

3. *Ткаченко В.А.* Система управления промышленной безопасностью с позиций теории систем / Труды XII международной конференции «Проблемы управления безопасностью сложных систем». – М.: РГГУ, 2004. – С. 432-437.

---

**Скворцов О.Б.**

### **Стандартизация и нормирование вибрационной усталости механизмов и машин**

**Аннотация:** Представлен критический анализ действующих нормативно-правовых документов и принятых в них методик оценки влияния вибрации на состояние сложного технического оборудования. Обоснована необходимость учета высокочастотных вибрационных составляющих с частотами, как правило, выходящими за диапазон контроля типовых современных систем непрерывного вибрационного мониторинга машин и механизмов.

**Ключевые слова:** вибрация, мониторинг, противоаварийная защита, диагностика, усталость, ускорение

#### **Введение**

Начиная с международного стандарта ISO 2372, в настоящее время замененного на серию стандартов в более новых редакциях, и до ГОСТ Р 56646-2015 и современного ГОСТ ИСО 8528-9-2021 для оценки вибрации машин и механизмов принято использовать среднеквадратичные значения интенсивности вибрационной скорости. Такие оценки позволяют оценить текущее значение уровня вибрации оборудования и ориентированы на решение задачи вибрационной диагностики. Такой подход не гармонизирован с нормативными документами и методиками оценки влияния вибрации на надежность, а также работоспособность конструкционных материалов и оборудования при их испытаниях на вибрационные нагрузки. При таких испытаниях важен не только уровень интенсивности вибрации, но и ее продолжительность ее воздействия. Как отмечено в [1], ориентация на оценки интенсивности вибрационной скорости или вибрационного

перемещения не позволяет оценить влияние динамических сил на проявление циклической усталости при действии вибрационных нагрузок. При оценках по интенсивности перемещений и скорости из-за кинематических особенностей практически полностью теряется информация о влиянии высокочастотных вибрационных составляющих.

Присутствие высокочастотных составляющих [2] в реальных вибрационных сигналах от акселерометров, устанавливаемых на сложном роторном оборудовании, оказывает существенное влияние на процессы вибрационной усталости. Экспериментальные исследования прочности металлов в условиях воздействия двухчастотного нагружения [3] показывают, что даже незначительные по амплитуде высокочастотные вибрации резко снижают порог усталостного разрушения. Двухчастотное вибрационное перемещение (деформация) может быть представлено в виде

$$d(t) = D_1 \cdot \sin(2\pi f_1 t) + D_2 \cdot \sin(2\pi f_2 t), \quad (1)$$

или в виде вибрационного ускорения

$$a(t) = A_1 \cdot \sin(2\pi f_1 t) + A_2 \cdot \sin(2\pi f_2 t), \quad (2)$$

Соответствующие этим соотношениям сигналы перемещения и ускорения представлены на рисунке 1. Из данного рисунка видно, что сигналы совершенно не похожи, хотя и представляют один и тот же вибрационный процесс. В сигнале перемещения практически незаметен вклад высокочастотных составляющих, а в сигнале ускорения незаметно влияние низкочастотной составляющей.

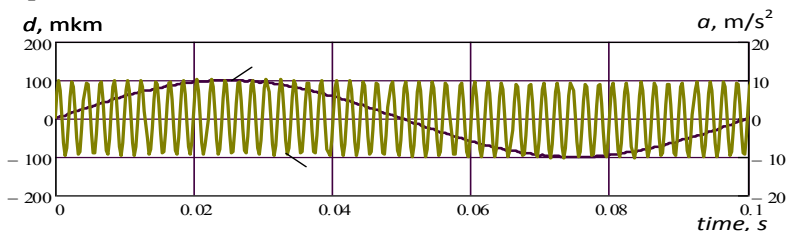


Рисунок 1 – Двухчастотной вибрационный сигнал по перемещению  $d(t)$  и ускорению  $a(t)$  при амплитудах перемещении  $D_1=100$  мкм и  $D_2=1$  мкм и частотах  $f_1=10$  Гц и  $f_2=500$  Гц первой и второй частотных составляющих

Такие особенности оказывают существенное влияние не только на внешний вид сигналов. Они оказывают влияние на методику учета влияния воздействия вибрации на надежности оборудования по результатам вибрационного мониторинга.

### Методика и обсуждение результатов

Схема контроля вибрации с использованием акселерометра приведена на рисунке 2. Акселерометр 4 обеспечивает контроль величины ускорения  $a(t)$ , например, в виде соотношения (2). В соответствии с действующими нормативными документами сигнал ускорения  $a(t)$  преобразуется в сигнал скорости  $v(t)$

$$v(t) = \int a(t)dt = \frac{A_1}{2\pi f_1} \cdot \sin(2\pi f_1 t) + \frac{A_2}{2\pi f_2} \cdot \sin(2\pi f_2 t), \quad (3)$$

или перемещения  $d(t)$

$$d(t) = \iint a(t)dt^2 = \frac{A_1}{4\pi^2 f_1^2} \cdot \sin(2\pi f_1 t) + \frac{A_2}{4\pi^2 f_2^2} \cdot \sin(2\pi f_2 t), \quad (4)$$

Действующая на элемент 3 крепления детали 1 массой  $m$  динамическая сила  $F$  определяется вторым законом Ньютона

$$F(t) = F1(t) + F2(t) = mA_1 \cdot \sin(2\pi f_1 t) + mA_2 \cdot \sin(2\pi f_2 t), \quad (5)$$

Из этого соотношения можно получить оценку динамических механических напряжений для элемента крепления с площадью поперечного сечения  $S$

$$\sigma N(t) = \frac{F(t)}{S}. \quad (6)$$

С другой стороны, элемент крепления испытывает деформации в осевом направлении, определяемые соотношением (4). Из этого соотношения можно оценить величину механических напряжений в соответствии с законом Гука

$$\sigma G(t) = E \frac{d(t)}{L}, \quad (7)$$

где  $E$  – модуль Юнга материала элемента крепления,  $L$  – длина деформируемой части этого элемента.

Для количественной оценки рассмотрим пример крепления шины энергетического гидрогенератора массой  $m=1$  кг при двух частотах: 5 Гц (частота вращения) и 10 КГц (частота гидродинамических колебаний) при величинах вибрационных

скоростей соответствующих предельно допустимому уровню в 11,2 мм/с. Результаты таких оценок приведены в таблице 1. Такие оценки близки к оценкам, получаемым системами мониторинга вибрационного состояния энергетического оборудования [4,5].

Таблица 1 – Оценки механических напряжений для элемента крепления детали массой 1 кг

материал, $V_{rms}$	частота, Гц	$\sigma_G$ , МПа	$\sigma_N$ , МПа
медь 11,2 мм/с	5	553	0,025
	10000	2,7	50,5

Полученные оценки показывают, что механические напряжения, связанные с низкочастотными вибрациями, на порядок превышают динамические механические напряжения от инерционных сил и близки к пороговым значениям, при которых наблюдается переход к пластическому характеру деформации материала. Тем не менее, динамические механические напряжения от высокочастотной вибрации составляют заметную часть от механических напряжений деформации. Влияние высокочастотной вибрации при этом может проявляться в виде процесса циклической усталости, описываемого *S-N* диаграммой, представленной на рисунке 2.

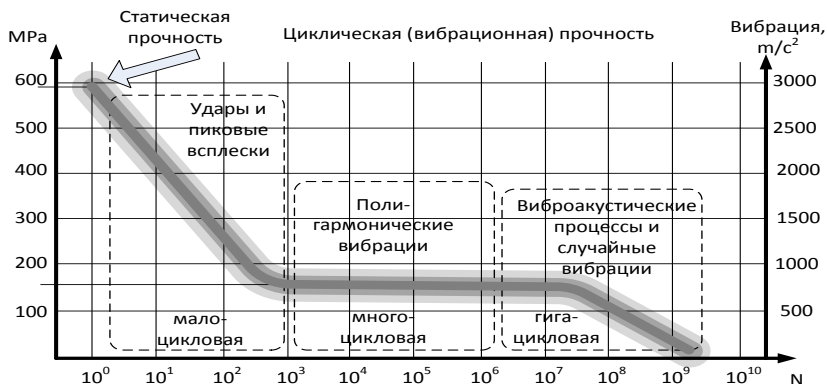


Рисунок 2 – Типовая S-N диаграмма с дополнительной шкалой уровней вибрации в единицах ускорения

При одинаковом времени эксплуатации, высокочастотным вибрациям соответствует существенно большее число циклов нагружения  $N$ , а в этом случае порог усталости может стать существенно более низким (в том числе и практически на порядок) для случая проявления многоциклового или гигациклового усталости.

Представленные в таблице 1 оценки не учитывают возможного проявления на повышенных частотах такого явления как резонансы [6]. Наличие высокочастотных резонансов закрепленных элементов крепления деталей может приводить к существенному росту реально действующих ускорений. На практике подъем уровня вибрации на частоте механического резонанса частот достигает 20-25 дБ. В этом случае механические напряжения, связанные с наличием высокочастотных вибраций могут стать доминирующей причиной вибрационной усталости и при даже относительно малом числе циклов нагружения и времени наработки.

### **Заключение**

При использовании вибрационного мониторинга ответственных элементов конструкции машин и механизмов, таких как, например, шпильки крепления, обеспечивается контроль локальных динамических нагрузок, которые могут приводить к повреждению таких элементов. Такие динамические нагрузки могут быть связаны с вибрациями на повышенных частотах, выходящих за пределы диапазона измерения большинства систем непрерывного вибрационного мониторинга, который, как правило, ограничиваются частотным диапазоном 5-1000 Гц. Учет динамических циклических вибрационных нагрузок их вклада в вибрационную усталость необходимо принимать во внимание при разработке нормативно-правовых требований к аппаратуре вибрационного мониторинга.

### **Литература:**

1. *Скворцов О.Б.* Вибрационный мониторинг и прочность конструкционных элементов с учетом инерционных свойств материалов при воздействии широкополосной вибрации // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2020. – № 6. – С. 1-17. – URL: <http://engjournal.ru/articles/1986/1986.pdf> (дата обращения 10.10.2021).

2. *Skvorcov O.B.* Selection of Vibration Norms and Systems Structures When Designing Means of Monitoring Units with Gear Transmissions / *New Approaches to Gear Design and Production*. – Springer, 2020. – P. 495-511.

3. *Махутов Н.А., Гаденин М.М., Резников Д.О., Неганов Д.А.* Анализ напряженно-деформированных и предельных состояний в экстремально нагруженных зонах машин и конструкций // *Чебышевский сборник*. – 2017. – Т. 18. № 3(63). – С. 394-416. – URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=35451216> (дата обращения 09.10.2021).

4. *Скворцов О.Б.* Вибрационный мониторинг энергетического оборудования и IoT технологии / Четвертый междисциплинарный научный форум с международным участием «Новые материалы и перспективные технологии» (27-30 ноября 2018 г. Москва): Сборник материалов. Т. I. – М: ООО «Буки Веди», 2018. – С. 804-809.

5. *Stashenko V.I., Skvorcov O.B., Troickij O.A.* Design of mechanical properties of structural materials for power plant equipment // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – Volume 1005. – 17th International School-Conference "New Materials: Advanced Technologies" (5-8 November 2019 Moscow). – Published under licence by IOP Publishing Ltd, 2020. – P. 012021. – URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1005/1/012021/pdf> (дата обращения 10.10.2021).

6. *Скворцов О.Б.* Влияние резонансных процессов на оценку параметров оборотной вибрации роторных узлов / Сборник докладов конференции «Инновационные технологии в электронике и приборостроении» Физико-технологического института РТУ МИРЭА. Т. 1. – М.: РТУ МИРЭА, 2021. – С. 444-449.

---

---