

## ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

ТАУГЕР В. М., МУХАЧЕВА Л. В., ВОЛКОВ Е. Б.

*В статье рассмотрена возможность снижения шума осевого вентилятора путем установки рабочих лопаток на втулке колеса с помощью шарнира. Источниками шума вентиляторов являются любые колебательные и резонансные явления, которые возникают при их работе. Сильный шум отрицательно сказывается на здоровье горнорабочих, снижает производительность труда. Кроме того, он создает опасность травматизма и возникновения аварийных ситуаций, заглушая сигналы внутришахтного транспорта и потрескивание стоек, по которому рабочие судят о состоянии кровли в глухих забоях. Наивысший уровень звукового давления создается в том случае, когда частота шума взаимодействия близка к частоте собственных колебаний лопатки. Возникает биение, а при полном совпадении частот – резонанс. Колебания лопатки, в свою очередь, вызывают возмущения в пограничном слое и таким образом способствуют дополнительному усилению шума. Упрощенно лопатка может быть представлена в виде стержня, находящегося под действием центробежных сил, конец которого входит в пару вращения с опорой. Выполненный в статье ориентировочный расчет частоты собственных колебаний лопатки как физического маятника показал, что ее величина ненамного отличается от 100 Гц и, следовательно, значительно ниже предполагаемой частоты возмущающих воздействий. Можно вполне уверенно утверждать, что шарнирная установка лопаток на втулке позволит избежать резонансных явлений и снизить таким образом одну из важных составляющих шума осевого вентилятора. Применение шарнирной подвески лопаток в осевых вентиляторах местного проветривания выглядит весьма перспективным для повышения безопасности труда горнорабочих.*

**Ключевые слова:** осевой вентилятор; центробежная сила; рабочая лопатка; шарнир; воздушный поток; возмущающие колебания; частота; резонанс; физический маятник.

Шахтные вентиляторы местного проветривания (ВМП) играют важную роль в процессе добычи полезных ископаемых, обеспечивая безопасные условия труда горнорабочих. В качестве ВМП используются современные модификации осевых вентиляторов, так как турбомашин данного типа обладают высокой удельной производительностью, компактностью, удобством встраивания в вентиляционную сеть, хорошей приспособленностью к транспортировке [1].

В то же время ВМП присущ и такой недостаток осевых вентиляторов, как интенсивное шумообразование. Окружными скоростями рабочих лопаток 100–140 м/с обуславливается уровень звуковой мощности 110–145 дБ, что делает

---

**Таугер Виталий Михайлович** – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой технической механики. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет. E-mail: tauger2016@yandex.ru

**Мухачева Людмила Викторовна** – старший преподаватель кафедры безопасности горного производства. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет. E-mail: lyu7660@yandex.ru

**Волков Евгений Борисович** – кандидат технических наук, доцент кафедры технической механики. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет. E-mail: evgeniy.volkov.ursmu@yandex.ru

совершенно необходимым всемерное снижение шума. Сильный шум отрицательно сказывается на здоровье горнорабочих, снижает производительность труда [2]. Кроме того, он создает опасность травматизма и возникновения аварийных ситуаций, заглушая сигналы внутришахтного транспорта и потрескивание стоек, по которому рабочие судят о состоянии кровли в глухих забоях. На текущий момент поиск способов и средств снижения шума ВМП по-прежнему остается актуальной задачей [3].

Источниками шума вентиляторов являются любые колебательные и резонансные явления, которые возникают при их работе. Различают шум механического и аэродинамического характера.

Причина механического шума, как правило, заключается в вибрационных нагрузках на конструкцию, обусловленных дисбалансом рабочего колеса. Уменьшение механической составляющей шума ВМП до приемлемых значений не представляет сложности [4].

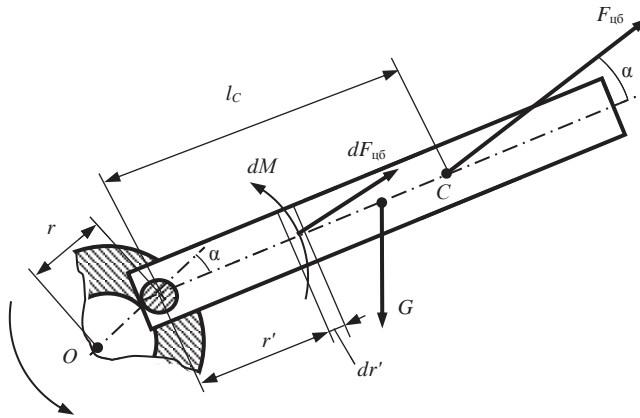


Рис. 1. Шарнирно закрепленный стержень под действием центробежных сил

Значительно бóльшие трудности связаны со снижением шума от аэродинамических факторов. Способы борьбы с данной составляющей разделяются на две группы, одна из которых нацелена на звукоизоляцию вентилятора, а другая предполагает непосредственное воздействие на источники возникновения шума [5].

Источником тональной составляющей в спектре шума осевых ВМП являются биения, а в наиболее тяжелом случае – резонанс, вызванные совпадением собственной частоты колебаний рабочих лопаток с частотой возмущающих воздействий со стороны воздушного потока. Жесткая фиксация лопатки на втулке колеса превращает ее в аналог консольной балки с высокой собственной частотой колебаний, которая зачастую близка по величине к частоте шума, вызванного пересечением рабочей лопаткой аэродинамических следов за лопатками направляющего аппарата. Один из способов предотвращения возникновения резонансной составляющей в шуме состоит в изменении частоты собственных колебаний рабочей лопатки.

С точки зрения влияния на частоту собственных колебаний лопатки интерес представляет ее установка на втулке с помощью шарнира. В данном случае лопатка упрощенно может быть представлена в виде стержня, конец которого входит в пару вращения с опорой (рис. 1). На стержень действуют массовые силы: тяжести  $G$  и центробежная  $F_{цб}$ .

Угловая скорость колеса настолько велика, что  $F_{цб} \gg G$ , и силу тяжести можно исключить из рассмотрения.

Распределение ускорений по длине стержня линейное, поэтому среднее ускорение

$$\bar{a}_{\text{цб}} = \omega^2 \left( r + \frac{l}{2} \right),$$

а центробежная сила

$$F_{\text{цб}} = m\bar{a}_{\text{цб}} = m\omega^2 \left( r + \frac{l}{2} \right),$$

где  $r$  – расстояние от оси вращения  $O$  до оси шарнира;  $l$  – длина стержня (рис. 1).

Определим координату точки приложения силы  $F_{\text{цб}}$ . Допущение: вследствие малости угла  $\alpha$  отклонения стержня от радиального положения при определении величины центробежной силы считается, что она направлена по радиусу  $r$  (рис. 1).

Выделим на расстоянии  $r'$  от оси колеса элемент длины  $dr'$ . На него действует центробежная сила

$$dF_{\text{цб}} = \omega^2 (r + r') \rho A dr',$$

где  $\rho$ ,  $A$  – плотность материала и площадь поперечного сечения стержня.

Момент, создаваемый силой  $dF_{\text{цб}}$  относительно оси шарнира, равен

$$dM = dF_{\text{цб}} r' \operatorname{tg} \alpha \cong \omega^2 (r + r') r' \rho A \alpha dr'.$$

Полный момент от центробежных сил

$$M = \int_0^l \omega^2 (r + r') r' \rho A \alpha dr' = \frac{1}{2} \omega^2 \rho A \alpha l^2 \left( r + \frac{2}{3} l \right). \quad (1)$$

В то же время  $M$  выражается таким образом:

$$M = F_{\text{цб}} l_C \alpha = \omega^2 \rho A \alpha l \left( r + \frac{l}{2} \right) l_C. \quad (2)$$

Приравняв (1) и (2), получим уравнение относительно  $l_C$ , решение которого:

$$l_C = \frac{l(3r + 2l)}{3(2r + l)}.$$

Аналогично частоте физического маятника в гравитационном поле [6] период собственных колебаний стержня равен

$$T_{\text{цб}} = 2\pi \sqrt{\frac{I}{F_{\text{цб}} l_C}}, \quad (3)$$

где  $I$  – момент инерции стержня относительно оси подвески.

Момент инерции  $I$  равен

$$I = \frac{ml^2}{3},$$

где  $m = \rho Al$  – масса стержня.

Подстановка выражений для компонентов в (3) после преобразований дает формулу периода колебаний физического маятника, находящегося под действием центробежных сил:

$$T_{цб} = \frac{2\pi}{\omega} \sqrt{\frac{l(2r+l)}{(r+(l/2))(3r+2l)}} = \frac{2\pi}{\omega} \sqrt{\frac{2l}{3r+2l}}.$$

Частота собственных колебаний стержня

$$f_{цб} = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \sqrt{1,5 \frac{r}{l} + 1}. \quad (4)$$

Ориентировочно оценим частоту  $f_{цб}$  для реальных значений величин, входящих в формулу (4).

Пусть угловая скорость  $\omega = 300 \text{ с}^{-1}$ , втулочное отношение 0,6. Для всех осевых ВМП с данным втулочным отношением величина  $r/l = 1,5$ . Расчет по формуле (4) дает значение частоты  $f_{цб} \approx 86 \text{ Гц}$ .

Судя по результату расчета, частота собственных колебаний шарнирно установленной лопатки значительно ниже предполагаемой частоты возмущающих воздействий, составляющей для реальных ВМП несколько сотен герц. Необходимо подчеркнуть, что колебания лопатки как физического маятника будут определяющими, а упомянутые ранее колебания ее как консольно-закрепленной балки не будут проявляться [7].

Частота колебаний лопатки как реального объекта будет отличаться от полученной для абстрактного стержня, тем не менее можно вполне уверенно утверждать, что она будет близка к 100 Гц.

Таким образом, для снижения тональных составляющих шума ВМП шарнирная подвеска лопаток выглядит весьма перспективной.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тимухин С. А., Копачев В. Ф. Осерадиальные вентиляторы: науч. монография. Екатеринбург: УГГУ, 2011. 252 с.
2. Исаков В. А., Родин В. Е., Простаков С. М. Аттестация рабочих мест по условиям труда: учеб.-практ. пособие. Екатеринбург: НИИ охраны труда, 2005. 202 с.
3. Юдин Е. Я., Терехин А. С. Борьба с шумом шахтных вентиляционных установок. М.: Недра, 1973. 200 с.
4. Борьба с шумом на производстве: справочник / под ред. Е. Я. Юдина. М.: Машиностроение, 1985. 400 с.
5. Таугер В. М., Мухачева Л. В., Волков Е. Б. Влияние шума осевых вентиляторов местного проветривания на условия труда горнорабочих // Математическое моделирование механических явлений: матер. Всерос. конф. Екатеринбург: УГГУ, 2017. С. 42–46.
6. Магнус К. Колебания: введение в исследование колебательных систем / пер. с нем. М.: Мир, 1982. 304 с.
7. Расчет на прочность деталей машин: справочник / под ред. И. А. Биргера. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.

## PREVENTION OF RESONANCE OSCILLATIONS OF ROTATING BLADES OF AXIAL FANS

**Tauger V. M., Mukhacheva L. V., Volkov E. B.** – The Ural State Mining University, Ekaterinburg, the Russian Federation. E-mail: gmf.tm@m.ursmu.ru

The article considers the possibility of reducing noise of an axial fan by installing rotating blades on the hub of the wheel with the help of a hinge. The sources of fan noise are any vibrational and resonant phenomena that arise during their operation. Strong noise adversely affects the health of miners and reduces labor productivity. In addition, it creates the danger of injuries and emergencies, drowning signals of intraservice transport and crackling of racks, according to which workers judge the condition of the roof in deaf faces. The highest sound pressure level is created when the frequency of the interaction noise is close to the natural frequency of the blade. Beating occurs, and with full coincidence of frequencies – resonance. The oscillations of the blade, in turn, cause perturbations in the boundary layer and thus contribute to an additional increase in noise. Simply, the blade can be represented in the form of a rod under the action of centrifugal force, the end of which enters a pair of rotations with a support. The preliminary calculation of natural oscillations frequency of a blade as a physical pendulum, performed in the article, shows that it will slightly differ from 100 Hz, and consequently is much lower than the assumed frequency of disturbing effects. It can be quite confidently asserted that installation of blades on the hub with the help of a hinge will make it possible to avoid resonant phenomena and thus reduce one of the most important constituents of axial fan noise. The use of hinged fastening of the blades in axial fans of local ventilation is promising to improve the security of workers.

**Key words:** axial fan; centrifugal force; fan blade; hinge; air flow; disturbing oscillations; frequency; resonance; physical pendulum.

### REFERENCES

1. Timukhin S. A., Kopachev V. F. *Oseradial'nye ventilatory: nauch. monografiia* [Scientific monograph “Axial-radial fans”]. Ekaterinburg, UrSMU Publ., 2011. 252 p.
2. Isakov V. A., Rodin V. E., Prostakov S. M. *Attestatsiia rabochikh mest po usloviyam truda: ucheb.-prakt. posobie* [Educational and practical guide “Workplace labor conditions compliance certification”]. Ekaterinburg, NII okhrany truda Publ., 2005. 202 p.
3. Iudin E. Ia., Terekhin A. S. *Bor'ba s shumom shakhtnykh ventilatsionnykh ustanovok* [Protection from noise of shaft ventilation installations]. Moscow, Nedra Publ., 1973. 200 p.
4. *Bor'ba s shumom na proizvodstve: spravochnik / pod red. E. Ia. Iudina* [Reference book “Protection from noise at production site”. Edited by Iudin E. Ia.]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 400 p.
5. Tauger V. M., Mukhacheva L. V., Volkov E. B. [The influence of the noise of axial fans of local ventilation on the miners' labor conditions]. *Matematicheskoe modelirovanie mekhanicheskikh iavlenii: mater. Vseros. konf.* [Proc. All-Russian Conf. “Mathematical modeling of mechanical phenomena”]. Ekaterinburg, UrSMU Publ., 2017, pp. 42–46. (In Russ.)
6. Magnus K. *Kolebaniia: vvedenie v issledovanie kolebatel'nykh sistem / per. s nem.* [Oscillations: introduction to the investigation of oscillating systems. Transl. from German]. Moscow, Mir Publ., 1982. 304 p.
7. *Raschet na prochnost' detalei mashin: spravochnik / pod red. I. A. Birgera* [Reference book “Machine component parts strength calculation”. Edited by Birger I. A.]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1993. 640 p.