

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вернер, В. Н. Угол наклона транспортируемого материала в шнеках. / В. Н. Вернер, Е. К. Соколова / Изв. вузов. Горный журнал. – 1997. – № 9–10. – С. 109–113.
2. Движение частиц материала в незамкнутом кожухе шнекового транспортера. / В. Н. Нестеров, В. Н. Вернер, Е. К. Соколова, Д. Ю. Соколов / Изв. вузов. Горный журнал. – 2000. – № 5. – С. 90–95.
3. Григорьев, А. М. Винтовые конвейеры / А. М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.

□ Автор статьи:

Соколова  
Евгения Кузьминична,  
канд. техн. наук, доцент каф. теоретической и геотехнической механики КузГТУ,  
тел. 950-260-89-93

УДК 621.63:622.44

Б. Л. Герике, В. Н. Шахманов

## ОБ ОДНОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ ВЕНТИЛЯТОРА ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

Динамическую схему вентиляционной установки с осевым вентилятором можно разделить условно на 4 узла, вызывающие вибрацию установки (рис. 1).

Это, прежде всего:

- ротор приводного двигателя, представляющего двухопорный вал с распределенной массой по его длине (позиция 1);
- зубчатые муфты с внутренним зацеплением (позиции 2 и 4);
- трансмиссионный вал (позиция 3);
- ротор вентилятора (двухопорный вал, на котором жестко закреплены два рабочих колеса с набором рабочих лопаток, позиция 9).

На рис. 2 приведена расчетная эквивалентная схема осевого вентилятора.

Не следует, конечно, забывать о вредных последствиях, которые налагают на общий уровень вибрации всей установки фундамент, корпус вентилятора, элементы диффузора, вентиляционные воздухоподводящие и отводящие каналы и другие элементы динамической схемы. Все вышеперечисленные элементы могут оказывать лишь вторичное воздействие на колебательный режим всей установки. Вторичное воздействие, чаще всего, проявляется как дополнительные наложения на основную форму колебания. Однако в дальнейшем ограничимся рассмотрением механических колебаний только вращающихся элементов и возникновением вихрей при обтекании воздушным потоком лопастей, которые могут вызвать резонансные явления в рабочих лопатках.

Выделенные узлы динамической системы вентиляционной установки представляют собой вращающиеся элементы с различными внешними нагрузками, поэтому, с небольшим допущением, их можно принять за вращающийся вал с жестко насаженными на нем дисками (сосредоточенная

нагрузка) или с массой, распределенной по всей длине вала.

Рассмотрим колебательную систему, представляющую собой вращающийся вал, к произвольному сечению которого приложены различные внешние периодические нагрузки (рис. 3):

$$P(z,t)=P(z)\cdot\sin k\omega t; M(z,t)=M(z)\cdot\sin k\omega t; \\ \rho(z,t)=\rho(z)\cdot\sin k\omega t; \mu(z,t)=\mu(z)\cdot\sin k\omega t. \quad (1)$$

Выражение (1) можно представить через обобщенную интенсивность, что упростит последующие рассуждения:

$$\rho(z,t)=\rho_s\cdot\sin k\omega t; \mu(z,t)=\mu_s\cdot\sin k\omega t. \quad (2)$$

Под действием этих нагрузок вращающийся вал будет совершать сложное движение – колебание относительно оси, проходящей через опоры. Скорость колебания системы равна круговой частоте действующих нагрузок  $k\omega$ , а интенсивность вибрации определяется жесткостными и массовыми характеристиками системы и амплитудой действующих сил и моментов, которые в проекции на оси  $X$  и  $Y$  будут равны

$$\rho_{\Sigma X(z)}=\rho_s\cdot\cos k\omega t; \rho_{\Sigma Y(z)}=\rho_s\cdot\sin k\omega t; (3) \\ \mu_{\Sigma X(z)}=\mu_s\cdot\cos k\omega t; \mu_{\Sigma Y(z)}=\mu_s\cdot\sin k\omega t.$$

Связь между изгибающим моментом и прогибом сечения определяется соотношением [1]

$$EI \frac{d^2 u}{dz^2} = M \quad (4)$$

где  $u$  – прогиб сечения в направлении оси  $Y$ ;  
 $I$  – жесткость сечения на изгиб,  $\text{н}\cdot\text{м}^2$ .

Дифференциальная зависимость между внешними нагрузками, действующими на балку, и внутренними силами может быть представлена выражением [2]

$$\frac{\partial^2}{\partial z^2} \left( EI \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right) = G_I + \frac{\partial M_I}{\partial z} \quad (5)$$

где  $G_I$ ,  $M_I$  – соответственно сила инерции и инерционный момент элемента, которые определяются

по известным выражениям

$$G_I = -m_\Sigma \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}; \quad M_I = -M_\Sigma \frac{\partial^3 u}{\partial t^2 \partial z}. \quad (6)$$

Если в (5) подставить значение  $G_I$  и  $M_I$  из (6), получим уравнение движения колеблющейся балки с учетом инерции поворота

$$\frac{\partial^2}{\partial z^2} \left( EI \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right) = -m_\Sigma \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + M_\Sigma \frac{\partial^4 u}{\partial t^2 \partial z^2}. \quad (7)$$

По аналогии с (7) запишем все поперечные нагрузки (3), действующие на вращающийся вал:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left( EI \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right) = G_{Ix} + M_{Ix} \frac{\partial^4 u}{\partial t^2 \partial z \partial x} + \rho_\Sigma \cos k\omega t - M_{\Sigma x} \frac{\partial^4 u}{\partial t^2 \partial z \partial x}; \quad (8)$$

$$\frac{\partial^2}{\partial y^2} \left( EI \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right) = G_{Iy} + M_{Iy} \frac{\partial^4 u}{\partial t^2 \partial z \partial y} + \rho_\Sigma \sin k\omega t - M_{\Sigma y} \frac{\partial^4 u}{\partial t^2 \partial z \partial y}$$

Система дифференциальных уравнений (8) в общем виде является исходным уравнением вынужденных изгибных колебаний вращающегося

вала, которое позволяет определить величину перерезывающего усилия  $Q(z)$  и изгибающий момент  $M(z)$  в текущем сечении:

$$Q(z) = (k\omega)^2 \left[ \int_0^z \rho F_y dz + \sum_1^i m_i y_i \varepsilon_i \right] + \int_0^z \rho dz + \sum_1^i P_i \varepsilon_i - M_\Sigma; \quad (9)$$

$$M(z) = (k\omega)^2 \left[ \int_0^z dz \left( \rho F_y + \sum_1^i m_i y_i \varepsilon_i \right) \right] + \int_0^z dz \left( \int_0^z \rho dz + \sum_1^i P_i \varepsilon_i \right) - \int_0^z M_\Sigma dz - \sum_1^i M_i \varepsilon_i \quad (10)$$

где  $\rho F$  – погонная масса, кг/м;

$k\omega$  – круговая частота колебаний, рад/с;

$m_i$  – масса, кг;

$P_i$  – сосредоточенные внешние силы, Н.

Определение перерезывающего усилия и изгибающего момента необходимо при производстве балансировки вращающихся систем. Нас же в большей мере интересует амплитудно-частотная

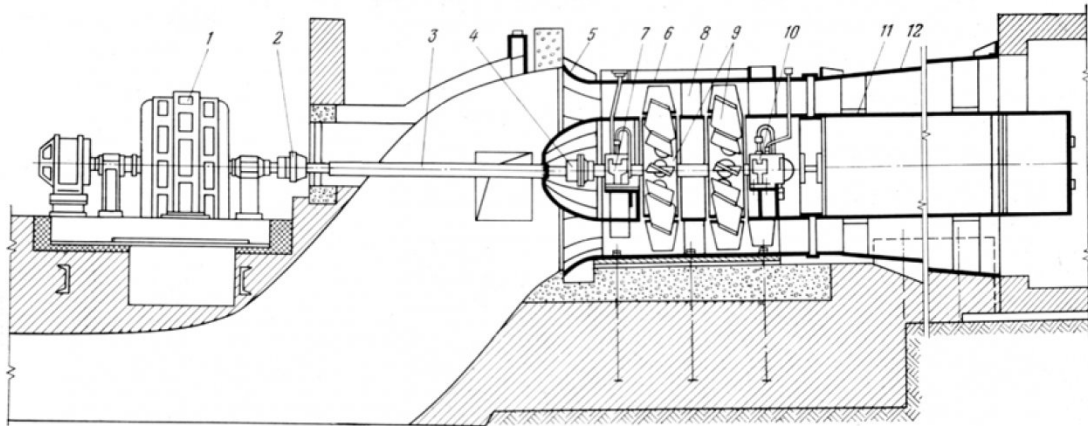


Рис. 1. Вентиляторная установка главного проветривания с осевым вентилятором:

1 – электродвигатель; 2, 4 – соединительные муфты; 3 – промежуточный вал; 5 – коллектор; 6 – кожух; 7, 10 – подшипниковые опоры; 8 – спрямляющий аппарат; 9 – ротор; 11 – обечайка диффузора; 12 – внешний конус диффузора

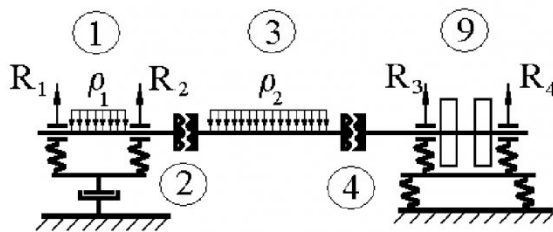


Рис. 2. Расчетная эквивалентная схема осевого шахтного вентилятора

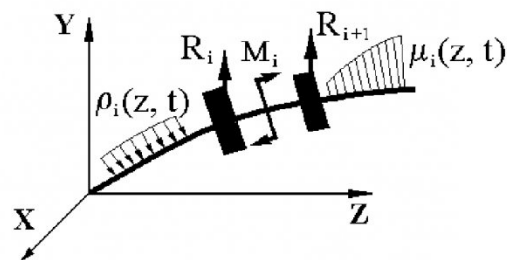


Рис. 3. К выводу уравнения колебаний вра-

характеристика колеблющейся системы. Такая характеристика может быть получена из уравнения (10) путем двойного интегрирования. При этом следует помнить, что распределенные моментные и инерционные нагрузки действуют лишь на величину общего уровня вибрации, а на характер изменения не оказывают влияния, поэтому для упрощения математических преобразований их не учитываем. Поэтому уравнение вынужденных колебаний под действием возмущающей нагрузки, после проведения несложных математических преобразований, можно записать

$$Y(z) = (k\omega)^2 \iint_z \frac{dz^2}{EI} \left[ \int_0^z dz \left( \int_0^z \rho F_y dz + \sum_1^i m_i y_i \varepsilon_i + \sum_1^i I_i y_i \varepsilon_i \right) \right]$$

(11)

Уравнение (11) представляет зависимость параметров колебательного процесса вращающейся системы от внешних динамических нагрузок. При этом следует отметить, что в него входят лишь геометрические и массовые параметры вращающейся системы. Динамическая схема вентиляционной установки, представляющая в настоящей работе предмет исследований, в основном состоит из вращающихся элементов, следовательно, частное решение уравнения (11) может быть использовано для анализа амплитудно-частотных характеристик.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бабаков, И. М. Теория колебаний. – М.: Дрофа, 2004. – 591 с.
2. Тимошенко, С. П. Прочность и колебания элементов конструкций. – М.: Наука, 1975. – 704 стр.

□ Авторы статьи:

Герике  
Борис Людвигович,  
докт техн. наук, профессор каф.  
горных машин и комплексов  
КузГТУ.  
Email: [gbl\\_42@mail.ru](mailto:gbl_42@mail.ru)

Шахманов  
Виталий Николаевич,  
соискатель каф. горных машин и  
комплексов КузГТУ.  
Email: [prk0303@yandex.ru](mailto:prk0303@yandex.ru)