

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ МАЛОШУМНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ
ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НА ОРБИТАЛЬНЫХ СТАНЦИЯХ**

Куприянова У. Е., Шарпаев И. В.

Научный руководитель: Дмитриев В. С., профессор, д.т.н

Национальный исследовательский Томский политехнический университет

634050, Россия, г. Томск, пр. Ленина, 30

E-mail: uek1@tpu.ru

THE RESEARCH OF THE DYNAMICS OF LOW-NOISE FANS FOR USE ON SPACE STATION

Kupriyanova U. E., Sharpaev I. V.

Scientific Supervisor: Prof., Dr. Dmitriev V. S.

Tomsk Polytechnic University

Russia, Tomsk, Lenin ave., 30, 634050

E-mail: uek1@tpu.ru

В данной работе представлены задачи, стоящие при проектировании малошумного вентилятора, и приведены источники, генерирующие шумы. А также предложен способ уменьшения шумов в вентиляторной системе, представлена его математическая модель.

This paper presents the challenges faced in the design of low-noise fan, and the sources that generate noise. And also the way of reduction of noises in ventilating system is offered, its mathematical model is presented.

Нет ни одной отрасли промышленности, в том числе и космической, где бы не применялись вентиляторы для санитарных или технологических нужд.

Увеличение размеров и мощности сопровождается увеличением вибрации и соответственно шумности вентиляторных установок, что делает их эксплуатацию невозможным.

Из-за повышенных вибраций преждевременно выходят из строя узлы и детали вентиляторов, появляются трещины в деталях, находящихся рядом изделий, неправильно срабатывают элементы автоматики, снижается производительность труда сотрудников, находящихся в помещении.

Учитывая вышеизложенное, можно утверждать, что борьба с вибрациями вентиляторов является важной научно-технической и хозяйственной задачей.

Любая механическая система, содержащая элементы упругости и массы, при воздействии на нее постоянной периодической силы (момента) может быть введена в режим колебательного движения.

Не вдаваясь в обоснование актуальности создания малошумных вентиляторов, только отметим, что вентилятор, как электромеханическая система содержит внутренний источник периодической силы (электродвигатель), генерирующий периодическое механическое воздействие на конструкцию вентилятора. Это, в свою очередь, приводит к появлению на его поверхности периодических сжатий и разрежений среды, распространяемых и воспринимаемых как звук.

Поэтому при проектировании малошумных вентиляторов стоят две принципиальные задачи:

1. Внутренний источник периодической силы должен генерировать минимальную величину энергии;
2. В конструкции вентилятора должны входить максимально эффективные демпфирующие элементы, которые бы обеспечивали вышесказанный минимальный уровень генерируемой источником энергии, другими словами, добиться минимальной виброактивности механической системы.

Одной из периодических вынуждающих сил является неуравновешенность вращающихся элементов конструкции. Поскольку полностью устранить остаточную неуравновешенность невозможно даже при использовании самого совершенного балансировочного оборудования, неизбежно возникает вибрация на частоте вращения.

Сила, действующая на изделие, определяется

$$F = mr\omega^2,$$

где m – неуравновешенная масса;

r – расстояние от оси вращения до массы m ;

ω – угловая скорость.

На рисунке 1 представлена модель малошумного вентилятора. Применяя II метод Лагранжа, получаем неоднородные дифференциальные уравнения, описывающие динамику вибрационного режима в направлении оси x (y).

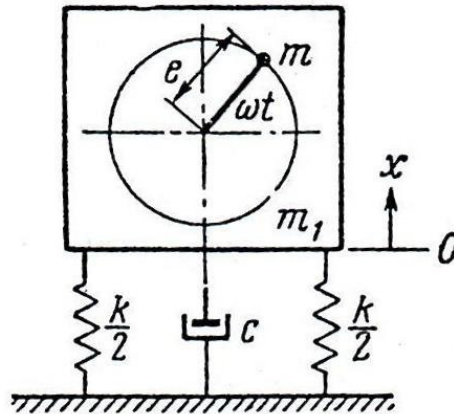


Рис. 1 Колебательная система

c – коэффициент демпфирования;

k – коэффициент упругости

$$m_1\ddot{x} + c\dot{x} + kx = me\omega^2 \sin \omega t \quad (1)$$

где e – эксцентриситет;

ω – частота;

m_1 – масса вентилятора;

m – масса остаточной несбалансированности.

Решение уравнения (1) имеет вид

$$x = \frac{me\omega^2}{m_1} \sin(\omega t - \varphi) \quad (2)$$

Выражение (2) представляет собой классический вид частного решения уравнения (1) в амплитудной форме, в котором величина $\frac{me\omega^2}{m_1}$ является амплитудой вынужденных колебаний, а φ – углом сдвига фазы вынужденных колебаний по отношению к фазе возмущающей силы.

В механике достаточно хорошо применяются номограммные методы расчета характеристик многопараметрических систем в безразмерной форме. На рисунке 2 представлены зависимости отношения амплитуд от отношения частот r .

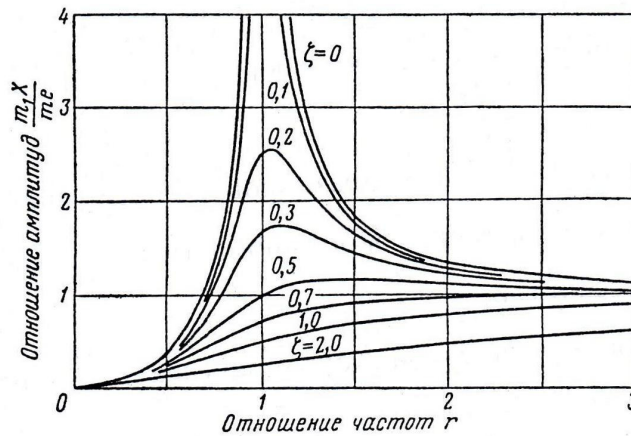


Рис. 2 Установившаяся реакция на инерционное возмущение системы

Из выражения (2) амплитуду установившейся реакции можно выразить через отношение частот собственных и вынужденных колебаний (3).

$$x = \frac{m}{m_1} e r^2 \quad (3)$$

где $r = \frac{\omega}{\omega_c}$.

Уровень малозумности объекта проектирования на конечном этапе будет определяться качеством алгоритма проектных работ, а также качеством методик расчетов и принятых технических решений элементов конструкции.

При рациональной реализации вышеуказанных технических решений, включая и перспективные кинематические схемы вентиляторов, обеспечение акустической характеристики менее 50 Дб является вполне решаемой задачей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Клюкин И.И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. – Л.: Судостроение, 1971. – 415 с.
2. Дмитриев В.С., Иванова В.С. Основы теории колебаний и моделирования колебательных систем в технике. – Т.: Издательство Томского политехнического университета, 2012. – 216 с.