

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ МНОГООПОРНЫХ МАШИН

Канд. техн. наук, доц. ГУРСКИЙ Н. Н., асп. Эль Аюби Абдул Кадер КАРАМИ

Белорусский национальный технический университет

Для анализа динамических процессов, происходящих в сложных системах, какими являются многоопорные машины, требуются программные средства принятия решений, рассчитанные на поставленные цели и задачи, отводимое время и различные группы пользователей. Решить подобные задачи можно с помощью универсальных и специализированных программных пакетов. Универсальные пакеты, как правило, сложны, громоздки, имеют высокую стоимость, а значит, требуют значительных временных и материальных затрат, которые могут быть несоизмеримы с решением конкретной задачи.

В данной работе рассматриваются вопросы моделирования и анализа колебаний многоопорных машин средствами программного продукта ADMOS [1, 2], поддерживающего:

- наличие класса типовых расчетных схем многоопорных машин;
- визуальный режим изменения массовых параметров и упруго-диссипативных характеристик элементов расчетной схемы исследуемого объекта;
- класс решаемых задач анализа (временного, корреляционного, спектрального, октавного, амплитудно-частотного, дисперсионного, энергетического и др.);
- использование алгоритмов оптимизации;
- графические операции совмещения вариантов расчетов;
- автоматизированное формирование документов в формате Word.

Пространственное движение многоопорной машины, рассматриваемой как система сосредоточенных масс, объединенных упругими и диссипативными безынерционными связями,

и учитывающей линейные вертикальные и угловые продольные и поперечные колебания подрессоренной массы и вертикальные линейные неподдресоренных масс, описывается системой уравнений относительно положения статического равновесия в виде [3, 4]:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{z} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 P_{jil} &= 0; \\ J_y \ddot{\phi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 l_{il} P_{jil} &= 0; \\ J_x \ddot{\psi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 b_{il} P_{jil} &= 0; \\ m_{il} \ddot{z}_{il} - (P_{1il} + P_{2il} + P_{3il}) + P_{4il} + P_{5il} &= 0, \\ l = 1, 2; i = \overline{1, n}; j = 1, 2, 3, \end{aligned} \right\} (1)$$

с начальными условиями при $t \geq t_0$:

$$\begin{aligned} z|_{t=t_0} &= z_0, \quad \dot{z}|_{t=t_0} = \dot{z}_0; \\ \phi|_{t=t_0} &= \phi_0, \quad \dot{\phi}|_{t=t_0} = \dot{\phi}_0; \\ \psi|_{t=t_0} &= \psi_0, \quad \dot{\psi}|_{t=t_0} = \dot{\psi}_0; \\ z_{il}|_{t=t_0} &= z_{0il}, \quad \dot{z}_{il}|_{t=t_0} = \dot{z}_{0il}; i = \overline{1, n}, l = 1, 2. \end{aligned}$$

Здесь z, ϕ, ψ, z_{il} – фазовые координаты системы (рис. 1); M – подрессоренная масса; J_y – момент инерции подрессоренной массы относительно оси тангажа; J_x – то же относительно оси крена; l – индекс борта; i – то же номера опоры; j – то же типа упруго-диссипативного элемента ($j = 1$ – упругий элемент; $j = 2$ – амортизатор; $j = 3$ – условный элемент сухого трения); P_{jil} – нелинейная характери-

стика восстанавливающей силы элемента il -подвески; l_{il} – расстояние по горизонтали от центра масс до оси il -го колеса; b_{il} – расстояние в поперечной плоскости от центра il -го колеса до вертикальной плоскости, проходящей через ось крена; P_{4il}, P_{5il} – соответственно диссипативная и упругая силы в il -й шине в нормальном направлении.

Аргументы характеристик определяются соотношениями:

$$\Delta_{il} = z + l_{il}\phi + b_{il}\psi - z_{il};$$

$$\dot{\Delta}_{il} = \dot{z} + l_{il}\dot{\phi} + b_{il}\dot{\psi} - \dot{z}_{il};$$

$$\delta_{il} = z_{il} - q_{il}; \quad \dot{\delta}_{il} = \frac{d}{dt}\delta_{il},$$

где $\delta_{il}, \dot{\delta}_{il}$ – соответственно высота и скорость изменения высоты неровности профиля дорожного покрытия (внешние возмущения).

Расчетная схема машины показана на рис. 1. Характеристики упруго-диссипативных элементов, связывающие подрессоренную массу M с неподдресоренными массами m_{il} , могут быть существенно нелинейными, как, например, квадратичная характеристика амортизатора P_{2il} либо характеристика гидропневматического упругого элемента P_{1il} [4]. В зависимости от целей исследований могут приниматься различные схемы, отличающиеся точностью представления в них частей и агрегатов машины.

Например, к данной расчетной схеме могут быть добавлены элементы вторичного подрессорирования (кабина, платформа, сиденье водителя и т.д.).

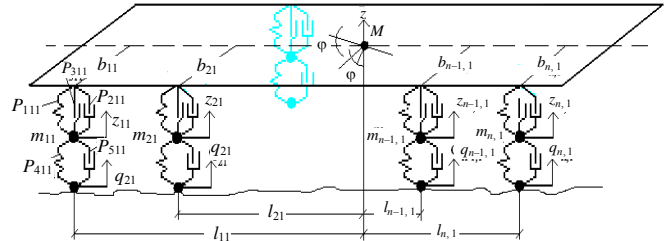


Рис. 1. Расчетная схема пространственных колебаний многоопорной машины

Ниже приведены некоторые результаты компьютерного моделирования на примере четырехосной колесной машины, полученные в ADMOS.

Компьютерная модель тестируемой многоопорной машины показана на рис. 2. В табл. 1 приведены ее основные геометрические и физико-механические параметры.

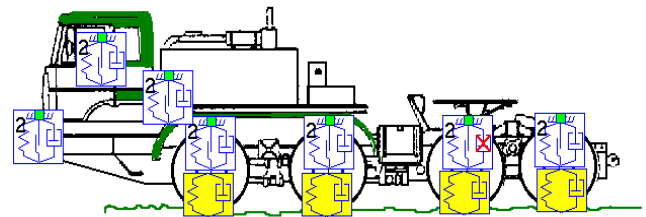


Рис. 2. Компьютерная модель многоопорной машины

Таблица 1

Параметры многоопорной машины

Параметр	Размерность	Номер опоры			
		1-я	2-я	3-я	4-я
Шасси					
Расстояние между колесами в продольной плоскости:					
1-м и 2-м	м	2,2			
2-м и 3-м	м	3,3			
3-м и 4-м	м	2,52			
Расстояние между колесами в поперечной плоскости	м	1,4	1,4	1,4	1,4
Недрессоренная масса	кг	400	400	730	730
Поддрессоренная масса	кг	32200			
Момент инерции I_y	кг·м ²	479300			
Момент инерции I_x	кг·м ²	473000			

Параметр	Размерность	Номер опоры			
		1-я	2-я	3-я	4-я
Упругие элементы подвески					
Динамический ход общий	м	0,26	0,26	0,26	0,26
Динамический ход сжатия	м	0,13	0,13	0,13	0,13
Динамический ход отбоя	м	0,13	0,13	0,13	0,13
Жесткость упругого элемента	Н/м	3,9Е5	3,9Е5	3,9Е5	3,9Е5
Диссипативные элементы					
Коэффициент сопротивления амортизатора на ходе:					
сжатия		3000	3000		3000
отбоя	Н·с/м	14000	14000		14000
Сухое трение, в % к статическому весу	%	10	10	10	10
Шины					
Нормальная жесткость шины	Н/м	1,2Е6	1,2Е6	1,2Е6	1,2Е6
Коэффициент диссипации в шине в нормальном направлении	Н·с/м	10500	10500	10500	10500

На начальной стадии анализа, как правило, необходимо оценить реакцию объекта во временной области: определить собственные частоты и параметры затухания при свободных колебаниях, получить отклик системы в наблюдаемых точках на заданные входные воздействия как функции времени. Графики временных процессов, представленные на рис. 3а, демонстрируют затухающие свободные колебания вертикальных перемещений центра масс машины (координата z). На рис. 3б приведена реализация случайного процесса продольно-угловых колебаний поддресоренной части машины (координата φ) при ее движении со скоростью 36 км/ч по грунтовой дороге. Реализация дороги была сформирована по математической модели корреляционной функции вида

$$R_q(\tau) = 0,65e^{-1,1|\tau|} + 0,35e^{-1,5|\tau|} \cos 22,6\tau$$

со среднеквадратичным значением высоты неровностей $\sigma = 0,0387$ м.

Для оценки свойств машины как динамической системы наибольший интерес представляют различные статистические характери-

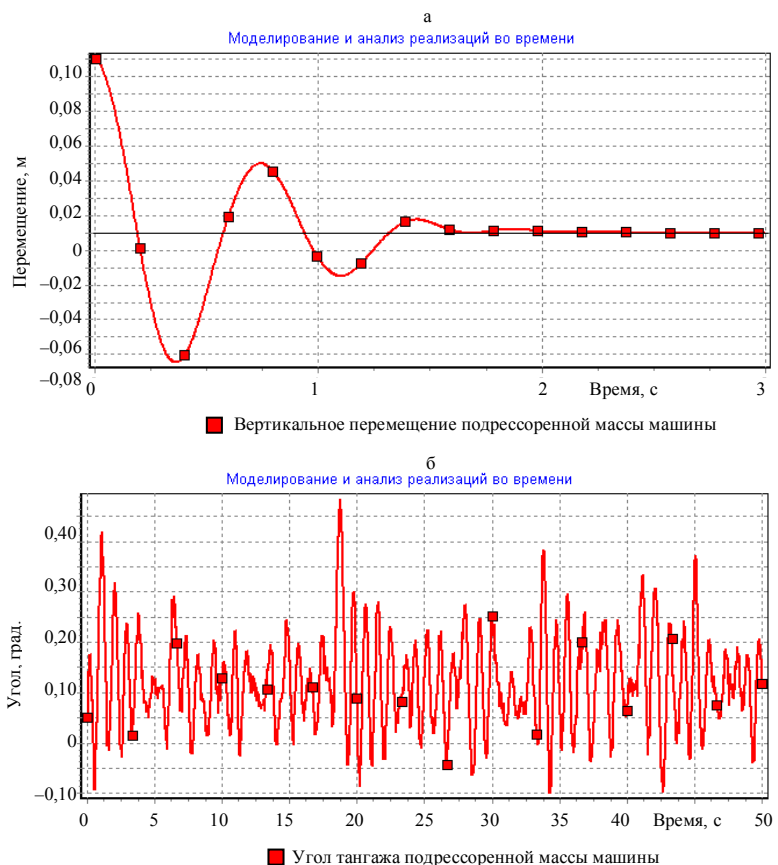


Рис. 3. Результаты временного анализа: а – свободные колебания центра масс z ; б – вынужденные угловые колебания поддресоренной массы машины φ

ки [5]: математическое ожидание, дисперсия, вероятности пробоев/отрывов, корреляционные и спектральные плотности и др.

На рис. 4 показаны результаты корреляционного и спектрального анализа вертикальных ускорений центра масс машины на заданное возмущение от дорожного полотна.

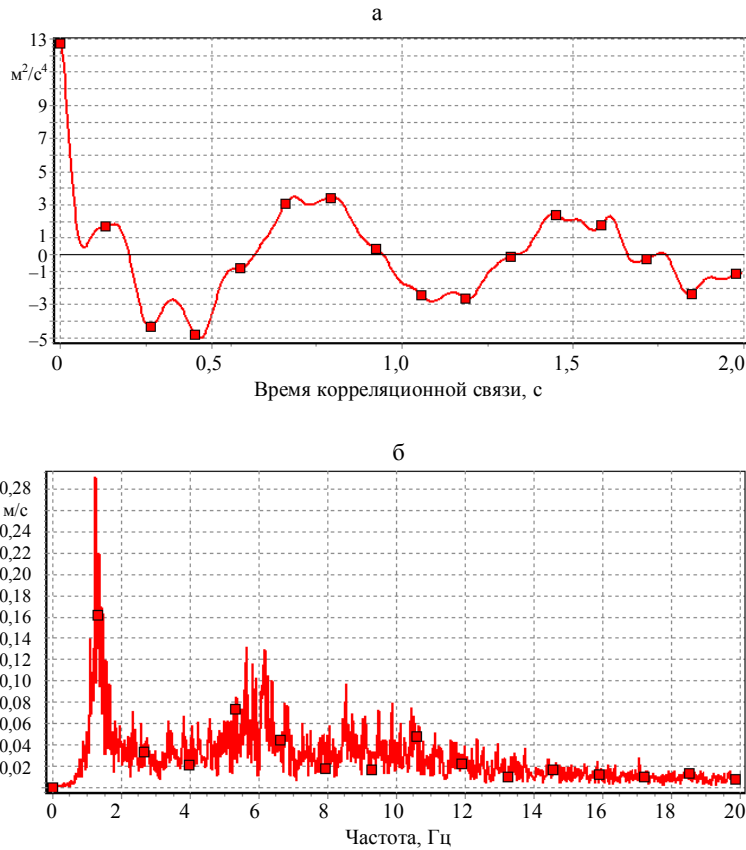


Рис. 4. Корреляционно-спектральные зависимости вертикальных ускорений центра масс машины: а – автокорреляционная функция; б – спектральная плотность

Автокорреляционная функция наблюдаемых переменных z , φ , ψ , z_{il} их первых и вторых производных, а также возмущений q_{il} вычисляется по формуле

$$R(\tau) = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^{N-\tau} (x_i - \bar{x})(x_{i+\tau} - \bar{x}), \quad (2)$$

где $\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i$ – математическое ожидание наблюдаемого временного ряда.

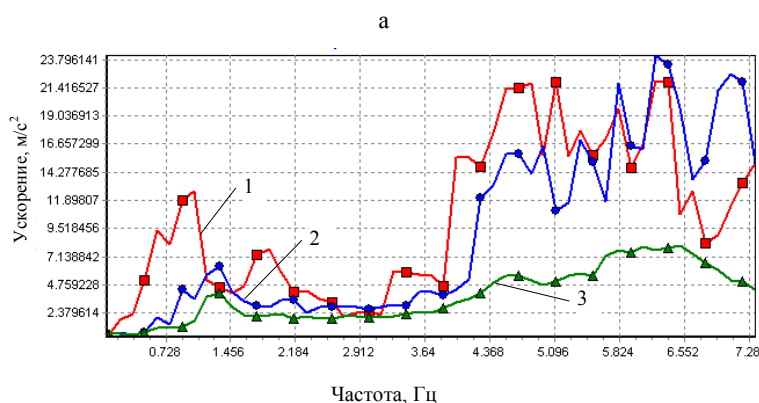
Из графика корреляционной кривой (рис. 4а) видно, что в данной случайной реализации ускорений содержатся скрытые периодичности с периодами $T_1 = 0,7$ с ($f = 1,43$ Гц) и $T_2 = 0,13$ с ($f = 7,7$ Гц), а дисперсия процесса $\sigma^2 = 12,72$ м²/с⁴.

Спектральная плотность ускорений (рис. 4б) позволяет определить преобладающие частоты в случайном процессе. Так, из рис. 4б видно, что основная энергия ускорений приходится на частотные диапазоны от 1 до 2 Гц и от 5 до 7 Гц. При этом на частоте 1,3 Гц наблюдается максимум. Вычисление спектра временного ряда, представленного $N = 16384$ значениями ускорений центра масс машины, реализовано с помощью алгоритма быстрого преобразования Фурье.

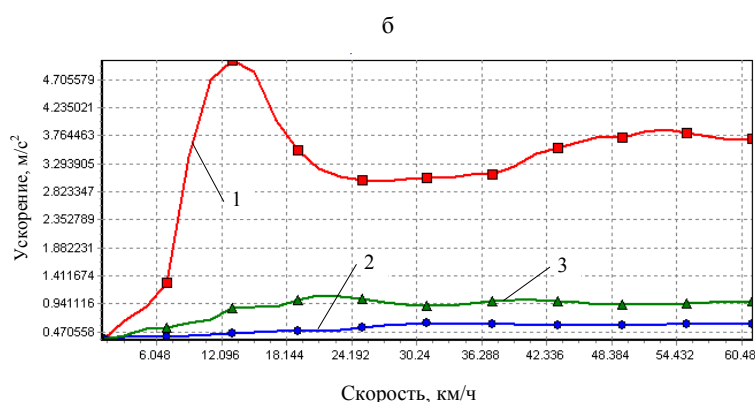
Амплитудно-частотный анализ позволяет установить зависимость наблюдаемой фазовой переменной от частоты возмущающего гармонического воздействия (длины неровностей, скорости движения машины). На рис. 5а приведены амплитудно-частотные характеристики вертикальных ускорений центра масс машины при движении по синусоидальной поверхности дороги. При этом рассмотрены случаи установившихся колебаний без установки амортизаторов на всех опорах (на рисунке обозначено 0000), с амортизаторами на крайних опорах (1001) и на всех опорах (1111). Из рис. 5 видно, что в системе наблюдаются две резонансные области: низкочастотная – от 1 до 1,5 Гц и высокочастотная – от 4,5 до 6,5 Гц.

Видно также влияние амортизаторов на колебательные процессы в центре масс машины в данных резонансных зонах от схемы их установки. Использование амортизаторов на всех опорах позволяет снизить вертикальные ускорения примерно в два раза в области низкочастотного резонанса и более чем в три раза – при высокочастотном резонансе.

На рис. 5б представлены зависимости среднеквадратичных ускорений в центре масс машины от скоростей движения в диапазоне от 5 до 60 км/ч при внешних воздействиях, передаваемых от статистических неровностей, соответствующих грунтовой, изношенной булыжной и асфальтовой дорогам.



1 – вертикальное ускорение поддресоренной массы машины – 0000;
2 – то же – 1001; 3 – то же – 1111



1 – вертикальное ускорение поддресоренной массы машины – грунтовая;
2 – то же – асфальт; 3 – то же – булыжная изношенная

Рис. 5. Амплитудно-частотные и статистические характеристики колебаний многоопорной машины

ВЫВОД

Приведенные модели, методики и алгоритмы в совокупности с системой поддержки при-

нятия решений ADMOS дают возможность решать различные задачи анализа, связанные с исследованием динамических процессов, возникающих при движении многоопорных машин в заданных условиях эксплуатации при вариациях упруго-диссипативных и геометрических параметров, как показано на примере, описанном в данной статье. Система ADMOS позволяет в предельно короткие сроки произвести моделирование колебаний существующего либо проектируемого изделия многоопорной машины по выбранной типовой расчетной схеме.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гурский, Н. Н. Моделирование и оптимизация колебаний многоопорных машин / Н. Н. Гурский, Р. И. Фурунжиев. – Минск: Изд-во БНТУ, 2008. – 296 с.
2. Фурунжиев, Р. И., Гурский Н. Н. Программное обеспечение моделирования и оптимизации динамических систем ADMOS. Роспатент: свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2000610671 от 21 июля 2000 г. (Copyright of the ADMOS) / Р. И. Фурунжиев, Н. Н. Гурский.
3. Смирнов, Г. А. Теория движения колесных машин / Г. А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
4. Фурунжиев, Р. И. Автоматизированное проектирование колебательных систем / Р. И. Фурунжиев. – Минск: Вышэйш. шк., 1977. – 458 с.
5. Силаев, А. А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. – М.: Машгиз, 1963. – 168 с.

Поступила 12.02.2009