



УДК 004.438

А.А. Акишин

ПРИМЕНЕНИЕ ПАКЕТА MATLAB-SIMULINK ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ В ПРОГРАММНО-АППАРАТНОМ КОМПЛЕКСЕ РЕАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ

А.А. Akishin

MATLAB-SIMULINK APPLICATION TO MODELLING THE MECHANICAL VIBRATION USING REAL-TIME SOFTWARE AND HARDWARE

Рассмотрена задача моделирования механических колебаний железнодорожного подвижного состава в пакете MatLab-Simulink и использование для расчетов программно-аппаратного комплекса реального времени.

ПРОГРАММНО-АППАРАТНЫЙ КОМПЛЕКС РЕАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ; MATLAB-SIMULINK; МЕХАНИЧЕСКИЕ КОЛЕБАНИЯ.

This article deals with the problem of modelling the mechanical vibrations of rail vehicles in MatLab-Simulink and calculations using real-time software and hardware.

REAL-TIME SOFTWARE AND HARDWARE; MATLAB-SIMULINK; MECHANICAL VIBRATIONS.

Программно-аппаратный комплекс (ПАК), разработанный на кафедре электрической тяги Московского государственного университета путей сообщения, помимо расчета электромагнитных процессов позволяет исследовать в реальном времени и механические процессы колебаний рельсовых экипажей. Эта возможность обусловлена тем, что в программном пакете MatLab-Simulink, применяемом при программировании задач для ПАК, имеются блоки операционных усилителей, позволяющие составлять программы решения дифференциальных уравнений механических колебаний так же, как это ранее выполнялось на аналоговых вычислительных машинах в виде структурных блок-схем. Но при этом решение уравнений будет выполняться цифровым способом, а использование ПАК позволяет быстрее реализовать процесс такого решения.

Для примера составим в пакете MatLab-Simulink программу моделирования свободных механических колебаний упрощенной двухмассовой модели рельсового экипажа (рис. 1).

Колебания этой модели описываются системой двух уравнений:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 + (\beta_1 + \beta_2) \dot{z}_1 + (ж_1 + ж_2) z_1 - \\ - \beta_2 \dot{z}_2 - ж_2 z_2 = 0 \\ -\beta_2 \dot{z}_1 - ж_2 z_1 + m_2 \ddot{z}_2 + \beta_2 \dot{z}_2 + ж_2 z_2 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Преобразуем данную систему к виду:

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 = \frac{1}{m_1} (-(\beta_1 + \beta_2) \dot{z}_1 - (ж_1 + ж_2) z_1 + \\ + \beta_2 \dot{z}_2 + ж_2 z_2) \\ \ddot{z}_2 = \frac{1}{m_2} (\beta_2 \dot{z}_1 + ж_2 z_1 - \beta_2 \dot{z}_2 - ж_2 z_2) \end{cases} \quad (2)$$

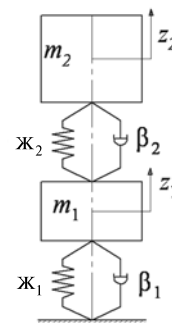


Рис. 1. Общий вид двухмассовой модели

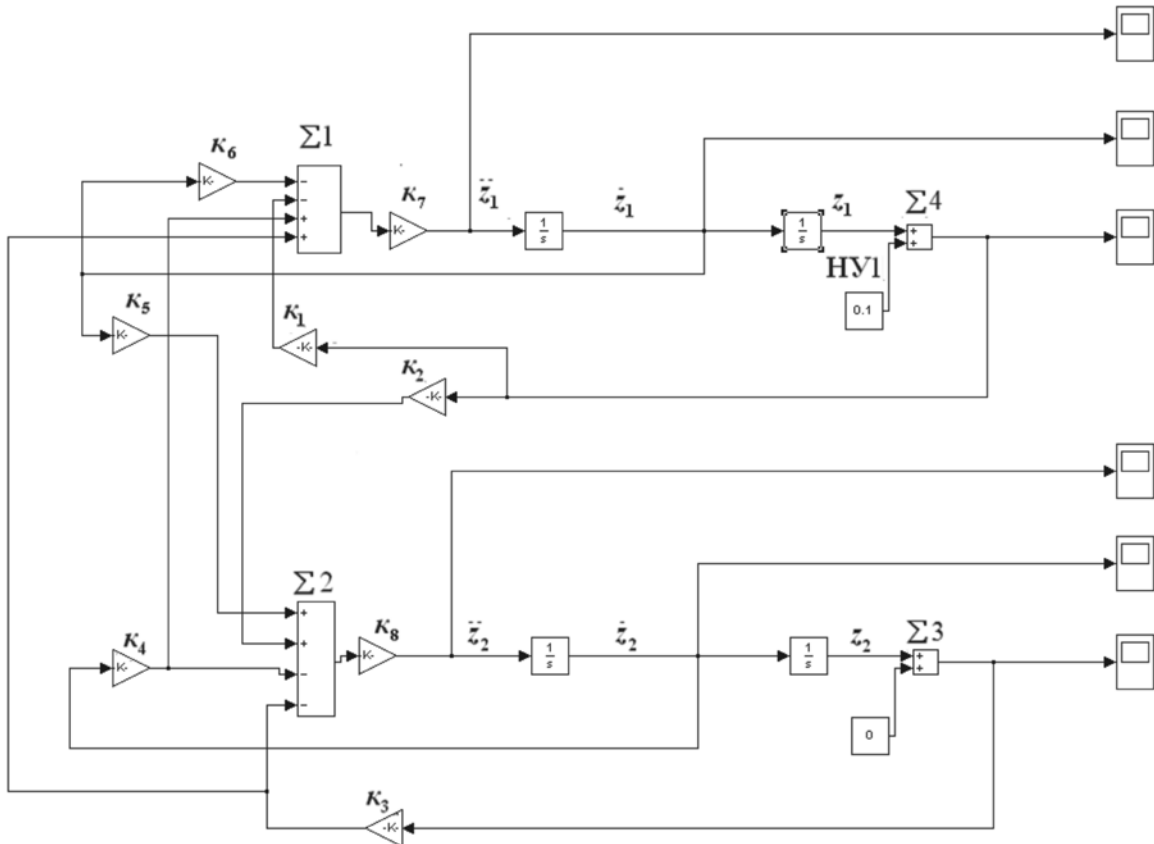


Рис. 2. Структурная блок-схема решения уравнений (2) в пакете MatLab-Simulink

Программа решения данной системы уравнений в пакете MatLab-Simulink (рис. 2) суммирует все силы, стоящие в правой части второго уравнения системы (2) в сумматорах $\Sigma 1$ и $\Sigma 2$. На вход этих сумматоров поступают координаты z_1 и z_2 , а также скорости \dot{z}_1 и \dot{z}_2 с выхода соответствующих операционных усилителей $\frac{1}{s}$ (в обозначениях пакета MatLab-Simulink) [1]. Эти координаты и скорости в усилительных элементах $\kappa_1 \div \kappa_6$ умножаются на соответствующие множители $\beta_2, \beta_1 + \beta_2$, а также j_2 и $j_1 + j_2$. Сигналы с выхода $\Sigma 1$ и $\Sigma 2$ делятся на соответствующие значения масс m_1 и m_2 в усилителях κ_7 и κ_8 . На выходе этих усилителей получают значения сигналов, соответствующие правым частям уравнений системы (2), т. е. равные ускорениям \ddot{z}_1 и \ddot{z}_2 . Интегрирование этих производных в операционных усилителях позволяет получить сигналы скоростей \dot{z}_i и перемещений z_i . Структурная блок-схема решения

(рис. 2) отличается большей наглядностью и упрощает процедуру отладки программ.

Примем начальные условия для исследования свободных колебаний следующими: $\dot{z}_i = 0$, $z_2 = 0$ и $z_1 = 0,1$ м. Эти начальные условия можно задать через блоки НУ1 и НУ2. При задании начальных условий возникают свободные колебания системы.

Графики полученных свободных колебаний и их амплитудные спектры Фурье, вычисленные с помощью алгоритма «быстрого преобразования Фурье» (БПФ) [2], имеющегося в составе пакета MatLab, приведены на рис. 3 и 4.

Как видно из этих рисунков, свободные колебания имеют затухающий характер, что обусловлено наличием гидравлических гасителей колебаний в исследуемой модели (см. рис. 1). В амплитудном спектре имеются два ярко выраженных максимума, первый максимум приходится на частоту свободных колебаний второй массы $f_{св2} = 1,2$ Гц, а второй максимум – на ча-

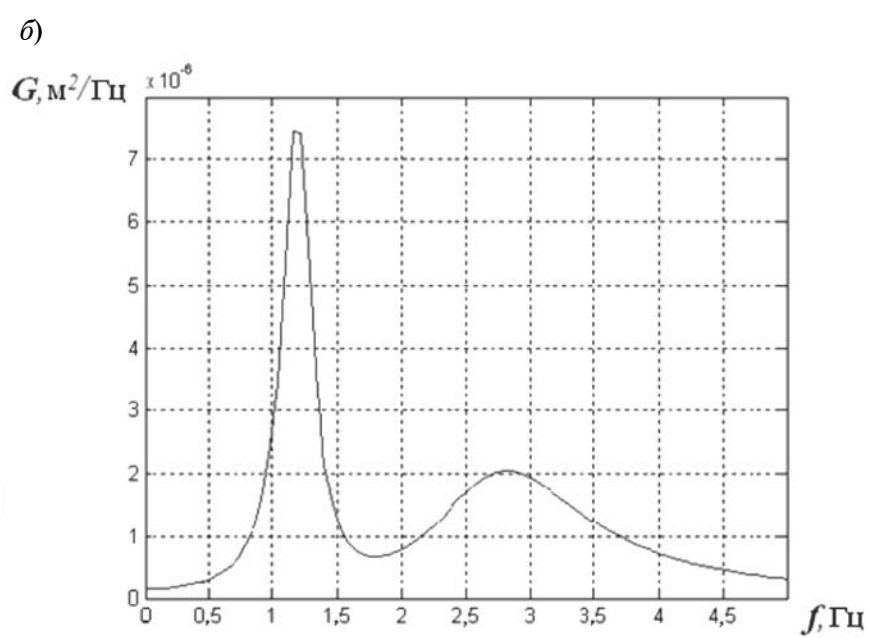
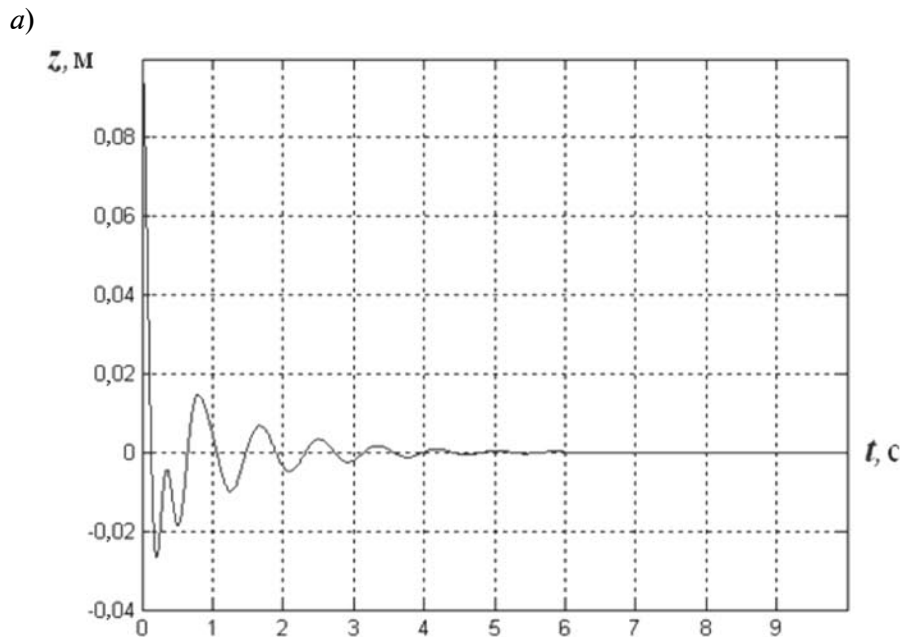


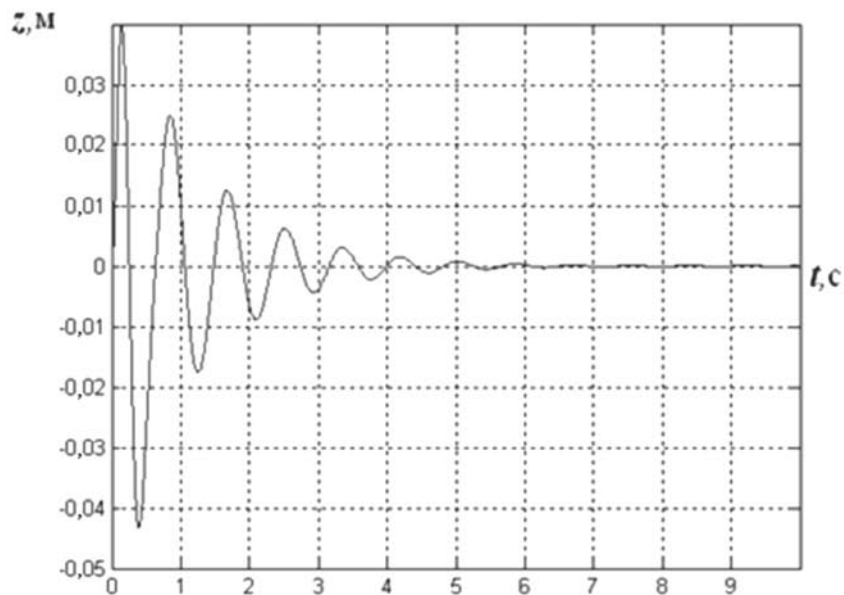
Рис. 3. Реализация процесса свободных колебаний первой массы (a) и его амплитудный спектр (б)

стоту свободных колебаний первой массы $f_{св1} = 2,7$ Гц. При этом амплитуда колебаний второй массы с частотой $f_{св1}$ значительно меньше, чем с частотой $f_{св2}$. Эти результаты практически совпадают с данными, приведенными в [3–5].

Аналогичным образом можно разрабатывать программы исследования колебаний более сложных моделей рельсовых экипажей.

Большие преимущества будут получены при использовании ПАК для исследования вынужденных колебаний при случайных процессах возмущений в виде неровностей рельсового пути длительностью 30 с [6]. Время расчета случайных колебаний системы на персональном компьютере составляет 5,5 ч. Применение ПАК позволяет уменьшить это время до 30 с, т. е.

а)



б)

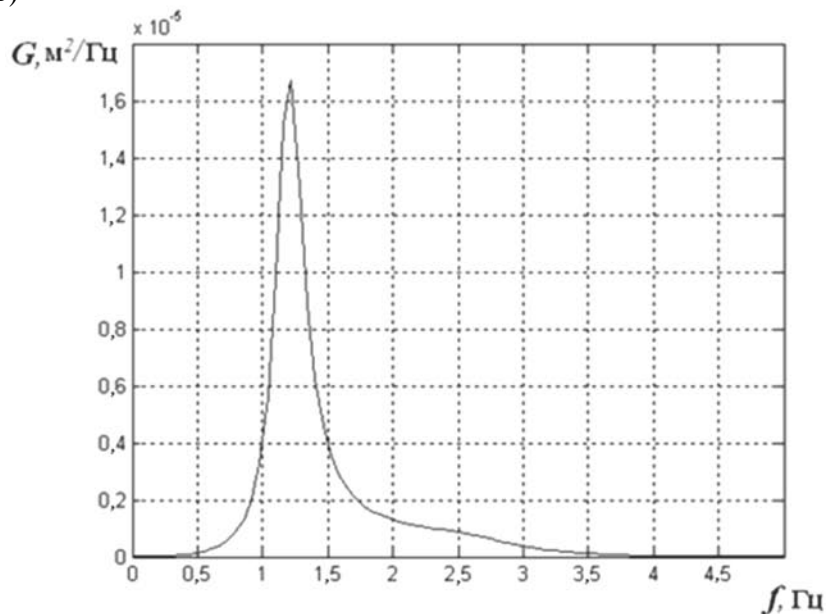


Рис. 4. Реализация процесса свободных колебаний второй массы (а) и его амплитудный спектр (б)

до длительности задаваемого процесса возмущения. Таким образом, время вычисления ускоряется в 660 раз.

Применение пакета MatLab-Simulink для программирования колебаний механических систем позволяет выполнять про-

граммирование в виде составления структурных блок-схем, использование которых упрощает процедуру отладки программ.

Использование данного пакета дает возможность выполнять исследование механических колебаний на ПАК реального времени.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Дьяконов В.П.** D93 MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6. Основы применения. Серия «Библиотека профессионала». – М.: СОЛОН Пресс, 2005. – 800 с.
2. **Дженкинс Г.М., Ваттс Д.Г.** Спектральный анализ и его применение. – М.: Мир, 1971.
3. **Бирюков И.В., Савоськин А.Н., Бурчак Г.П. и др.** Механическая часть тягового подвижного состава: Учебник для вузов ж.-д. трансп.; Под ред. Бирюкова И.В. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с.
4. **Фундаментальные проблемы динамики и прочности подвижного состава // Юбилейный сб. науч. тр. – М.: МИИТ, 1997. – Вып. 912. – 103 с.**
5. **Гарг В.К., Дуккипати Р.В.** Динамика подвижного состава: Пер. с англ. / Под. ред. Н.А. Панькина. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
6. **Савоськин А.Н., Кочергин В.В., Поляков А.И.** Вертикальные и горизонтальные возмущения на рельсовом полотне // Мир транспорта. – 2005. – № 4.
7. **Бендат Дж., Пирсол А.** Измерение и анализ случайных процессов. – М.: Мир, 1977. – 464с.

REFERENCES

1. **D'iakonov V.P.** D93 MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6. Osnovy primeneniia / Ser. Biblioteka professionala. – Moscow: SOLON Press, 2005. – 800 s. (rus)
2. **Dzhenkins G.M., Vatts D.G.** Spektral'nyi analiz i ego primeneniie. – Moscow: Mir, 1971. (rus)
3. **Biriukov I.V., Savos'kin A.N., Burchak G.P. i dr.** Mekhanicheskaiia chast' tiagovogo podvizhnogo sostava: uchebnik dlia vuzov zh.-d. transp; Pod red. Biriukova I.V. – Moscow: Transport, 1992. – 440 s. (rus)
4. **Fundamental'nye problemy dinamiki i prochnosti podvizhnogo sostava / Iubileinyi sb. nauch. tr. – Moscow: Izd-vo MIIT, 1997. – Vyp. 912. – 103 s. (rus)**
5. **Garg V.K., Dukkupati R.V.** Dinamika podvizhnogo sostava: per. s angl.; Pod. red. Pan'kina N.A. – Moscow: Transport, 1988. – 391 s. (rus)
6. **Savos'kin A.N., Kochergin V.V., Poliakov A.I.** Vertikal'nye i gorizon-tal'nye vozmushcheniia na rel'sovom polotne / Mir transporta. – 2005. – № 4. (rus)
7. **Bendat Dzh., Pirsol A.** Izmerenie i analiz sluchainykh protsessov. – Moscow: Mir, 1974. – 464 s. (rus)

АКИШИН Александр Александрович – аспирант кафедры электрической тяги Института транспортной техники и систем управления Московского государственного университета путей сообщения. 127994, Россия, Москва, ул. Образцова, д. 9.
E-mail: Elmechtrans@mail.ru

AKISHIN, Alexandr A. Moscow State University of Railway Engineering. 127994, Obraztsova Str. 9, Moscow, Russia.
E-mail: elmechtrans@mail.ru