

УВЕЛИЧЕНИЕ ГЛУБИНЫ ВИБРОДИАГНОСТИРОВАНИЯ НА ОСНОВЕ УЧЕТА ФИЗИЧЕСКИХ ПРИЧИН ОТКАЗА МАШИНЫ

*В.М. Нагорный, канд.техн.наук; А.А. Черевко, асп.
СумГУ*

ВВЕДЕНИЕ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Диагностика зарождающихся дефектов — относительно новое, но бурно развивающееся направление виброакустической диагностики. Это связано с тем, что безразборное обнаружение неисправностей узлов машин и механизмов на ранней стадии дает возможность не только предотвратить их внезапные отказы, но и перейти к эксплуатации и техническому обслуживанию оборудования по фактическому состоянию, исключив ненужные ремонты и минимизируя их объем.

Этой теме посвящены работы ряда исследователей, таких как Овчинникова, Григорьева, Генкина [1,2,3]. Достоинства данного подхода, базирующегося на анализе изменений свойств виброакустических процессов, заключены в том, что виброакустический сигнал работающего механизма содержит всю информацию о взаимодействии его деталей. Существенной проблемой при этом является извлечение из виброакустического сигнала информации о состоянии определенного узла и локализация возникшей неисправности. Наличие помех и сравнительно малые изменения полезного сигнала требуют поиска информативных диагностических признаков, чувствительных к развивающемуся дефекту и инвариантных к мешающим факторам. Одним из путей решения данной проблемы является учет физической причины отказа машины.

Известно, что все машины и механизмы в процессе эксплуатации подвержены действию различных процессов, как внутренних, так и внешних; все они вызывают изменение характеристик машин, в том числе и виброакустических. Изменение во времени виброакустических характеристик машин определяется характером развития деградационных процессов, происходящих в машине [1]. Особенно вредными являются необратимые процессы, приводящие к прогрессивному ухудшению параметров машин с течением времени.

Например: изнашивание кинематических пар; ползучесть материала сильно нагруженных элементов; рост усталостных трещин в деталях, испытывающих динамические нагрузки и т.п.

Закономерности износа кинематических пар. Процесс износа кинематических пар состоит из трех стадий (рисунок 1): стадия I—приработка, когда имеет место уменьшение интенсивности износа; стадия II — нормальный износ, при этом имеет место постоянная скорость изнашивания

$$dx / dt = const ; \quad (1)$$

стадия III— катастрофический износ, когда появляется возрастание во времени интенсивности изнашивания.

Закономерности ползучести. Графики зависимости пластических деформаций от времени, называемые кривыми ползучести, имеют вид, представленный на рисунке 2. Вид этих кривых зависит от напряжения и температуры, при которых работает материал детали. Процесс ползучести можно разделить также на три стадии (периода). На стадии I скорость пластической деформации постепенно уменьшается; на стадии II процесса ползучесть протекает с минимальной постоянной скоростью $\dot{\epsilon}$. Эта минимальная скорость на второй стадии зависит от напряжения и температуры; ее частоту определяют с помощью зависимости

$$\dot{\epsilon} = k\sigma^n , \quad (2)$$

где величины k и n для каждого материала зависят от температуры и определяются экспериментально. Заметим, что с ростом температуры и напряжения скорость

пластической деформации растёт, а продолжительность второй (нормальной с точки зрения эксплуатации машины) стадии ползучести уменьшается.

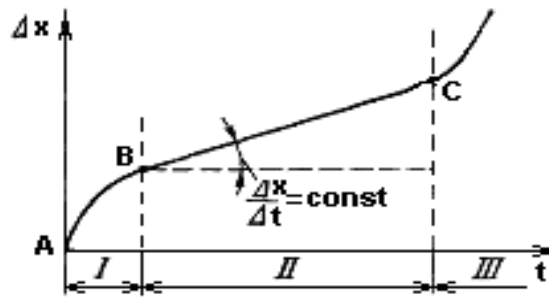


Рисунок 1 - Кривая износа

В стадии III ползучести (участок CD) скорость деформации нарастает, пока не наступает разрушение.

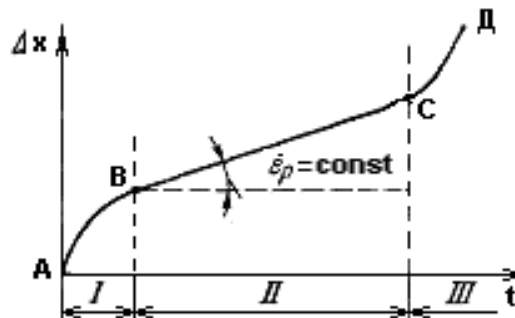


Рисунок 2 - Кривая ползучести

Закономерности усталостного разрушения. Согласно гипотезе Шенли предполагается, что разрушение при процессе усталости происходит из-за развития глубины трещин, распространяющихся в материале по закону

$$h = Ae^{\beta n}, \quad (3)$$

где h — глубина трещины; n — число циклов изменения напряжений; β — коэффициент, зависящий от амплитуды напряжений.

Графически эта закономерность имеет вид, представленный на рисунке 3, из рисунка видно, что имеется достаточно продолжительная первая стадия, на которой глубина трещины изменяется незначительно и обычно где-то в зоне (7—8) 10^6 циклов начинается стремительное нарастание глубины трещины и делается большой вероятностью усталостного разрушения.

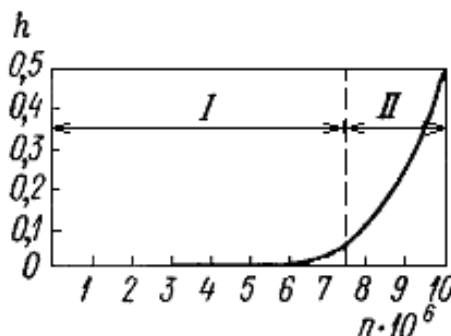


Рисунок 3 - Кривая развития трещины

Сравнение границ всех трех фундаментальных закономерностей, определяющих необратимые процессы в работающих машинах и механизмах, показывает, что катастрофические, ненормальные явления наступают в общем довольно резко и следуют за длительным периодом «нормальных» изменений, протекающих с постоянной скоростью.

С характером изменения трех отмеченных кривых теснейшим образом связаны и закономерности изменения вибрационных характеристик машин. Действительно основными источниками вибрации в машинах являются неуравновешенность вращающихся частей, несоосности, нарушения геометрии кинематических пар, рост зазоров в сочленениях. Эти величины изменяются обычно пропорционально износам, пластическим деформациям, аналогично должна изменяться и вибрация машины; и только при наступлении третьего этапа в какой-либо одной из отмеченных закономерностей должно появиться резкое нарастание вибрации машины. Теоретический график изменения средних величин вибрации машины в общем по своему характеру должен повторять приведенные выше три фундаментальных графика.

На основе рассмотрения физики виброакустических отказов, работе [2] сделаны выводы: отказы по своей природе являются «износowymi» (в широком смысле этого слова); «виброакустический» отказ, как правило, предшествует отказу физическому.

Исследованию закономерностей влияния одной из причин отказа машин - усталостного разрушения – на вибрационные характеристики механической системы, в частности, на уровень ее вибрации и посвящена эта статья.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Исследование закономерностей влияния усталостного разрушения на вибрацию механических систем проводилось на стенде, схема которого приведена на рисунке 4. В качестве механической системы рассматривалась консольно закрепленная стальная балка. Форма балки и ее размеры приведены на рисунке 4. Материал балки – Ст.3, заготовка - катаный лист толщиной 2мм.

Целью исследования являлось изучение закономерностей изменения во времени уровня вибрации опоры балки по мере усталостного разрушения последней.

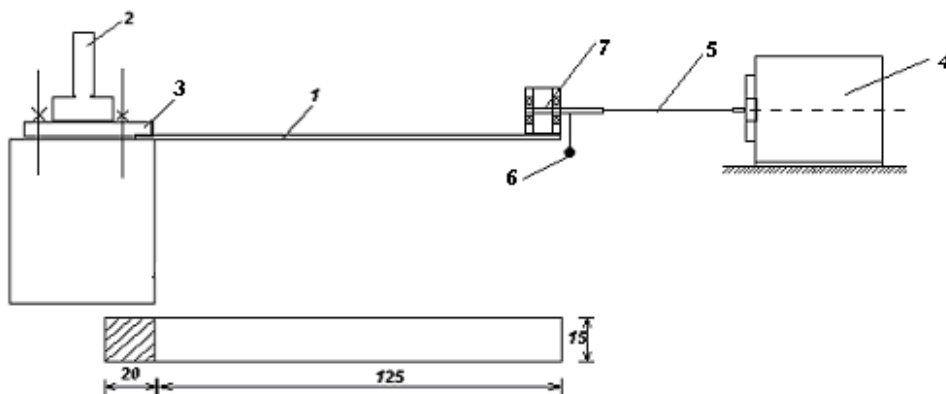


Рисунок 4 - Схематическое изображение испытательного стенда:

1 – балка; 2 – вибродатчик; 3 – опора балки; 4 – двигатель; 5 – гибкий вал; 6 – шпилька с грузиком; 7 – подшипник в обойме

Возбуждение изгибных колебаний балки осуществлялись с помощью дисбаланса, возникавшего при вращении неуравновешенного груза 6. Вращение груза вызывалось через гибкий вал 5 с помощью электродвигателя 4. Число оборотов двигателя выбиралось таким образом, чтобы нагружение балки проводилось на заведомо дорезонансной частоте. Таким образом, на стенде воспроизводился реальный случай колебаний опоры роторной машины под влиянием дисбаланса ее рабочего органа – ротора.

Блок-схема контроля колебаний опоры балки представлена на рисунке 5.

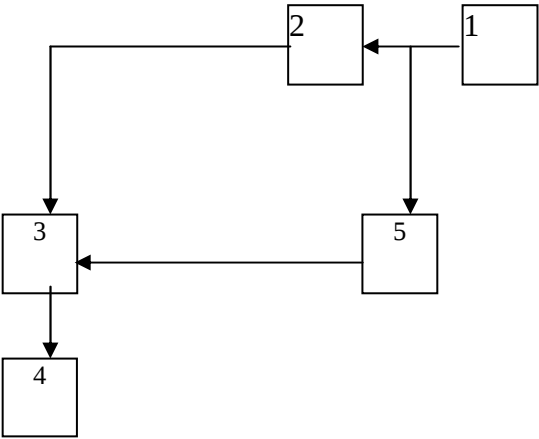
Колебания опоры балки 1 регистрировались с помощью вибродатчика 2, сигнал с которого через прибор для измерения вибраций VibroPort 3 поступал на самописец 4. Для измерения оборотов использовался датчик оборотов 5, сигнал с которого так же поступал в VibroPort 3.

Рисунок 5 - Блок-схема контроля колебаний опоры:
1 – опора; 2 – датчик; 3 – VibroPort; 4 – самописец; 5 – датчик оборотов

Всего исследованию было подвергнуто ряд образцов, результаты испытаний трех из которых приведены на рисунке 6 и в таблице 1.

Таблица 1 - Режим нагружения балки и ее фактический ресурс

Номер балки	Режим нагружения			Ресурс	
	ω, об/мин	Уровень колебаний А, м/с		Циклы	t, мин
		исходный	В момент разрушения		
1	1900	0.7	0.97	38950	20.50
2	1700	0.5	0.80	102000	60
3	1800	0.4	1.10	57600	32



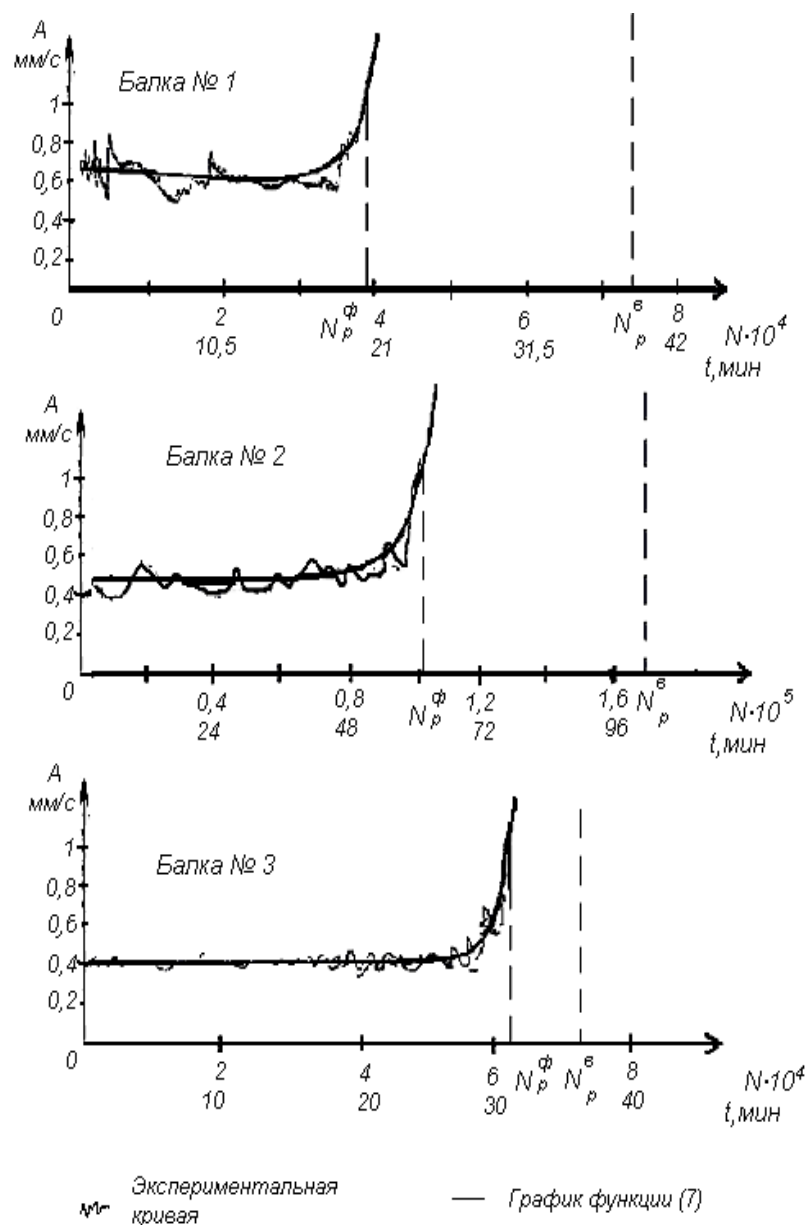


Рисунок 6 - Изменение во времени уровня колебаний опоры балки

Результаты экспериментов показывают, что по мере приближения балки к разрушению уровень колебаний ее опоры возрастает. Это можно объяснить приближением резонансного пика амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) балки к частоте нагружения (частоте вынужденных колебаний), что вызвано снижением резонансной частоты балки.

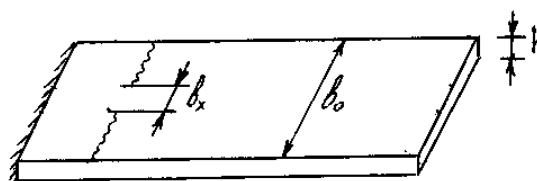


Рисунок 7 – Изменение поперечного сечения балки в результате развития усталостной трещины

Уменьшение резонансной частоты происходит из-за уменьшения размера поперечного сечения балки, обусловленного развитием усталостной трещины (рисунок 7). Текущий размер сечения b_x можно определить следующим образом:

$$b_x = b_0 - V_{Tp} N \quad (4)$$

где b_x, b_0 – текущий и исходный размеры сечения; V_{Tp} – скорость развития трещины; N – число циклов нагружения.

Текущее значение резонансной частоты ω_{px} связано с шириной сечения b_x следующей зависимостью:

$$\omega_{px} = \frac{k^2}{l^2} \sqrt{\frac{E b_x h^3}{12m}}, \quad (5)$$

где k – волновое число ($k=1,83$); E – модуль упругости; l – длина балки; m – погонная масса; h – толщина балки.

Кривая АЧХ описывается следующей общеизвестной зависимостью:

$$A = \frac{A_0}{1 - \left(\frac{\omega_{\text{с}}}{\omega_{px}}\right)^2}, \quad (6)$$

где A_0 – исходное значение амплитуды колебаний опоры; $\omega_{\text{с}}, \omega_{px}$ – соответственно частоты вынужденных и резонансных колебаний.

С учетом (4) и (5) выражение (6) можно привести к следующему виду:

$$A = \frac{A_0}{1 - \frac{\omega_{\text{с}}^2}{\alpha(b_0 - V_{Tp} N)}}, \quad (7)$$

$$\text{где } \alpha = \frac{k^4 E h^3}{l^4 12m}.$$

Наложение графика функции (7) на экспериментальные данные показывает их хорошее совпадение (рисунок 6). Оценки текущих значений резонансных частот ω_{px} на момент разрушения балок и скоростей развития трещины V_{Tp} , полученные по результатам аппроксимации экспериментальных данных (таблица 2), показывают, что резонансная частота падает практически в два раза. Скорости развития трещин находятся в пределах от $7,3 \cdot 10^{-5}$ до $1,7 \cdot 10^{-4}$ мм/цикл, что соответствует типовой скорости развития усталостной трещины на I участке кривой, приведенной на рисунке 3.

Таблица 2 – Результаты оценки текущего значения резонансной частоты на момент разрушения балки и скорости развития трещины.

Номер балки	$\omega_{px}/2\pi$, Гц	V_{Tp} , мм/цикл
1	57	$1,74 \cdot 10^{-4}$
2	49	$7,3 \cdot 10^{-5}$
3	38	$1,6 \cdot 10^{-4}$

Результаты эксперимента согласуются с общеизвестными данными об изменении вибрационных характеристик машин по мере деградации их технического состояния, в частности усталостного разрушения их силовых элементов. Данное разрушение приводит к изменению параметров машины как колебательной системы, проявляющееся в изменении ее АЧХ. Прогнозируя на основе экспериментальных данных степень этого изменения, можно оценивать степень деградации технического состояния машины и определять в конечном счете ее остаточный ресурс.

Так, полагая, что в момент разрушения машины резонанс ее силового элемента (рабочего органа – ротора у роторной машины) уменьшается до частоты вынужденных колебаний $\omega_{\text{с}}$, можно получить верхнюю оценку ресурса машины.

Для этого в формуле (7) надо положить, что $\omega_{\text{с}}^2 = \alpha \cdot b_{\text{с}}$, где $b_{\text{с}}$ – размер сечения балки на момент ее разрушения. С учетом этого формула (7) преобразуется к следующему виду:

$$A = A_0 \frac{b_0 - V_{Tp} N}{V_{Tp} (N_p^e - N)}, \quad (8)$$

где N_p^e - верхняя оценка ресурса машины в циклах.

Параметры N_p^e и V_{Tp} определяются в процессе аппроксимации результатов периодического контроля за колебаниями опор машин. В нашем случае параметр N_p^e равен для балки 1 – $7,3 \cdot 10^4$, 2 – $1,667 \cdot 10^5$, 3 – $7,1 \cdot 10^4$ (рисунок 6). Как и следовало ожидать, верхняя оценка ресурса превышает фактическую величину ресурса балки. В нашем случае это превышение было от 1,5 до 1,9 раза. Это объясняется тем, что фактически механическая система разрушается раньше наступления ее резонанса, т.к. уже на восходящей ветви АЧХ напряжения в балке достигают предельно допустимых.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты экспериментов показывают, что по мере приближения балки к разрушению уровень колебаний ее опоры возрастает. Это объясняется приближением резонансного пика амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) балки к частоте нагружения (частоте вынужденных колебаний), что вызвано снижением собственной частоты балки.

Результаты экспериментов не противоречат общеизвестными данными об изменении вибрационных характеристик машин по мере усталостного разрушения их силовых элементов.

Полученные закономерности изменения вибрационного состояния опоры колеблющейся балки после соответствующей обработки можно учитывать при рассмотрении и анализе вибраций роторных машин и использовать для вибродиагностики их состояния.

SUMMARY

Conformity to natural laws of bearings oscillations of cantilevered steel beam as it fatigue distracting is considered. It is possibly to spread of received results for rotor machines oscillations under effect of their driving organ – rotor unbalance and to use for vibrodiagnostic of their condition.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Овчинников И.Н., Бомер М.А., Рыбакова Л.М., Громаковский Д.Г., Ибатулин И.Д. Виброиспытания и металлофизическое исследование структуры материала при вибрационном нагружении // Вестник машиностроения. - 2003. - № 4. - С. 29 – 36.
2. Вибрации энергетических машин: Справочное пособие / Под ред. д-ра техн. наук, проф. Н.В. Григорьева. - Л.: Машиностроение, 1974. - 464 с. - С.442 – 454.
3. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. - С.168 – 183.

Поступила в редакцию 13 сентября 2003 г.