости силы трения от скорости имеет вид:

$$M \frac{d^2x}{dt^2} + \vartheta \frac{dx}{dt} + Kx = \Delta p F_2, \quad (1)$$

где  $M = M_1 + M_2 + M_3$  – приведенная масса, равная сумме масс:  $M_1$  – масса волокно-воздушной смеси, подаваемой вентилятором;  $M_2$  – масса волоконвоздушной смеси, поступившей в демпфер;  $M_3$  – приведенная масса волоконвоздушной смеси в присоединительном воздухопроводе от вентилятора до демпфера

$$M_3 = l \rho \frac{F_2^2}{F_1^2},$$

где  $l$  – длина присоединительного воздухопровода;  $F_1$  – площадь поперечного сечения присоединительного воздухопровода с диаметром  $D_1$ ;  $F_2$  – площадь наибольшего сечения конического демпфера с диаметром  $D_2$ ;  $\rho$  – плотность волоконвоздушной смеси;  $\vartheta$  – коэффициент демпфирования;  $K$  – упругая константа газового объема;  $\Delta p$  – изменение давления в волоконвоздушной смеси при ее внезапном расширении в коническом демпфере:

$$\Delta p = \frac{\partial p}{\partial Q_0} \Delta Q_0,$$

где  $\Delta Q$  – расход волоконвоздушной смеси, подаваемой вентилятором;  $\Delta Q_2$  – расход волоконвоздушной смеси, поступившей в конический демпфер;  $\Delta Q_0$  – расход волоконвоздушной смеси, поступающей после конического демпфера в транспортный воздухопровод:

$$\Delta Q_0 = \Delta Q - \Delta Q_2.$$

Расход волоконвоздушной смеси в коническом демпфере с учетом выделившихся сорных примесей равен

$$Q = C \sqrt{p},$$

где  $C$  – коэффициент, учитывающий колебания от неточностей в технологической системе.

Тогда

$$\Delta p = \frac{\partial p}{\partial Q_0} \left( \Delta Q - F_2 \frac{dx}{dt} \right).$$

Поскольку

$$\frac{\partial p}{\partial Q_0} = \frac{2p}{Q},$$

то

$$\Delta p = \frac{2p}{Q} \left( \Delta Q - F_2 \frac{dx}{dt} \right).$$

Дифференциальное уравнение (1) принимает вид

$$M \frac{d^2x}{dt^2} + \vartheta \frac{dx}{dt} + Kx = \frac{2p}{Q} \Delta Q. \quad (2)$$

Представим (1) и (2) в операторной форме:

$$Mx [S^2 + \vartheta S + K] = \Delta p F_2, \quad (3)$$

$$Mx \left[ S^2 + \left( \vartheta + \frac{2pF_2^2}{Q} \right) S + K \right] = F_2 \frac{2p}{Q} \Delta Q, \quad (4)$$

где  $S$  – оператор Лапласа.

Разделив выражение (3) на (4), согласно теории Рассела [1] получим передаточную функцию

$$\frac{\Delta p}{\Delta Q} = \frac{S^2 + \vartheta S + K}{S^2 + \left( \frac{\vartheta + 2pF_2^2}{Q} \right) S + K} \frac{2p}{Q}.$$

Очевидно, что при  $S \rightarrow 0$  (то есть при частоте колебаний  $\omega \rightarrow 0$ ) и при  $S \rightarrow \infty$

$$\frac{\Delta p}{\Delta Q} = \frac{2p}{Q} \quad (5)$$

Без учета силы трения волоконвоздушного потока передаточная функция имеет вид

$$\frac{\Delta p}{\Delta Q} = \frac{1}{TS+1} \frac{2p}{Q}$$

где  $T = \frac{2pF_2^2}{KQ}$  – постоянная времени.

Частоту демпфированных колебаний конического демпфера определим по формуле

$$\omega_2 = \frac{1}{T} = \frac{KQ}{2pF_2^2}$$

Для адиабатического процесса

$$K = \frac{\chi p}{V} F_2^2,$$

где  $V$  – объем волоконвоздушного потока в коническом демпфере;  $\chi$  – показатель адиабаты.

Тогда

$$\omega_2 = \frac{\chi Q}{2V}$$

Собственную частоту недемпфированных колебаний конического демпфера определим из уравнения

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{K}{M}} = \sqrt{\frac{\chi F_2^2}{MV}}$$

По значениям  $\omega_1$  и  $\omega_2$  построена амплитудно-частотная характеристика конического демпфера (рис.2).

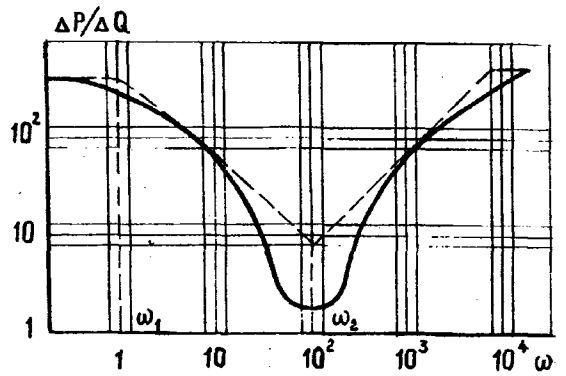


Рис. 2

Зная частоту пульсаций  $f$ , создаваемых вентилятором, можно определить, насколько аэродинамический конический демпфер подвержен резонансу (что характеризует эффективность демпфирования).

При переходе волоконвоздушного потока из присоединительного воздуховода сечением  $F_1$  в конический демпфер сечением  $F_2$  в первом воздуховоде имеем две волны – падающую  $p_1$  и отраженную  $p_1'$ , а во втором – одну прошедшую волну  $p_2$ :

$$\begin{aligned} p_1 &= a_1 e^{i(kx - \omega t)}, \\ p_1' &= a_1' e^{-i(kx - \omega t)}, \\ p_2 &= a_2 e^{i(kx - \omega t)}, \end{aligned}$$

где под  $p'$  подразумевается переменная часть давления;  $a_1, a_2$  – коэффициенты.

В месте соединения трубок ( $x = 0$ ) прием равными давления и количества волоконвоздушной смеси, переходящие из одного сечения  $F_1$  в  $F_2$  (рис.1). Эти условия дают

$$a_1 + a_1' = a_2, \quad F_1 (a_1 - a_1') = F_2 a_2,$$

откуда

$$a_2 = a_1 \frac{2F_1}{F_1 + F_2}$$

Отношение потока энергии в прошедшей волне к потоку энергии в падающей волне следующее:

$$d = \frac{F_2 |v_2|^2}{F_1 |v_1|^2} = \frac{4F_1 F_2}{(F_1 + F_2)^2} = 1 - \left( \frac{F_2 - F_1}{F_2 + F_1} \right)^2,$$

где  $v_1$  и  $v_2$  – скорости волоконвоздушной смеси соответственно в транспортном воздухопроводе и в коническом демпфере.

## ВЫВОДЫ

1. В целях стабилизации волоконвоздушного потока в транспортных воздухопроводах предложен конический демпфер, для которого определены условия демпфи-

рования пульсаций давления в технологической транспортной системе.

2. Получены формулы для определения частот колебаний, создаваемых вентилятором и коническим демпфером, а также их энергетического уровня, позволяющие выравнивать негативные волны, создаваемые вентилятором в волоконвоздушном потоке.

## ЛИТЕРАТУРА

1. *John G. Russel. Sizing Accumulators for Pulsation Damping Hydraulic and Pneumatics. – V. 18, № 8, 1965.*

Рекомендована кафедрой начертательной геометрии и черчения. Поступила 25.05.01.