УДК 629.1.02-52.001.5

МЕТОДЫ УПРОЩЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ

Н. П. АМЕЛЬЧЕНКО
Белорусский государственный университет информатики
и радиоэлектроники
Минск, Беларусь

С. Ю. БИЛЫК, Г. В. БОЧКАРЕВ
Белорусско-Российский университет
Могилев, Беларусь

Наиболее важной задачей разработки математической модели является представление сил трения, инерционных, упругих и демпфирующих характеристик расчетной модели.

В настоящее время используют два наиболее распространенных метода: приведение сил трения к линейно-вязкому сопротивлению; использование известных нелинейных моделей трения.

Приведение сил трения к вязко-линейному демпфированию затрудняет исследования при полигармонических возмущениях [1] и переходных процессах, где возможны автоколебательные явления.

Второй метод является более точным, хотя и более сложным. Однако, при использовании ПВЭМ, этот метод позволяет моделирование переходных процессов. Большинство авторов силу трения в элементах конструкции машин представляют в виде:

$$R = -b|q|^k|q|^n \operatorname{sign} \dot{q}\,, \qquad (1)$$

где b, k, n – постоянные неотрицательные величины; q – обобщенная координата.

То есть задача сводится к определению постоянных неотрицательных величин b, k, n, входящих в формулу (1). Обычно b, k, n определяют экспериментальным способом, используя метод затухающих колебаний.

Если рассматривается одномассовая колебательная система, которая имеет коэффициент жесткости упругого элемента c = 1/e (e – упругая податливость детали) и малое трение, то относительное рассеивание определяют по формуле

$$\Psi = |W| / \Pi,$$

где W – работа сил трения R за период колебаний $T = 2\pi/\sqrt{c/m}$, $W = \int_0^T R \cdot \dot{q} \cdot dt$; П – максимальная энергия колебаний, $\Pi = 0{,}5\, c \cdot A^2$.

Коэффициент, пропорциональный мере инертности системы (момент инерции тела), от которого зависит коэффициент трения, в [2] предлагается определять по формуле

$$J(k, n) = \int_0^{2\pi} \cos^k \varphi \cdot \sin^{n+1} \varphi \cdot d\varphi,$$

где φ – угол поворота физического маятника.

Таким образом, определение момента инерции тела является наиболее проблематичным, несмотря на кажущуюся простоту методик его определения. Так, по методу физического маятника период собственных колебаний, необходимый для определения момента инерции, находится по формуле

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{J_0}{M_0 \cdot g \cdot l_0}}\left[1+\left(\frac{1}{2}\right)^2 \sin^2\frac{\varphi}{2}+\left(\frac{1\cdot 3}{2\cdot 4}\right)\sin^4\frac{\varphi}{2}...\right], \tag{2}$$

где J_0 – момент инерции тела относительно центра масс; M_0 – масса тела; l_0 – расстояние центра масс относительно точки подвеса.

Ввиду наличия у колесной машины плоскости продольной симметрии, при представлении его трансмиссии можно уменьшить число масс за счет сложения элементов системы, принадлежащих разным бортам. При этом параметры элементов эквивалентной системы будут представлять сумму соответствующих параметров левого и правого бортов, т. е.

$$J_{экв} = J_л + J_п\,;\quad \frac{1}{e_{экв}} + \frac{1}{e_л} = \frac{1}{e_п};\sqrt{\ }\, b_{экв} = b_л + b_п\,. \tag{3}$$

В результате сложная динамическая система, такая как трансмиссия автомобиля, может быть приведена к рядной схеме [2].

Вывод: более широкое использование современных методов идентификации, таких как модально-сигнатурный анализ [3], позволит создать расчетные схемы и математические модели, адекватные реальным системам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Методы учета рассеивания энергии в механических системах при полигармонических возмущающих воздействиях / А. А. Полунгян [и др.] // Вестн. машиностроения. – 1990. – № 6. – С. 12–16.

2. К вопросу о выборе числа степеней свободы расчетной динамической системы трансмиссии многоприводной колесной машины / А. А. Полунгян [и др.] // Изв. вузов. Машиностроение. – 1969. – № 1. – С. 165–170.

3. **Bishop, R. E. D** The General Theory of Hysteretic Damping / R. E. D. Bishop // Aeronautical Quarterly. – 1989. – Vol. 59. – P. 738.