

Научная статья

УДК 534.647

doi: 10.17223/19988621/76/8

Минимизация виброактивности малошумных вентиляторов

Виктор Степанович Дмитриев¹, Леонид Леонидович Миньков²,
Тамара Георгиевна Костюченко³, Владимир Владимирович Дердященко⁴,
Дмитрий Сергеевич Панфилов⁵, Дмитрий Владимирович Ермаков⁶

¹ Томский политехнический университет, Томск, Россия

² Томский государственный университет, Томск, Россия

³ Детский технопарк «Кванториум», Томск, Россия

^{4, 5, 6} НПП «Полус», Томск, Россия

¹ dmitriev@tpu.ru

² lminkov@ftf.tsu.ru

³ ktg@tpu.ru

⁴ derdiyaschenkova@mail.ru

⁵ panfilovds8@gmail.com

⁶ ermakdmit@yandex.ru

Аннотация. Малошумный вентилятор как многопараметрическая электромеханическая система подвергается целому комплексу периодических механических воздействий: статических, динамических, электромагнитных, акустических.

Аналитически показано, что на степень эффективности демпфирования колебаний механической системы (малошумного вентилятора) влияет структура схемы демпфирования.

Рассмотрен алгоритм минимизации виброактивности малошумного вентилятора с внутренним источником вибрации.

Ключевые слова: малошумный вентилятор, вибрация, амплитуда, колебания, демпфирование

Для цитирования: Дмитриев В.С., Миньков Л.Л., Костюченко Т.Г., Дердященко В.В., Панфилов Д.С., Ермаков Д.В. Минимизация виброактивности малошумных вентиляторов // Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. 2022. № 76. С. 101–117. doi: 10.17223/19988621/76/8

Minimizing vibration of low-noise fans

Victor S. Dmitriev¹, Leonid L. Minkov², Tamara G. Kostyuchenko³,
Vladimir V. Derdiyashchenko⁴, Dmitry S. Panfilov⁵, Dmitrij V. Ermakov⁶

¹ Tomsk Polytechnic University, Томск, Россия

² Tomsk State University, Tomsk, Russian Federation

³ Children's Technopark "Quantorium", Томск, Россия

^{4, 5, 6} Scientific Production Center Polus, Tomsk, Russian Federation

¹ dmitriev@tpu.ru

² lminkov@ftf.tsu.ru

³ ktg@tpu.ru

⁴ derdiyashchenkovv@mail.ru

⁵ panfilovds8@gmail.com

⁶ ermakdmit@yandex.ru

Abstract. Reducing the vibration activity of low-noise fans is becoming the most important direction in the creation of their new modifications.

It is analytically shown that the efficiency of vibration damping of a mechanical system depends not only on the ratio of natural frequencies, vibration frequencies and damping coefficient, but also on technical solutions for installing dampers, for example, on an elastic or rigid foundation.

The article proposes an algorithm for minimizing the vibration activity of a mechanical system which is an axial low-noise fan.

To solve the problem of minimizing noise in the operating mode of the fan, an innovative technical solution for the construction of the case is being considered – the walls are made in the form of a "sandwich" consisting of layers of structural materials that provide strength characteristics, as well as noise and vibration protection.

Keywords: fan, low noise, vibration, amplitude, noise, acoustic, impeller

For citation: Dmitriev, V.S., Minkov, L.L., Kostyuchenko, T.G., Derdiyashchenko V.V., Panfilov D.S., Ermakov D.V. (2022) Minimizing vibration of low-noise fans. *Vestnik Tomskogo gosudarstvennogo universiteta. Matematika i mekhanika – Tomsk State University Journal of Mathematics and Mechanics*. 76. pp. 101–117. doi: 10.17223/19988621/76/8

Введение

По мере развития техники все чаще приходится иметь дело с колебательными явлениями. Все механизмы (устройства, аппараты), имеющие подвижные части, совершающие периодические движения, являются генераторами колебательного движения, т.е. обладают определенным уровнем виброактивности [1–4].

Вибрация в любых устройствах оказывает отрицательное воздействие на их функционирование. Кроме того, вибрация вредна также с экологической точки зрения, так как является источником шума. Поэтому в определенных случаях борьба с вибрацией (шумом) становится одной из главных технологических задач и зачастую превращается в научно-техническую проблему.

Малозумный вентилятор, будучи неотъемлемой частью системы жизнеобеспечения, является электромеханической системой, содержащей элементы массы

и упругости, поэтому при воздействии периодических сил (моментов) от внутреннего источника (электродвигателя) в рабочем режиме он находится в вибрационном состоянии [5, 6].

В настоящей статье показано влияние взаимосвязанных параметров малошумного вентилятора: собственной частоты элементов конструкции, частоты возбуждающих воздействий, разницы этих частот, коэффициента демпфирования, – на уровень виброактивности механической системы, которой является электровентилятор.

Общий принцип вибродемпфирования

Малошумный вентилятор является многопараметрической электромеханической системой, математическая модель которой представляет систему дифференциальных и алгебраических уравнений, содержащую десятки параметров, связанных прямой и обратной зависимостями [7–9].

Технически малошумный вентилятор представляет собой электродвигатель с закрепленной на валу крыльчаткой (лопастным колесом), который через систему амортизаторов зафиксирован в корпусе вентилятора (рис. 1).

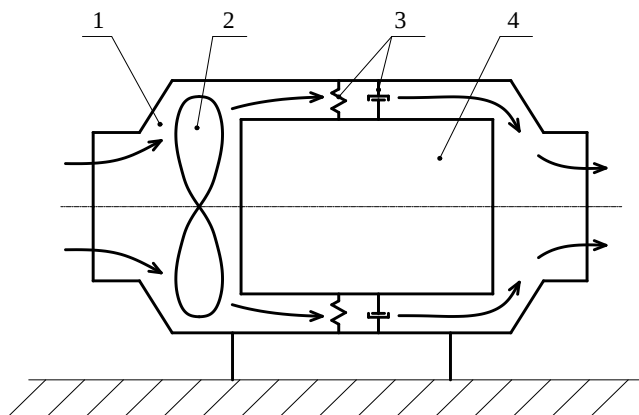


Рис. 1. Конструктивная схема вентилятора: 1 – корпус, 2 – крыльчатка, 3 – амортизированный узел крепления вентилятора к корпусу, 4 – электродвигатель

Fig. 1. Design diagram of the fan: (1) housing, (2) impeller, (3) damped fan attachment unit to the housing, and (4) electric motor

Расчетная схема рассматриваемого малошумного вентилятора представлена на рис. 2.

Для составления уравнения движения технической системы (см. рис. 2) воспользуемся вторым методом Лагранжа. Эту систему можно с достаточной степенью точности рассматривать как систему с одной степенью свободы.

Электродвигатель, имеющий ротор в качестве рабочей части, является ротационной машиной, в которой центр тяжести ротора не совпадает с его осью вращения. Неуравновешенность измеряется произведением неуравновешенной массы m на эксцентриситет e . Эксцентричная масса вращается со скоростью ω , и ее вертикальное перемещение равно $x_0 + e \sin \omega t$.

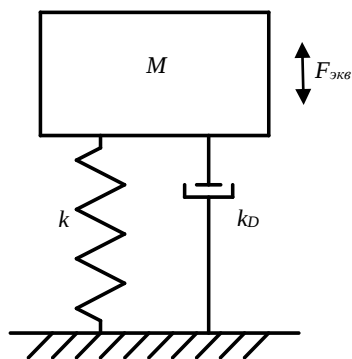


Рис. 2. Расчетная схема малошумного вентилятора (вариант 1)

Fig. 2. Calculation diagram of a low-noise fan circuit (option 1)

Рассмотрим уравнение движения такой механической системы [1, 2, 7]:

$$M\ddot{x} + k_D\dot{x} + kx = F_{\text{эKB}} \sin \omega t. \quad (1)$$

Здесь $F_{\text{эKB}}$ – амплитуда вынуждающей силы, равная $m\epsilon\omega^2$; k_D – коэффициент демпфирования; M – масса механической системы, k – коэффициент упругости конструкции.

Уравнение (1) – неоднородное дифференциальное уравнение, решение которого равно сумме решений – общего x_1 , описывающего собственные колебания системы, и частного решения x_2 , определяющего ее вынужденные колебания.

Для практики инженерного проектирования важно знать не только значения амплитуды и частоты колебательного движения, но и степень эффективности демпфирования этих колебаний.

Общее решение уравнения (1) имеет вид:

$$x(t) = x_1(t) + x_2(t) = Ae^{-\xi\omega_c t} \sin(\omega_\delta t + \psi) + \frac{F_{\text{эKB}}}{k} \lambda \sin(\omega t - \varphi), \quad (2)$$

где ω_δ – круговая частота при демпфировании, равная $\omega_\delta = \sqrt{1 - \xi^2} \cdot \omega_c$; ξ – безразмерный коэффициент демпфирования, равный $\xi = \frac{k_D}{2\sqrt{kM}}$; λ – коэффициент

передачи (динамический коэффициент), равный $\lambda = 1 / \sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}$; r – отношение вынужденной частоты к собственной, ω / ω_c ; ω_c – собственная частота системы, равная $\sqrt{k/M}$; φ – сдвиг фаз между перемещением и приложенной силой, равный $\arctg(2\xi r / (1 - r^2))$.

Константы A и ψ в решении (2) находятся из начальных условий $x(0) = x_0$, $\dot{x}(0) = \dot{x}_0$.

Так как при проектировании интересен только установившийся процесс с незатухающими колебаниями, решение (2) следует рассматривать при $t \rightarrow \infty$.

$$x_2(t) = \frac{F_{\text{эKB}}}{k} \lambda \sin(\omega t - \varphi). \quad (3)$$

Если в (3) числитель и знаменатель умножить на M , а амплитуду обозначить через X , то это решение можно записать в виде:

$$x_2(t) = \frac{m}{M} e r^2 \lambda \sin(\omega t - \varphi) = X_2 \sin(\omega t - \varphi). \quad (4)$$

В результате из (4) следует удобное для проектирования соотношение

$$\frac{MX_2(r, \xi)}{me} = r^2 \lambda(r, \xi). \quad (5)$$

Представление решения установившегося режима в виде (4), (5) удобно использовать при расчете параметров вентилятора, так как оно позволяет регулировать параметры уровня шума через подбор отношения собственных частот конструкции и вынуждающих сил, а также коэффициента демпфирования.

Для удобства восприятия на рис. 3 представлена зависимость левой части соотношения (5) (относительная амплитуда колебания системы) от отношения частот r . Вид графического представления определяется коэффициентом передачи (динамическим коэффициентом) λ , который зависит от отношения частот r и от безразмерного коэффициента демпфирования ξ . При резонансе, $r = 1$, динамический коэффициент λ будет зависеть только от ξ .

Амплитуда установившейся реакции есть функция амплитуды и частоты возбуждающих сил; чем больше упругость конструкции, тем амплитуда реакции больше [2].

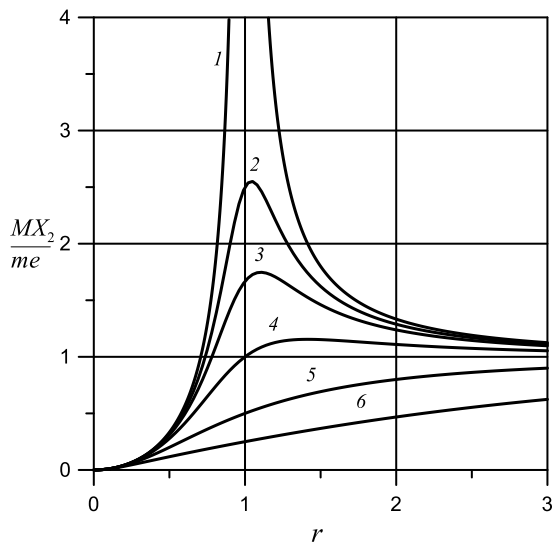


Рис. 3. Установившаяся реакция на инерционное возмущение системы:

1 – $\xi = 0$, 2 – $\xi = 0.2$, 3 – $\xi = 0.3$, 4 – $\xi = 0.5$, 5 – $\xi = 1$, 6 – $\xi = 2$

Fig. 3. Steady-state reaction to the inertial perturbation of the system:

$\xi = (1) 0, (2) 0.2, (3) 0.3, (4) 0.5, (5) 1, \text{ and } (6) 2$

Изменение фазового угла φ с изменением частоты происходит вследствие процесса демпфирования в технической системе ($\varphi = \arctg \frac{2\xi r}{1-r^2}$). На рис. 4, 5

представлено изменение фазового угла и динамического коэффициента соответственно в зависимости от отношения частот r .

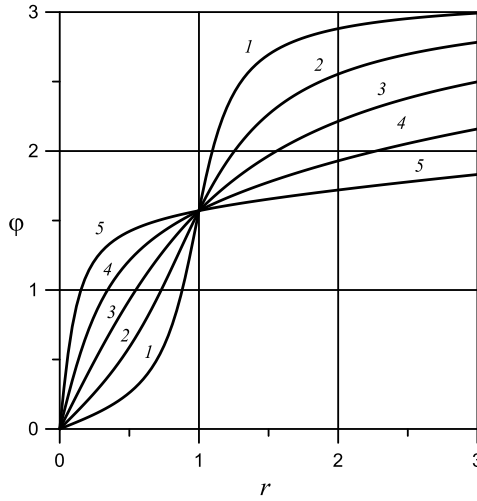


Рис. 4. Зависимость фазового угла φ от отношения частот r при разных значениях коэффициента затухания ξ : 1 – $\xi = 0.2$, 2 – $\xi = 0.5$, 3 – $\xi = 1$, 4 – $\xi = 2$, 5 – $\xi = 5$

Fig. 4. Dependence of the phase angle φ on the ratio of frequencies r at different values of the attenuation coefficient ξ : $\xi = (1) 0.2, (2) 0.5, (3) 1, (4) 2, \text{ and } (5) 5$

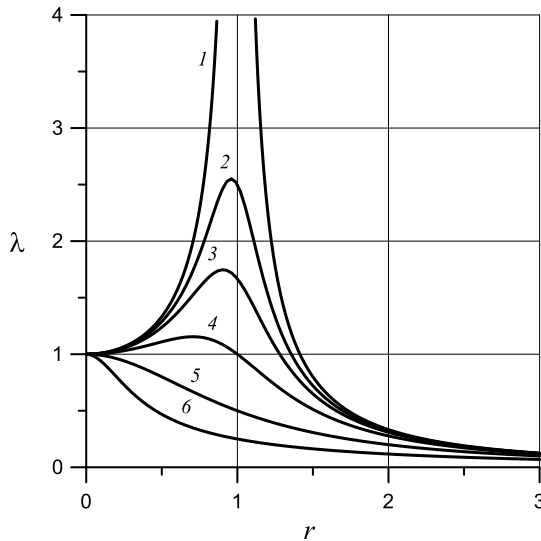


Рис. 5. Зависимость коэффициента передачи сил от отношения частот r при разных значениях безразмерного коэффициента затухания ξ : 1 – $\xi = 0$, 2 – $\xi = 0.2$, 3 – $\xi = 0.3$, 4 – $\xi = 0.5$, 5 – $\xi = 1$, 6 – $\xi = 2$

Fig. 5. Dependence of the force transfer coefficient on the frequency ratio r at different values of the dimensionless attenuation coefficient ξ : $\xi = (1) 0, (2) 0.2, (3) 0.3, (4) 0.5, (5) 1, \text{ and } (6) 2$

Виброактивность механических систем без демпфирования

Предлагаемый метод минимизации виброактивности предполагает, что начальным эталоном является определение исходных данных на базе схемы недемпфированной конструкции электродвигателя. В нем минимальная величина коэффициентов демпфирования обеспечивается материалом элементов конструкции последнего, поэтому в алгоритме расчета параметров малошумного вентилятора следует начинать со схемы, представленной на рис. 6. На этой схеме показано, что вентилятор испытывает вынужденные механические воздействия без демпфирования. Тогда уравнение (1) преобразуется к виду:

$$M\ddot{x} + kx = F_{\text{экв}} \sin \omega t. \quad (6)$$

Соответствующее перемещение $x(t)$ при начальных условиях $x(0) = x_0$, $\dot{x}(0) = \dot{x}_0$ определяется решением

$$x = x_0 \cos \omega_c t + \left(\frac{\dot{x}_0}{\omega_c} - \frac{F_{\text{экв}}}{k} \frac{r}{1-r^2} \right) \sin \omega_c t + \frac{F_{\text{экв}}}{k} \frac{1}{1-r^2} \sin \omega t. \quad (7)$$

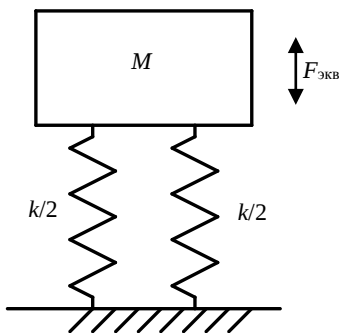


Рис. 6. Расчетная схема вентилятора без демпфирования колебаний

Fig. 6. Design scheme of the fan without vibration damping

Если принять начальные условия нулевыми, то из (7) следует, что установившиеся колебания системы будут определяться частотой колебаний внешней силы и частотой собственных колебаний:

$$x(t) = \frac{F_{\text{экв}}}{k} \frac{1}{1-r^2} (\sin(r\omega_c t) - r \sin(\omega_c t)). \quad (8)$$

Установившаяся реакция проиллюстрирована на рис. 3 для коэффициента затухания $\xi = 0$.

Так же, как и в предыдущем случае, коэффициент передачи λ зависит от отношения частот и может быть больше или меньше единицы. При резонансе отношение частот равно единице и теоретически коэффициент передачи – бесконечная величина.

Для таких систем амплитуда увеличивается пропорционально времени и, как следует из (8), при $r \rightarrow 1$ решение имеет вид:

$$x_r = \frac{F_{\text{экв}}}{2k} (\sin(\omega_c t) - \omega_c t \cos(\omega_c t)). \quad (9)$$

То есть теоретически амплитуда может возрастать до бесконечности, а практически амплитуда возрастает до величины, при которой механизм становится неработоспособным.

Дополнительно следует иметь в виду, что резонанс наступает через определенное время, и поэтому, если пройти быстро зону резонанса, механизмы могут работать в зарезонансной зоне и при частотах значительно выше резонансной, при этом коэффициент передачи будет меньше единицы. При остановке механизма снова проходит через критическую точку. Поэтому режим работы «разгон–остановка» для зарезонансной зоны работы весьма нежелателен.

Вибродемпфирование с демпфером, установленным на упругое основание

При минимизации (редуцировании) уровня шума для повышения эффективности целесообразно использовать установку демпфера на упругую основу (рис. 7)

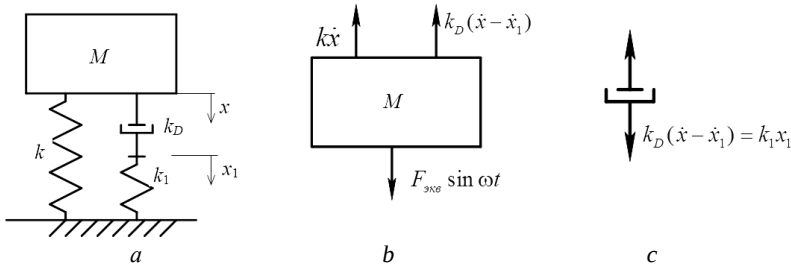


Рис. 7. Установка демпфера на упругом основании:

a – вариант 2; *b* – расчетная схема прибора; *c* – расчетная схема демпфера

Fig. 7. Installing the damper on an elastic base:

(*a*) option 2; (*b*) design diagram of the device; and (*c*) design diagram of the damper

Динамика технической системы (см. рис. 7) описывается уравнением

$$M\ddot{x} + k_D(\dot{x} - \dot{x}_1) + kx = F_{\text{экр}} \sin \omega t. \quad (10)$$

Демпфер с пружиной устанавливается последовательно, поэтому

$$k_D(\dot{x} - \dot{x}_1) = k_1 x_1. \quad (11)$$

В результате получаем уравнение в виде:

$$x_1 = \frac{1}{k_1} (F_{\text{экр}} \sin \omega t - M\ddot{x} - kx). \quad (12)$$

Подставляя производные по времени уравнения (12) в уравнение (10), получаем дифференциальное уравнение 3-го порядка:

$$\ddot{x} + \frac{k_1}{k_D} \ddot{x} + \frac{k_1 + k}{M} \dot{x} + \frac{k_1 k}{k_D M} x = \frac{k_1}{k_D M} F_{\text{экр}} \sin \omega t + \frac{\omega}{M} F_{\text{экр}} \cos \omega t. \quad (13)$$

Таким образом, движение массы M описывается дифференциальным уравнением 3-го порядка, получение общего решения которого весьма затруднительно, в отличие от получения решения дифференциального уравнения 2-го порядка, для которого математический аппарат довольно хорошо разработан для различного вида технических систем.

Однако установившуюся реакцию для уравнения (13) сравнительно просто получить методом импеданса с одновременным решением уравнений (10) и (11). Для этого возмущение представим комплексной функцией $F_{\text{экр}} e^{j\omega t}$, а соответствующие перемещения $x(t)$ и $x_1(t)$ – функциями $\bar{X}e^{j\omega t}$ и $\bar{X}_1e^{j\omega t}$, где $\bar{X}$ и $\bar{X}_1$ – комплексные амплитуды.

Подставив эти выражения в уравнения (10) и (11) и сократив на $e^{j\omega t}$, получаем

$$\begin{aligned} (k - M\omega^2 + jk_D\omega)\bar{X} - jk_D\omega\bar{X}_1 &= F_{\text{экр}}, \\ -jk_D\omega\bar{X} + (k_1 + jk_D\omega)\bar{X}_1 &= 0. \end{aligned} \quad (14)$$

Далее комплексные амплитуды определяются по правилу (признаку) Крамера через определители:

$$\begin{aligned} \bar{X} &= \frac{F_{\text{экр}}(k_1 + jk_D\omega)}{k_1(k - M\omega^2) + jk_D\omega(k + k_1 - M\omega^2)}, \\ \bar{X}_1 &= \frac{jk_D\omega F}{k_1(k - M\omega^2) + jk_D\omega(k + k_1 - M\omega^2)}. \end{aligned} \quad (15)$$

Используя отношение коэффициентов $N = \frac{k_1}{k}$, $\omega_c = \sqrt{\frac{k}{M}}$, $\frac{k_D}{M} = 2\xi\omega_c$, $r = \frac{\omega}{\omega_c}$, в выражении (15) получаем

$$\begin{aligned} \bar{X} &= \frac{F_{\text{экр}}}{k} \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{2\xi r}{N}\right)^2}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + \left[2\xi r \left(1 + \frac{1}{N} - \frac{r^2}{N}\right)\right]^2}} e^{-j\gamma} = X e^{-j\gamma}, \\ \bar{X}_1 &= \frac{F_{\text{экр}}}{k} \frac{\frac{2\xi r}{N}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + \left[2\xi r \left(1 + \frac{1}{N} - \frac{r^2}{N}\right)\right]^2}} e^{-j\gamma_1} = X_1 e^{-j\gamma_1}, \end{aligned} \quad (16)$$

$$\text{где } \gamma = \arctg \frac{2\xi r \left(1 + \frac{1}{N} - \frac{r^2}{N}\right)}{1-r^2} - \arctg \frac{2\xi r}{N}, \quad \gamma_1 = \arctg \frac{2\xi r \left(1 + \frac{1}{N} - \frac{r^2}{N}\right)}{1-r^2} - \frac{\pi}{2}.$$

Так как возмущение задается синус-функцией, то установившуюся реакцию можно записать в виде:

$$x = X \sin(\omega t - \gamma), \quad x_1 = X_1 \sin(\omega t - \gamma_1). \quad (17)$$

Далее приведем выражение реакции X к виду, удобному для инженерного использования в методе минимизации. Выразим силу $F_{\text{экр}}$ через составляющие и разделим числитель и знаменатель на массу M , получим выражение аналогичное (5), отличающееся только динамическим коэффициентом λ :

$$\frac{MX(r, \xi, N)}{me} = r^2 \vartheta(r, \xi, N), \quad (18)$$

$$\text{где } \vartheta(r, \xi, N) = \frac{\sqrt{1 + \left(2\xi r / N\right)^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + \left[2\xi r \left(1 + \frac{1}{N} - \frac{r^2}{N}\right)\right]^2}}.$$

На рис. 8 для сравнения представлены в графическом виде решения уравнения (5) и уравнения (18), при этом видна разница в эффективности виброгашения для варианта, представленного на рис. 2, и варианта на рис. 7, а. Из представленных сравнительных результатов вариантов кинематических схем демпфирующих устройств видно заметное преимущество эффективности схемы устройства с установленным демпфером на упругом основании (см. рис. 8, кривая 3).

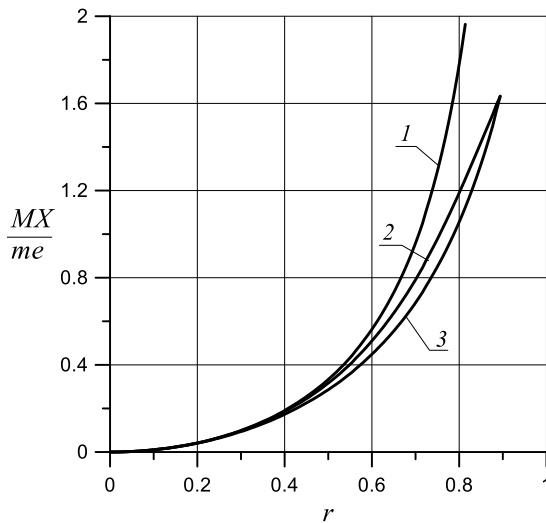


Рис. 8. График сравнительных результатов эффективности виброгашения:
1 – система без демпфирования, 2 – система демпфирования по варианту 1,
3 – система демпфирования по варианту 2, $\xi = 0.25$, $N = 0.5$

Fig. 8. Graph of comparative results of vibration damping efficiency:
(1) system without damping, (2) damping system according to option 1,
(3) damping system according to option 2, $\xi = 0.25$, $N = 0.5$

Определим параметры N , ξ , r , при которых амплитуда колебания системы для схемы демпфирования на упругом основании будет меньше амплитуды колебания системы для схемы демпфирования на жестком основании, т.е.

$$r^2 \vartheta(r, \xi, N) < r^2 \lambda(r, \xi). \quad (19)$$

Из неравенства (19) после преобразований получается следующее:

$$r < \left(1 + \frac{2\xi^2}{N}\right)^{-\frac{1}{2}}. \quad (20)$$

Неравенство (20) означает, что безразмерная частота вращения вентилятора r должна быть меньше величины, зависящей от квадрата коэффициента демпфи-

вания ξ и отношения жесткостей пружин N . Поскольку правая часть неравенства (20) меньше единицы, то получается, что частота вращения вентилятора ω должна быть меньше собственной частоты механической системы ω_c .

Рассмотрим величину относительной разности амплитуд колебаний вентиляторов, демпфируемых по разным схемам, которая может быть представлена

в виде: $g(r, N, \xi) = \frac{\vartheta(r, \xi, N)}{\lambda(r, \xi)} - 1$. Ее значение в диапазоне $0 < r < \left(1 + \frac{2\xi^2}{N}\right)^{-\frac{1}{2}}$

меньше нуля.

На рис. 9 показаны характерные зависимости относительной разности амплитуд колебаний от относительной частоты вращения вентилятора для относительной жесткости пружин $N = 0.1$ и коэффициента демпфирования ξ , изменяющегося в диапазоне от 0.01 до 0.06.

Видно, что для указанного диапазона параметров существуют такие значения относительной скорости вращения вентилятора r , при которых относительная разность амплитуд колебания достигает минимального значения. Уменьшение коэффициента ξ сначала ведет к уменьшению минимального значения относительной разности амплитуд (кривые 1–3), а затем – к увеличению (кривая 4)

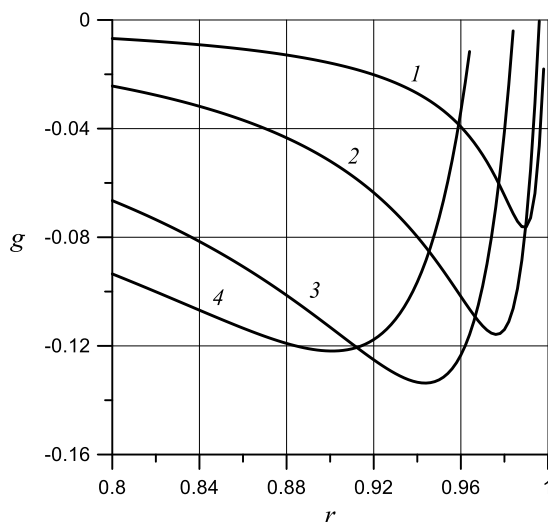


Рис. 9. Влияние коэффициента демпфирования на зависимость относительной разности амплитуд колебаний от отношения частот r , $N = 0.1$:

1 – $\xi = 0.01$, 2 – $\xi = 0.02$, 3 – $\xi = 0.04$, 4 – $\xi = 0.06$

Fig. 9. Influence of the damping factor on the dependence of the relative difference of oscillation amplitudes on the frequency ratio r , $N = 0.1$:

$\xi = (1) 0.01, (2) 0.02, (3) 0.04, \text{ and } (4) 0.06$

Численное решение задачи минимизации функции $g(r, N, \xi)$ показывает, что ее минимальное значение равно $-(\sqrt{3}/2 - 1) \approx -0.134$, и оно достигается на множестве значений r, N, ξ , между которыми существуют функциональные связи

$N = N(r)$ и $\xi = \xi(r)$, представленные на рис. 10. Это означает, что уменьшение амплитуды колебаний рассматриваемой механической системы на 13.4% при использовании демпфирования на упругом основании по сравнению с демпфированием на жестком основании возможно при любых относительных скоростях вращения вентилятора, лежащих в диапазоне от 0 до 1. И для каждой относительной скорости вращения r существует единственная пара значений ξ и N , при которых относительная амплитуда колебаний уменьшится на 13.4%.

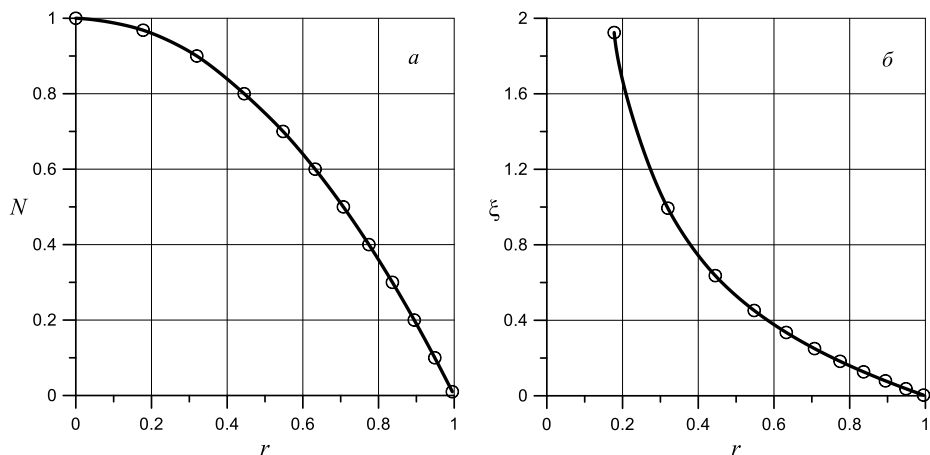


Рис. 10. Оптимальные зависимости параметров от отношения частот r :
 a – отношение коэффициентов жесткости пружин; b – относительный коэффициент демпфирования

Fig. 10. Optimum dependences of parameters on the frequency ratio r :
 (a) the spring stiffness ratio and (b) the relative damping factor

Минимизация виброактивности механической системы (вентилятор) с внутренним генератором колебаний (электродвигатель)

Суть метода заключается в поэтапном редуцировании (уменьшении) уровня виброактивности в кинематической цепи малошумного вентилятора «вал электродвигателя – подшипниковые опоры – блок крепления электродвигателя – корпус вентилятора – основание вентилятора». Конструктивно в каждое звено этой цепи можно встраивать демпфирующее устройство, тем самым как бы создавая виброгасящие ступени «звукового редуктора».

На рис. 11 приведена 3D-модель малошумного вентилятора с круглым корпусом. Такая форма корпуса обусловлена конструкторскими и технологическими соображениями.

В рассматриваемом вентиляторе электродвигатель с крыльчаткой находится в специальном шумоизолированном корпусе, что обеспечивает его малошумную работу. Корпус имеет геометрическую форму, максимально устойчивую к внешним нагрузкам, а стенки корпуса представляют собой «сэндвич», состоящий из слоев конструкционных материалов, обеспечивающих одновременно механическую прочность и шумозащищенность окружающей среды, а также виброза-

щищенность от внешних дополнительных механических периодических воздействий электродвигателя.

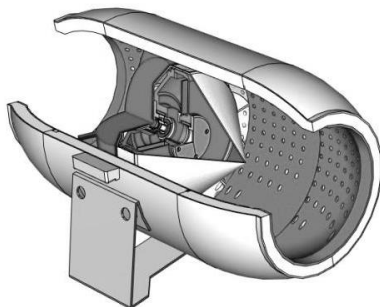


Рис. 11. 3D-модель осевого канального вентилятора
Fig. 11. 3D-model of the axial channel fan

Расчетная силовая схема минимизации приведена на рис. 12, где M_1 – масса ротора, M_2 – масса статора и корпуса электродвигателя, M_3 – масса всего электродвигателя, M_4 – масса вентилятора, M_5 – вентилятора с основанием.

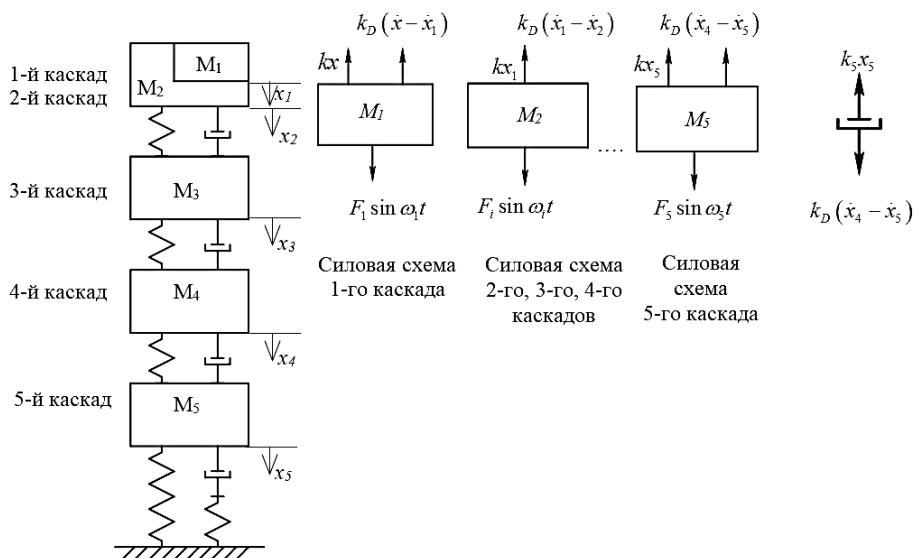


Рис. 12. Силовая схема каскадов
Fig. 12. Power scheme of the cascades

Схема маломощного вентилятора, представленная на рис. 12, является механической системой со многими степенями свободы, реакция которой определяется решением дифференциального уравнения n -го порядка.

Для решения практических задач при проектировании механических систем, подобных маломощному вентилятору, связанных с регулированием виброактивности, предлагается метод редуцирования виброактивности. Суть метода заклю-

чается в следующем: механическая система разбивается на каскады, в каждом из которых находится демпфирующее устройство.

В дифференциальных уравнениях движения каждого каскада амплитуда выходной реакции является входным воздействием для последующего каскада. При этом условно принимается, что масса предыдущего каскада неподвижна, а механическая связь каскадов осуществляется через реакцию предыдущего каскада, физически являющегося входным воздействием для последующего.

При таком подходе очевидно, что подготовительная работа для расчетов значительно упрощается.

Что касается определения количества собственных частот, а соответственно, и зон резонанса, то оно будет равно количеству степеней свободы, а величина смещения значения ω_c от принятого допущения будет с достаточной точностью соответствовать реальному объекту, потому что уровень виброактивности механической системы зависит не от значения вынуждающей частоты, а от разницы частоты вынуждающих воздействий и собственной частоты рассматриваемой системы с учетом коэффициентов демпфирования каскадов, которые легко определяются. Тем более что в практике проектирования таких механических систем практически всегда пользуются результатами механических испытаний, при этом уровень виброактивности регулируется, руководствуясь опытом разработчика.

Еще одним доводом допустимости такого подхода является то, что техническая задача состоит в отыскании не значений параметров вибрации рабочего режима маломощного вентилятора (амплитуды и частоты), а их отношения в каскадах кинематической цепи «источник возбуждения вибрации – основание вентилятора», и в итоге получении суммарного отношения.

В таблице приведена структура редуцирования виброактивности маломощного вентилятора.

Структура редуцирования виброактивности маломощного вентилятора

Каскад	Кинематическая схема каскада	Отношение параметров	Описание результата эффективности каскада
1-й каскад	Рис. 7	$\frac{A_1}{F/k} = \frac{1}{1-r_1^2}$	Эффективность конструкционного демпфирования в роторе электродвигателя
2-й каскад	Рис. 2	$\frac{x_2}{x_1} = r_2^2 \lambda_2$	Эффективность жидкостного демпфирования в шарикоподшипниковой опоре электродвигателя
3-й каскад	Рис. 2	$\frac{x_3}{x_2} = r_3^2 \lambda_3$	Эффективность демпфирования в блоке крепления электродвигателя в корпусе вентилятора
4-й каскад	Рис. 2	$\frac{x_4}{x_3} = r_4^2 \lambda_4$	Эффективность демпфирования в корпусе вентилятора
5-й каскад	Рис. 2	$\frac{x_5}{x_4} = r_5^2 \lambda_5$	Эффективность вибродемпфирования в основании корпуса вентилятора
Суммарный коэффициент передачи $i_\Sigma = r_2^2 \lambda_2 \cdot r_3^2 \lambda_3 \cdot r_4^2 \lambda_4 \cdot r_5^2 \lambda_5$			

Величина коэффициента передачи каждого каскада меньше единицы, поэтому суммарно можно реализовать реакцию выходного воздействия в сотни раз меньше входного так, что, используя предложенный метод, можно изготавливать электромеханическую часть вентилятора бесшумной в части наличия причин механической природы. Для проектирования в целом бесшумного вентилятора необходим другой принципиальный подход решения проблемы – устранение причин аэродинамической природы.

Заключение

Изложенные в статье [7] результаты исследования показывают, что ключевым в регулировании уровня виброактивности механических систем, содержащих источник вибрации, является соотношение вынужденных и собственных частот объекта исследования.

В основу результата минимизации виброактивности малошумного вентилятора положено отношение реакции механической системы на входящее воздействие, которое, в свою очередь, зависит от отношения частот и динамического коэффициента.

Предложен способ минимизации уровня виброактивности с учетом технической компоновки узлов малошумного вентилятора.

Для этапа проектирования предложен способ редуцирования виброактивности, зависящей от причин механической природы.

Предложен алгоритм минимизации виброактивности, реализуемый с использованием технического решения [8].

Магистральным направлением НИОКР по уменьшению уровня шума аэродинамической природы следует считать результаты аналитических исследований, разработку малошумной крыльчатки, а также корпуса вентилятора с максимальным вибро- и шумопоглощением.

Перспективной схемой устройства для практического применения снижения виброактивности в механической системе является схема с демпфером, установленным на упругом основании.

Список источников

1. Клюкин И.И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. Л. : Судостроение, 1971. 416 с.
2. Дмитриев В.С., Иванова В.С. Основы теории колебаний и моделирование колебательных систем. Томск : Изд-во ТПУ, 2012. 215 с.
3. Магнус К. Колебания. Введение в исследование колебательных систем. М. : Мир, 1982. 304 с.
4. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Механика. М. : Наука, 1965. 204 с.
5. СН 2.2.4/2.1.8.562–96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. Санитарные нормы. URL: <https://dokipedia.ru/document/3982778>
6. ГОСТ 23941–2002. Шум машин. Методы определения шумовых характеристик. Общие требования. URL: <https://dokipedia.ru/document/5164315>
7. Дмитриев В.С., Миньков Л.Л., Костюченко Т.Г., Дердященко В.В., Панфилов Д.С. Виброактивность малошумных вентиляторов // Вестник Томского государственного университета. Математика и механика 2020. № 68. С. 61–71.

8. Дмитриев В.С., Панфилов Д.С., Дердиященко В.В. Радиальный подшипниковый амортизатор. Патент № 195655 РФ. 2020.
9. Дмитриев В.С., Панфилов Д.С., Дердиященко В.В. Демпфер вязкого трения. Патент № 203324 РФ. 2021.

References

1. Klyukin I.I. (1971) *Bor'ba s shumom i zvukovoy vibratsiyey na sudakh* [Suppression of noise and sound vibration on ships]. Leningrad: Sudostroyeniye.
2. Dmitriev V.S., Ivanova V.S. (2012) *Osnovy teorii kolebaniy i modelirovaniye kolebatelnykh system* [Fundamentals of oscillation theory and modeling of oscillatory systems]. Tomsk: Tomsk Polytechnic University.
3. Magnus K. (1982) *Kolebaniya. Vvedeniye v issledovaniye kolebatelnykh system* [Oscillations: Introduction to the Study of Oscillatory Systems]. Moscow: Mir.
4. Landau L.D., Lifshitz E.M. (1976) *Course of Theoretical Physics: Vol. 1, Mechanics*. Amsterdam: Elsevier Butterworth-Heinemann.
5. SN 2.2.4/2.1.8.562-96. *Shum na rabochikh mestakh, v pomeshcheniyakh zhilykh, obshchestvennykh zdaniy i na territorii zhiloy zastroyki. Sanitarnye normy* [Noise in workplaces, accommodations, public buildings, and residential areas. Sanitary standards]. Access mode: <https://dokipedia.ru/document/3982778>.
6. GOST 23941-2002. *Shum mashin. Metody opredeleniya shumovykh kharakteristik. Obshchie trebovaniya* [Machinery noise. Methods for determining of noise characteristics. General requirements]. Access mode: <https://dokipedia.ru/document/5164315>.
7. Dmitriev V.S., Minkov L.L., Kostyuchenko T.G., Derdiyashchenko V.V., Panfilov D.S. (2020) Vibroaktivnost maloshumnykh ventilyatorov [Vibroactivity of low-noise fans]. *Vestnik Tomskogo gosudarstvennogo universiteta. Matematika i mekhanika – Tomsk State University Journal of Mathematics and Mechanics*. 68. pp. 61–71. doi: 10.17223/19988621/68/6
8. Dmitriev V.S., Panfilov D.S., Derdiyashchenko V.V. (2020) *Radialnyy podshipnikovyy amortizator* [Radial bearing damper]. RF Patent 195655.
9. Dmitriev V.S., Panfilov D.S., Derdiyashchenko V.V. (2021) *Dempfer vyazkogo treniya* [Viscous friction damper]. RF Patent 203324.

Сведения об авторах:

Дмитриев Виктор Степанович – доктор технических наук, профессор отделения диагностики и контроля инженерной школы неразрушающего контроля и безопасности Томского политехнического университета (Томск, Россия). E-mail: dmitriev@tpu.ru

Миньков Леонид Леонидович – доктор физико-математических наук, профессор кафедры математической физики физико-технического факультета Томского государственного университета (Томск, Россия). E-mail: lminkov@ftf.tsu.ru

Костюченко Тамара Георгиевна – кандидат технических наук, доцент отделения электронной инженерии инженерной школы неразрушающего контроля и безопасности Томского политехнического университета (Томск, Россия). E-mail: ktg@tpu.ru

Дердиященко Владимир Владимирович – руководитель отдела НПЦ «Полюс» (Томск, Россия). E-mail: derdiyaschenkova@mail.ru

Панфилов Дмитрий Сергеевич – сотрудник НПЦ «Полюс» (Томск, Россия). E-mail: panfilovds8@gmail.com

Ермаков Дмитрий Владимирович – сотрудник НПЦ «Полюс» (Томск, Россия). E-mail: ermakdmit@yandex.ru

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Information about the authors:

Dmitriev Victor S. (Doctor of Technical Sciences, Professor, Division for Electronic Engineering, Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russian Federation). E-mail: dmitriev@tpu.ru

Minkov Leonid L. (Doctor of Physics and Mathematics, Professor, Department of Mathematical Physics, Tomsk State University, Tomsk, Russian Federation). E-mail: lminkov@ftf.tsu.ru

Kostyuchenko Tamara G. (Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, tutor of the Children's Technopark "Quantorium", Tomsk, Russian Federation). E-mail: ktg@tpu.ru

Derdiyashchenko Vladimir V. (Head of the Department, Research and Production Center Polus, Tomsk, Russian Federation). E-mail: derdiyashenkovv@mail.ru

Panfilov Dmitry S. (Design Engineer, Scientific Production Center Polus, Tomsk, Russian Federation). E-mail: panfilovds8@gmail.com

Ermakov Dmitrij V. (Leading Design Engineer, Scientific Production Center Polus, Tomsk, Russian Federation). E-mail: ermakdmit@yandex.ru

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья поступила в редакцию 26.06.2021; принята к публикации 22.03.2022

The article was submitted 26.06.2021; accepted for publication 22.03.2022