-327с.; 3. Дюбек К.Л. Исследование и устранение высокочастотных вибраций, возникающих при работе колесных тормозных механизмов/ К.Л. Дюбек, И.А. Левин, Л.Т. Гапоян// Автомобильная промышленность. - 1972. - № 7.- С. 16-18.; 4. Мамити Г.И. Проектирование тормозов автомобилей и мотоциклов. -Мн.: Дизайн ПРО, 1997. - 111 с.

УДК 629.113-598.001.66

Н.П. Амельченко, П.А. Амельченко

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Белорусский государственный аграрнотехнический университет,
НИРУП "Белавтотракторостроение" НАН Беларуси
г. Минск, Беларусь

При определении параметров демпфирования в динамических системах возможны два подхода: приведение всех видов трения в системе к линейно-вязкому или использования существующих, готовых нелинейных моделей трения.

Первый подход используется, если при расчетах динамических систем ограничиваются исследованиями линейных дифференциальных уравнений. Однако при этом необходимо учитывать то, что приведенные коэффициенты вязкого демпфирования в общем случае зависят от частоты колебаний, которое затрудняет их использование в математических моделях колебательных систем, имеющих многочастотные, гармонические возмущения (полигармонические возмущения). Этот аспект наиболее важен при исследовании переходных процессов, где возможны автоколебательные процессы.

Второй подход является более точным, хотя и более сложным, и позволяет исследование колебательных систем, с использованием ПЭВМ, при произвольных возмущениях.

Таким образом, наиболее важной задачей стоящей перед расчетчиком является идентификация трения в элементах динамической системы. Обычно идентификацию производят на основе эксперимента или же ориентируются на результаты проведенных исследований других авторов [1].

Большинство авторов силу трения в элементах конструкции машин представляют в виде

$$R=-b|q|^k|q|^n \, sign\,\dot{q}, \tag{1}$$

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

Таким образом, основная задача определения R сводится к определению постоянных неотрицательных величин, входящих в формулу (1).

При экспериментальном способе определениях $b, k, n,$ производят исследования затухающих колебаний, упругими элементами которых являеются исследуемые детали, т.е. сам метод основан на рассмотрении одномассовой колебательной модели.

Вычисляя по полученным экспериментальным кривым значения логарифмического декремента λ и его зависимость от амплитуды A и частоты колебаний ω [2]. Считая трение в системе малым, можно определить тем самым и характер зависимости относительного рассеивания энергии $\psi\approx2\lambda$ от A и ω.

С другой стороны, для одномассовой колебательной системы с массой m коэффициент жесткости упругого элемента $c=1/e$ и малым трением, изменяющегося по закону (1), $\Psi=|W|/\Pi$, где

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

Выражение R, W, Ψ, λ и вспомогательной величины h, коэффициент пропорциональны коэффициенту трения b и шести видов трения приведены в работе [2]. В работе [3] также приведены формулы для определения диссипативной функции $\Phi=$ $(\partial\Phi/\partial\dot{q}=-R)$ и коэффициенты пропорциональные коэффициентам трения, приведенные к линейному коэффициенту трения $b_л$. $b_л$ подсчитываются исходя из равенства работ за период Т нелинейных и эквивалентных линейных сил трения.

Значения $J(k,\ n)\ =\int_0^{2\pi}\cos^k\varphi\cdot\sin^{n+1}\varphi\cdot d\varphi$, представляет собой коэффициент пропорциональный мере инертности детали, от которого зависит коэффициент трения [4].

Некоторые значения $J(k,\ n)$ приведены в работе [1].

Обрабатывая полученные при эксперименте значения Ψ,ω и A с помощью методов регриссионного анализа, соотносят трение в исследуемой детали с той или иной моделью и получают h,k,n (k *и* n – необязательно целые числа), либо некоторую совокупность таких троек h,k,n (k и n- целые), если в представлении величины ψ в виде многочлена по степеням ω и A нельзя ограничиться лишь одним членом. Далее определяют коэффициент b или совокупность таких коэффициентов, соответствующих различным значениям k *и* n.

При использовании экспериментальных данных других авторов для подсчета коэффициента трения в какой-либо детали (соединения) над аналогичными деталями (соединениями) можно применять формулы, приведенные в работе. В частности, для трения, удовлетворяющего условию $k+n=1$, коэффициент трения $b=0{,}125h_{ан}$, где $h_{ан}$ соответствует h для аналогичной детали.

Под аналогичным понимают детали, сделанные из того же материала, имеющего такой же характер нагружения (например, кручение или растяжение-сжатия) и условия нагружения (например, усилие затяжки, условия смазки и т.д.) и лишь минимальные отличия от рассматриваемой (например, только по размерам и формам).

При редуцировании динамической системы параметры демпфирования следует вычислять по формуле, полученной на основании равенства диссипативных функций и приведенной системы

$$b_i^{пр}=b_i^{исх}/u_{i,пр}^{k+n+1}$$

В зависимости от постановки задачи исследований вычисление коэффициентов трений требует упрощения в расчетах сложных динамических систем, как колесные машины.

В настоящее время существует много различных методов [4], которые упрощают расчеты коэффициента трения, но наиболее распространенными являются методы парциальных частот и обощенный матричный метод [8]. Оба этих метода основаны на замене парциальных подсистем, в результате чего число масс динамической системы уменьшается. Процесс упрощения целесообразно проводить до тех пор, пока отношение максимальной парциальной частоты динамической системы и верхней границы рассматриваемого частотного диапазона остается больше 2…2,5 [5].

В работах [4,6] приведены расчетные формулы для определения моментов инерции, коэффициентов податливости и демпфирования при упрощениях динамической системы. Ввиду наличия у колесной машины плоскости продольной симметрии в динамической системе трансмиссии можно уменьшить число масс за счет сложения элементов системы, принадлежащих разным бортам [7]. Это правомочно, если движение колесной машины происходит по дорожному профилю, симметричному относительно плоскости продольной симметрии колесной машины. При этом параметры элементов эквивалентной системы будут представлять сумму соответствующих параметров левого и правого бортов:

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

В результате динамическая система трансмиссии может быть приведена в наиболее благоприятных случаях к однокольцевой или даже к рядной системе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Полунгян А.А. и др. Методы учета рассеивания энергии в механических системах при полигармонических возмущающих воздействиях// Вестник машиностроения. 1990, №6. С. 12-16; 2. Решетов Д.Н., Левин Э.М. Демпфирование колебаний в деталях станков// Исследование колебаний металлорежущих станков при резании металлов. М.: 1958. С. 45-86; 3. Полунгян А.А., Фоминых А.Б. Методы учета рассеивания энергии в механических системах при полигармонических возмущающихся воздействиях// Вестник машиностроения.1990. №7. С. 37-39; 4. Ривин Е.И. Динамика приводов станков. М.: Машиностроение, 1966. 204 с.; 5. К вопросу о выборе числа степеней свободы расчетной динамической системы трансмиссии многоприводной колесной машины/ А.А. Полунгян, Ф.Х. Бурумкулов, А.Б. Фоминых и др.// Изв. Вузов. Машиностроение. 1969. № 1. С. 165-170; 6. Полунгян А.А., Фоминых А.Б. Методы учета рассеивания энергии в механических системах при полигармонических возмущающих воздействиях// Вестник машиностроения. 1990. №7. С. 37-39; 7. К вопросу о выборе числа степеней свободы расчетной динамической системы трансмиссии многоприводной колесной машины/ А.А. Полунгян, Ф.Х. Бурумкулов, А.Б. Фоминых и др.// Изв. Вузов. Машиностроение. 1969. № 1. С. 165-170); 8. Банах Л.Я. Упрощение расчетных схем динамических систем// Колебания и динамическая прочность элементов машин. М.: Наука, 1968. - 912 с.