

УДК 621.01:534

РАСЧЕТ ЧАСТОТ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ТРАНСМИССИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

В. В. ШПОРТЬКО

Государственное научное учреждение
«ОБЪЕДИНЕННЫЙ ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ НАН Беларуси»
Минск, Беларусь

При исследовании динамических процессов в механических системах одной из основных задач является определение частот собственных колебаний (собственных частот). Для ее решения предлагаются различные методы: с составлением частотного уравнения и без его составления, аналитические и численные.

Одним из универсальных и наиболее удобных для реализации на ЭВМ методов расчета собственных частот представляется матричный метод. При использовании подхода [1] задача определения собственных частот механической системы сводится к нахождению собственных значений матрицы специального вида $J^{-1} \cdot C$, где J и C – соответственно матрица инерции и матрица жесткости системы. Обе матрицы являются действительными симметричными, а J , кроме того, – положительно определенной.

Алгоритм расчета собственных частот реализован в виде процедуры в среде *athematica*. Для применения принятого подхода необходима замена абсолютно жестких соединительных звеньев на объекты с конечной жесткостью, что позволяет сохранить специальный вид матрицы [1].

С целью упрощения математической модели и расчета согласно рекомендациям [2] для жестких элементов вводится конечный уровень жесткости $C_0 = C_{\max} \cdot (10^5 \div 10^6)$, где C_{\max} – наибольшая из жесткостей упругих звеньев расчетной динамической схемы. Тем самым также сохраняется физический смысл механических объектов при их моделировании, поскольку понятие абсолютной жесткости – идеализация, не являющаяся свойством реальных механизмов и конструкций.

Особенностями трансмиссионных систем мобильных машин являются наличие в них дифференциальных механизмов, разветвленных и кольцевых участков, фрикционных элементов управления, изменения состояний которых приводят к изменениям структуры трансмиссии. Также часто возникает необходимость одновременно рассматривать крутильные колебания в трансмиссии и продольные колебания, совершаемые подвеской, рамой и поступательно движущейся массой автомобиля.

Процедура позволяет вычислять собственные частоты крутильных колебаний механических систем различной структуры: цепных, разветвленных, кольцевых, с реактивными звеньями, содержащих зубчатые передачи и дифференциалы. Задача определения собственных частот крутильных

колебаний является более общей по сравнению с аналогичной задачей для продольных колебаний. Это связано с отсутствием для систем, совершающих поступательное движение, понятия «дифференциала», т.е. элемента, разветвляющего потоки мощности, сумма внутренних моментов у которого равна нулю. Поэтому, с помощью разработанной процедуры, можно также вычислять собственные частоты механических систем, одновременно совершающие продольные и крутильные колебания.

Важной особенностью процедуры является выполнение в ней «нормализации» (приведения к безразмерным параметрам) матриц инерции и жесткости. Использование при расчетах матриц с безразмерными параметрами позволяет повысить точность вычислений и производить контроль правильности определения собственных частот.

Динамические схемы трансмиссий мобильных машин характеризуются переменностью структуры, вызванной наличием множества состояний фрикционных элементов управления. Разработан универсальный подход, позволяющий избегать при вычислении собственных частот необходимости составлять для каждого структурного состояния трансмиссии отдельную систему уравнений. Для этого используются индикаторы состояния λ , дающие возможность автоматизировать процесс формирования уравнений при расчете собственных частот динамических систем с переменной структурой. Ранее применение индикаторов состояния предлагалось в работах [2, 3] только для исследования переходных процессов в трансмиссионных системах.

При использовании разработанной процедуры достаточно ввести значения инерционно-упругих и кинематических параметров расчетной динамической схемы, а также индикаторов состояния фрикционных элементов. При этом полученная математическая модель будет инвариантна к структурному состоянию трансмиссии.

Предложенный подход и реализующая его процедура использовалась для выполнения анализа собственных частот многоосного шасси, имеющего гидромеханическую трансмиссию с трехрядной планетарной коробкой передач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Альгин, В. Б. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора / В. Б. Альгин, В. Я. Павловский, С. Н. Поддубко. – Минск : Наука и техника, 1986. – 214 с.
2. Альгин, В. Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В. Б. Альгин. – Минск : Навука і тэхніка, 1995. – 256 с.
3. Альгин, В. Б. Расчет мобильной техники: кинематика, динамика, ресурс / В. Б. Альгин. – Минск : Беларус. навука, 2014. – 271 с.