

УДК 621.001.63

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ И ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ
ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ
ПРОГРАММНО-АППАРАТНОГО КОМПЛЕКСА
НАТУРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ МАШИН**

**© А. Е. Проволоцкий, д.т.н., профессор,
Т. М. Кадильникова, к.т.н., доцент,
Национальная металлургическая академия,
Днепропетровск, Украина**

Розглянуто способи зменшення погрешностей вимірювальної системи під час вимірювання характеристик перехідних режимів роботи машин.

The methods of diminishment of errors of the measuring system during measuring of descriptions of transient behaviors of work of machines are considered.

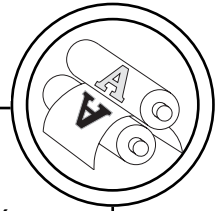
Большое внимание в экспериментальных исследованиях уделяется точности измерений и показаний чувствительных преобразователей [1—3]. Суммарная ошибка используемой измерительной системы включает ошибки отдельных её элементов и всей системы в целом. Экспериментально установлено, что при использовании в экспериментах преобразователей необходимо учитывать амплитудные погрешности, погрешности градуировки, нестабильность коэффициента преобразования во времени от разных наводок (температуры, магнитных полей и т.д.). В многочисленных экспериментальных [4—6] исследованиях случайная ошибка измерительного канала рассматривается как случайная величина.

Изучение машин непосредственно связано с измерением нестационарных нагрузок на их элементы и узлы и имеет ряд особенностей. Например, тензометрический динамометр (ТД), с помощью которо-

го возможна регистрация интегральных усилий в изучаемом узле или механизме кроме планируемых для исследования силовых характеристик одновременно измеряет дополнительные величины, подлежащие последующей фильтрации из итоговых показаний. В первую очередь это инерционные силы, обусловленные массой ТД и элементов крепления ТД к изучаемой области узлов и механизмов.

Наличие таких составляющих в итоговом измеряемом сигнале в ряде случаев приводит к существенному искажению самого сигнала и влияет на точность определения изучаемых усилий и других характеристик НДС узлов и элементов машины.

Рассмотрим методы и технических средства уменьшения погрешности измерительной системы для изучения НДС, в состав которой входит ТД. Проанализируем погрешности, которые возникают при работе ТД во время измерения характеристик переходных режимов работы машины.



Величина относительной приведенной погрешности ТД может быть определена по формуле:

$$\Lambda_{\text{пр}} = \Delta\Lambda/K, \quad (1)$$

где $\Delta\Lambda$ — абсолютная погрешность ТД, K — условное нормирующее значение измерительной шкалы ТД.

Если ТД имеет линейную градуировочную характеристику, тогда:

$$K = F \cdot K_t, \quad (2)$$

где F — суммарная измеряемая сила, K_t — градуировочный коэффициент ТД при стационарной нагрузке.

Суммарная регистрируемая сила F , измеряемая ТД, состоит из двух составляющих:

- полезного сигнала — силы F_n ;
- инерционной силы F_k , обусловленной как элементами крепления ТД к изучаемой области машины, так и самим ТД.

При использовании механизма компенсации инерционных сил на основе принципа суперпозиции, получим уменьшение абсолютной величины шкалы ТД.

Градуировочный коэффициент ТД при этом трансформируется следующим образом:

$$K_1 = (F - F_k) \cdot K_t \quad (3)$$

Величина относительной приведенной погрешности при этом возрастет до величины

$$\Lambda_{\text{пр}1} = \Delta\Lambda/K_1 \quad (4)$$

Ввиду того, что кинематические параметры движения имеют существенно нестационарный характер, принцип суперпозиций в линейном приближении часто приводит к большим ошибкам. Причиной этого являются, в первую очередь, нелинейность амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) ТД. Поэтому величина относительной приведенной погрешности $\Lambda_{\text{пр}1}$ при изучении нестационарных режимов

должна определяться с учетом АЧХ ТД. Это обусловлено:

- распределенной и сосредоточенной внешней нестационарной нагрузкой на ТД;
- собственными инерционными силами, действующими на машину и элементы крепления ТД.

Для описания АЧХ ТД может быть использована одномерная математическая модель (с одной степенью свободы и вязким демпфированием) [7]. Уравнение движения в этом приближении изучаемого узла или механизма машины массой m относительно базы ТД будет иметь следующий вид:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_n + F_k, \quad (4)$$

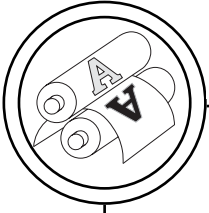
где k — упругая постоянная пружины, c — постоянная вязкого демпфирования,

$\ddot{x}(t)$, $\dot{x}(t)$, $x(t)$ — ускорение, скорость и перемещение относительно базы ТД, F_n — измеряемая полезная сила, действующая на элементы (узлы и детали) машины, F_k — нестационарная инерционная сила, обусловленная массой самого ТД и элементами его крепления (действует на базу ТД).

Частотная характеристика (ЧХ) $H(f)$ одномерной механической системы, полученная стандартным преобразованием Фурье уравнения (4), будет иметь следующий вид [8]:

$$H(f) = \frac{1}{k - (2\pi f)^2 \cdot m + 2\pi fjc} + \frac{m \cdot (2\pi f)^2}{k - m \cdot (2\pi f)^2 + 2\pi fjc}. \quad (5)$$

В (5) первое слагаемое — ЧХ изучаемых узлов и механизмов, в случае, когда изучаемый процесс представляет собой измерение смещения базы ТД под воздействием дополнительных инерционных сил. Второе слагаемое в (5)



представляет ЧХ изучаемых узлов и механизмов в случае, когда входной процесс определяется полезной силой F_n .

Для механических систем с малым коэффициентом демпфирования из (5) при $s \approx 0$, получим:

$$H^*(f) = \frac{1}{k - (2\pi f)^2 \cdot m} + \frac{m \cdot (2\pi f)^2}{k - m \cdot (2\pi f)^2} \quad (6)$$

или

$$H^*(f) = \frac{1}{k[1 - (f_n / f_u)^2]} + \frac{(f_n / f_u)^2}{1 - (f_n / f_u)^2}, \quad (7)$$

где

$$(f_n / f_u)^2 = \frac{(2\pi f)^2 \cdot m}{k}. \quad (8)$$

Здесь f_n — частота возбуждения измеряемой полезной силы F_n , f_u — частота возбуждения дополнительной инерционной силы F_k .

Для уменьшения погрешности определения нестационарной по-

лезной силы F_n можно использовать ТД с компенсацией инерционной силы (ТДК).

Пренебрегая динамическими свойствами кинематических связей, обеспечивающих компенсацию собственной инерционной силы, уравнение движения испытуемого узла или механизма массой m относительно базы ТДК можно получить с помощью редукции уравнения (4) на случай компенсации инерционного слагаемого:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_n. \quad (9)$$

ЧХ (7) такой системы в случае слабого демпфирования преобразуется к виду:

$$H^{**}(f) = \frac{1}{k[1 - (f_n / f_u)^2]}. \quad (10)$$

Учитывая выражения (7) и (10), путем несложных тождественных преобразований, получим величину относительной приведенной погрешности ТДК:

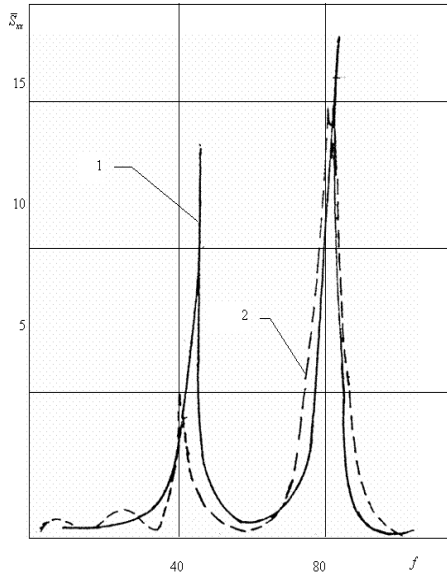


Рис. 1. АЧХ ТД и ТДК в диапазоне частот колебаний [10 Гц; 90 Гц]: 1 — ТД; 2 — ТДК

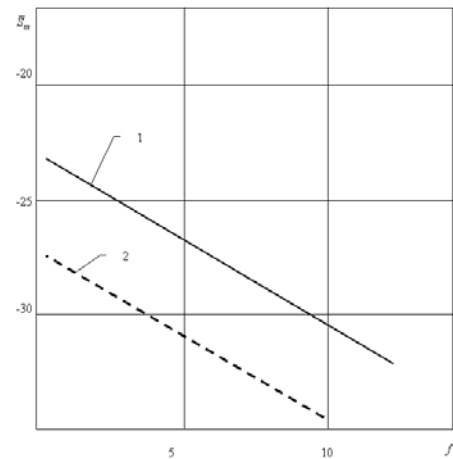
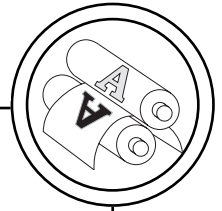


Рис. 2. АЧХ ТД и ТДК в диапазоне частот колебаний [0 Гц; 15 Гц]: 1 — ТД; 2 — ТДК



$$\Lambda_{пр1}^{**} = \frac{\Lambda_{пр}}{H^{**}}. \quad (11)$$

Величина относительной приведенной погрешности ТД без компенсации будет равна

$$\Lambda_{пр1}^* = \frac{\Lambda_{пр}}{H^*}. \quad (12)$$

Величина Λ_{δ} для систем с малым демпфированием может быть определена по формуле [7,8]:

$$\Lambda_{\delta} = \frac{\eta^2}{1-\eta^2}, \quad (13)$$

где η — безразмерная частота внешних сил.

Для изучения этого вопроса была определена ЧХ ТДК в переменных «спектральная плотность энергии S_{xx} — частота f ». Сравнение АЧХ и ЧХ ТД и ТДК показывает их достаточно полное совпадение (рис. 1).

Полоса 0—10 гц была исследована на наличие гармоник отдельно и изображена на рис. 2. Относительная спектральная плотность энергии была нормирована по постоянной ряда Фурье — \bar{S}_{xx} .

Выводы

1. Анализ рис. 1 указывает на отсутствие дополнительных гармоник и наличие «розового» шума АЧХ ТДК.

2. Спектральная плотность энергии для АЧХ ТДК (для одинаковых частот колебаний f) становится примерно на 3 ДБ ниже по сравнению с АЧХ ТД (рис. 2). Это способствует увеличению точности программно-аппаратного комплекса для изучения нестационарных характеристик узлов и механизмов и свидетельствует о перспективности использования механизма компенсации для исключения дополнительных (вредных) составляющих итоговых экспериментальных данных.

1. Кравец С. В. Розробка і створення багатоярусних ґрунтозахисних без траншейних укладачів різного призначення. Дис. д-ра техн. наук 05.05.04. / Київ держ техн. ун-т буд. і архіт. — К. — 1996. — 385 с. 2. Будиков Л. Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа // Луганск. — 1997. — 210 с. 3. Назаренко І. І., Сердюк В. І. Основи організації використання і ремонту будівельної техніки. — К.: МП Леся. — 2003. — 155 с. 4. Назаренко И. И. Высокоэффективные вибрационные машины. — К.: Вища школа. — 1988. — 143 с. 5. Толстов А. Г. Вибрационная диагностика. Измерительная информация. Анализ и первичная обработка. — М.: ИРЦ. Газпром. — 2001. — 62 с. 6. Яковенко В. Б. Моделирование и расчет вибрационных систем: Учебное пособие для студентов механических специальностей / КИСИ. — К. — 1988. — 232 с. 7. Новицкий П. В., Зиграф И. А. Оценка погрешности результатов измерений. — Л.: Энергоатомиздат, Ленинград. Отд. — 1991. — 304 с. 8. Бендат Дж., Пирсол А. Прикладной анализ случайных данных. Пер с англ. — М.: МИР. — 1989. — 540 с.

Надійшла до редакції 21.03.05