Литература

1. Арутюнов В.С. Некоторые проблемы энергетики начала 21 века. Российский химический журнал, 2008, т.LII, №6.
2. Брагинский О.Б. Альтернативные моторные топлива: мировые тенденции и выбор для России. Российский химический журнал, 2008, т.LII, №6.
3. Альтернативные экологически чистые виды топлива для автомобилей: Свойства, разновидности, применение / В.Е. Емельянов, Н.Ф. Крылов. – М.: ООО «Издательство Астрель»: ООО «Издательство Аст», 2004. – 128 с.
4. Кириллов Н.Г. Природный газ и биоресурсы, как альтернативные виды моторного топлива для автотранспорта России. Биоэнергетика, 2007, №2.
5. Патент MD G2 3011. Способ получения биодизельного топлива.
6. Патент РФ RU2365625. Способ обработки растительного масла.
7. Патент РФ RU C2 2346027. Способ получения дизельных топлив из растительных масел и установка для его осуществления.
8. Патент РФ RU C1 2217471. Способ получения искусственного нефтеподобного вещества из растительного сырья и устройство для его осуществления.
9. Патент РФ RU C2 2349624. Способ и установка для переработки органического и минерального вещества в жидкое и газообразное топливо.
10. Патент РФ RU C1 2129584. Способ получения моторного топлива.
11. Патент РФ на полезную модель МПК F02M 27/04. Устройство для обработки топлива двигателя внутреннего сгорания.

Использование формальных методов для получения математической модели колебательной системы

к.т.н. проф. Щетинин Ю.С.

МГТУ «МАМИ»

8(495)223-05-23 (доб.15-27), jsetinin@mail.ru

Аннотация. Применительно к динамической системе, предназначенной для исследования продольных колебаний остова тяговой колесной машины, получена математическая модель ее движения на основе традиционных методов и с использованием формальных методов. Дана сравнительная оценка этих методов.

Ключевые слова: колебательная система, математическая модель, матрица коэффициентов, уравнение движения.

Математическая модель (ММ) движения механической колебательной системы представляет собой совокупность дифференциальных уравнений с граничными и начальными условиями, а также с дополнительными соотношениями типа уравнений связи. В основу разработки методов математического описания движения механических систем с конечным числом степеней свободы положены теоремы классической механики. В настоящее время при составлении уравнений движения колебательных систем чаще всего применяют один из двух методов [1].

В случае, когда система относительно простая, используется *принцип Даламбера*, который сводится к тому, что уравнения динамики механической системы формально совпадают с уравнениями ее равновесия, если к действующим внешним силам, внутренним силам и реакциям связей добавить фиктивные (даламберовы) силы инерции.

Для более сложных механических систем составляются *уравнения Лагранжа* (второго рода). Это дифференциальные уравнения, соответствующие вариационному принципу Гамильтона. Совокупность уравнений Лагранжа для механической системы описывает ее движение наиболее экономным образом и является основным рабочим аппаратом для ее анализа.

В зависимости от характера ограничений, наложенных на силы и связи, уравнения Лагранжа могут иметь различный вид. В тех случаях, когда в системе присутствуют консервативные силы, влияние этих сил целесообразно учитывать через их потенциальную энергию, а не через обобщенные силы. Для учета рассевания энергии в уравнениях Лагранжа используется *диссипативная функция Релея.*

Общий вид уравнений Лагранжа имеет вид:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j}\right)+\frac{\partial F}{\partial \dot{q}_j}-\frac{\partial (T-U)}{\partial q_j}=Q_j \quad (j=1,2,...,n) \tag{1}$$

Здесь T – кинетическая энергия системы; U – потенциальная энергия; F - диссипативная функция Релея; Q_j – обобщенные силы; q_j – обобщенные координаты; $\dot{q}_j$ - обобщенные скорости; n – число обобщенных координат (скоростей), равное числу степеней свободы системы; t – время (независимая переменная).

При использовании традиционных методов получения ММ движения механической системы после выбора расчетной схемы приходится вручную выполнять ряд процедур, таких, например, как вывод выражений для определения кинетической и потенциальной энергии системы, диссипативной функции Релея, вычисление производных от этих выражений, вывод выражений для обобщенных сил. Кроме того, требуется выполнение и операций нетворческого характера, связанные, например, с представлением модели в общепринятой форме.

Все это требует от исполнителя определенной теоретической подготовки, навыков и внимания. Но даже при соблюдении этих требований при ручных методах вывода уравнений существует вероятность появления ошибок, которые необходимо своевременно обнаруживать и исправлять. Задача эта непростая, но вполне разрешимая. В настоящее время традиционные ручные методы разработки математических моделей механических систем широко применяются, но, на наш взгляд, целесообразность их использования с точки зрения их эффективности во многих случаях не оправдана.

Представление дифференциальных уравнений движения системы в виде аналитических зависимостей необходимо, если в дальнейшем предполагается выполнять их анализ теоретическими методами или использовать их для получения других математических моделей в аналитическом виде. Во многих случаях дифференциальные уравнения движения системы получают для реализации их на ЭВМ. При этом требуется очередное преобразование уравнений из аналитической формы в форму представления на алгоритмическом языке, что связано с дополнительными затратами средств и возможностью появления ошибок.

В настоящее время существуют методы, позволяющие значительно упростить процесс разработки ММ и представления ее в форме, удобной для реализации на ЭВМ. Методы основаны на формальном представлении структуры механической системы с конечным числом степеней свободы в виде совокупности отдельных элементов, объединенных между собой. Методы предполагают разбиение всей системы на отдельные элементы, описание свойств каждого элемента на уровне взаимодействия их между собой и последующее объединение их в единую структуру на основе связей.

Возможность использования формальных методов предполагает принятие определенных допущений. Считается, что все элементы системы относятся к одной из пяти групп элементов: инерционные элементы (накапливают кинетическую энергию); элементы диссипативные (преобразуют энергию в тепло); упругие элементы (накапливают потенциальную энергию); источники сил и моментов; источники скоростей. Инерционные элементы представляют собой сосредоточенные массы, силы инерции (моменты сил инерции) пропорциональны ускорениям, коэффициентами пропорциональности являются массы элементов m (моменты инерции J). Считается, что силы трения в диссипативных элементах пропорциональны скорости их деформации, коэффициентами пропорциональности являются коэффициенты демпфирования k. Для упругих элементов сила упругости пропорциональна величине деформации элемента, коэффициентами пропорциональности являются коэффициенты жесткости c. Источники силы (момента) действуют на инерционные элементы, источники скорости – на упругие и диссипативные элементы.

Как видим, эти допущения не выходят за рамки допущений, обычно принимаемых при традиционных методах получения ММ. Если для описания элемента предполагается использовать оригинальную ММ, то этот элемент можно ввести в систему посредством, например, обобщенной силы.

Рассмотрим возможность использования формальных методов получения математической модели для исследования продольных колебаний остова тяговой колесной машины. Предположим, что в результате выполнения определенного этапа работ была выбрана расчетная схема, изображенная на рисунке 1. Вопросы выбора схемы здесь не обсуждаются.

Система имеет десять степеней свободы. Для описания движения относительно подвижной системы координат XOZ введены обобщенные координаты $q_1 \ldots q_{10}$. Четыре сосредоточенные массы $m_1 \ldots m_4$ совершают поступательные движения, пять масс с моментами инерции J_0, J_{01}, J_{02}, J_3 и J_4 совершают вращательные движения. Упругие и демпфирующие свойства шин, подвески, сцепки, орудия и трансмиссии учтены использованием девяти упругих элементов с коэффициентами диссипации $k_1 \ldots k_9$ и коэффициентами жесткости $c_1 \ldots c_9$. Изменение реакций под колесами и изменение крутящего момента двигателя относительно принятого состояния равновесия учтены введением внешних сил X_1, X_2, Z_1, Z_2 и момента $M_д$.

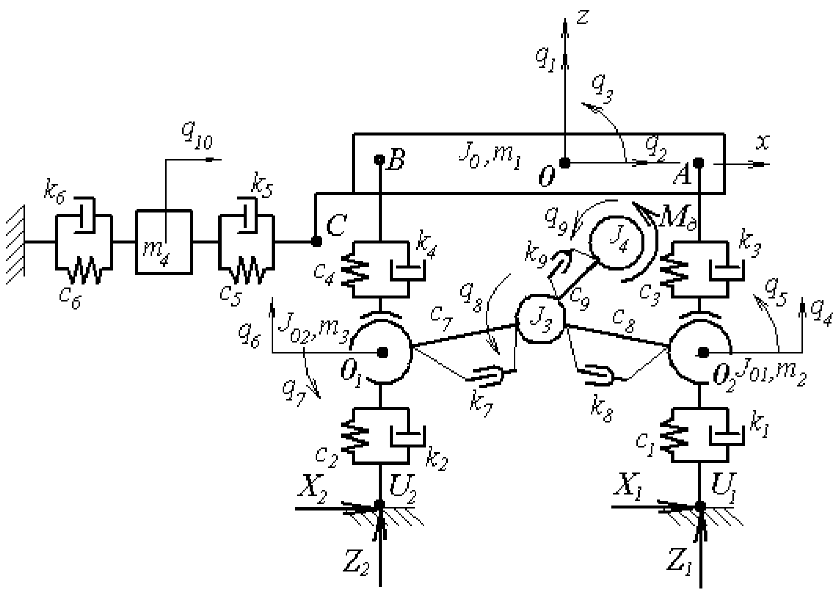

Рисунок 1 – Расчетная схема

А. Дифференциальные уравнения движения системы, полученные традиционным методом имеют вид:

$$m_1\ddot{q}_1 + (k_3 + k_4)\dot{q}_1 + (k_3 x_A + k_4 x_B)\dot{q}_3 - k_3\dot{q}_4 - k_4\dot{q}_6 + (c_3 + c_4)q_1 + (c_3 x_A + c_4 x_B)q_3 - c_3 q_4 - c_4 q_6 = 0;$$

$$(m_1 + m_2 + m_3)\ddot{q}_2 + k_5\dot{q}_2 - k_5 z_C\dot{q}_3 - k_5\dot{q}_{10} + c_5 q_2 - c_5 z_C q_3 - c_5 q_{10} = X_1 + X_2;$$

$$J_0\ddot{q}_3 + (k_3 x_A + k_4 x_B)\dot{q}_1 - k_5 z_C\dot{q}_2 + (k_3 x_A^2 + k_4 x_B^2 + k_5 z_C^2)\dot{q}_3 - k_3 x_A\dot{q}_4 - k_4 x_B\dot{q}_6 + k_5 z_C\dot{q}_{10} +$$
$$+(c_3 x_A + c_4 x_B)q_1 - c_5 z_C q_2 + (c_3 x_A^2 + c_4 x_B^2 + c_5 z_C^2)q_3 - c_3 x_A q_4 - c_4 x_B q_6 + c_5 z_C q_{10} = -X_1 z_{U1} - X_2 z_{U2};$$

$$m_1\ddot{q}_4 - k_3\dot{q}_1 - k_3 x_A\dot{q}_3 + (k_1 + k_3)\dot{q}_4 - c_3 q_1 - c_3 x_A q_3 + (c_1 + c_3)q_4 = Z_1;$$

$$J_{O1}\ddot{q}_5 + k_8\dot{q}_5 - k_8\dot{q}_8 + c_8 q_5 - c_8 q_8 = X_1(z_{O1} - z_{U1}); \qquad (2)$$

$$m_2\ddot{q}_6 - k_4\dot{q}_1 - k_4 x_B\dot{q}_3 + (k_2 + k_4)\dot{q}_6 - c_4 q_1 - c_4 x_B q_3 + (c_2 + c_4)q_4 = Z_2;$$

$$J_{O1}\ddot{q}_7 + k_7\dot{q}_7 - k_8\dot{q}_8 + c_7 q_7 - c_8 q_8 = X_2(z_{O2} - z_{U2});$$

$$J_{O3}\ddot{q}_8 - k_8\dot{q}_5 - k_7\dot{q}_6 + (k_7 + k_8 + k_9)\dot{q}_8 - k_9\dot{q}_9 - c_8 q_5 - c_7 q_6 + (c_7 + c_8 + c_9)q_8 - c_9 q_9 = 0;$$

$$J_{O3}\ddot{q}_9 - k_9\dot{q}_9 - c_9 q_9 = M_д;$$

$$m_3\ddot{q}_{10} - k_5\dot{q}_1 + k_5 z_C\dot{q}_3 + (k_5 + k_6)\dot{q}_{10} - c_5 q_1 + c_5 z_C q_3 + (c_5 + c_6)q_{10} = 0.$$

Численные методы, реализуемые на ЭМ, обычно требуют преобразования систем уравнений к матричному виду. Для нашего случая, это уравнение вида

$$A\ddot{\vec{q}} + B\dot{\vec{q}} + C\vec{q} = \vec{Q}, \tag{3}$$

где: A – матрица инерционных коэффициентов; B – матрица коэффициентов диссипации; C – матрица коэффициентов жесткости; $\vec{Q}$ – вектор обобщенных сил; $\vec{q}, \dot{\vec{q}}, \ddot{\vec{q}}$ - векторы (матрицы-столбцы) соответственно обобщенных координат, обобщенных скоростей и обобщенных ускорений.

Для рассматриваемой задачи

$$A = \begin{pmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1+m_2+m_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{01} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{02} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_4 \end{pmatrix}; \tag{4}$$

$$B = \begin{pmatrix} k_3+k_4 & 0 & k_3x_A+k_4x_B & -k_3 & 0 & -k_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_5 & -k_5z_C & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_5 \\ k_3x_A+k_4x_B & -k_5z_C & k_3x_A^2+k_4x_B^2+k_5z_C^2 & -k_3x_A & 0 & -k_4x_B & 0 & 0 & 0 & k_5z_C \\ -k_3 & 0 & -k_3x_A & k_1+k_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_8 & 0 & 0 & -k_8 & 0 & 0 \\ -k_4 & 0 & -k_4x_B & 0 & 0 & k_2+k_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_7 & -k_8 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_8 & -k_7 & 0 & k_7+k_8+k_9 & -k_9 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_9 & 0 \\ -k_5 & 0 & k_5z_C & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_5+k_6 \end{pmatrix}; \tag{5}$$

$$C = \begin{pmatrix} c_3+c_4 & 0 & c_3x_A+c_4x_B & -c_3 & 0 & -c_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_5 & -c_5z_C & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 \\ c_3x_A+c_4x_B & -c_5z_C & c_3x_A^2+c_4x_B^2+c_5z_C^2 & -c_3x_A & 0 & -c_4x_B & 0 & 0 & 0 & c_5z_C \\ -c_3 & 0 & -c_3x_A & c_1+c_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_8 & 0 & 0 & -c_8 & 0 & 0 \\ -c_4 & 0 & -c_4x_B & 0 & 0 & c_2+c_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_7 & -c_8 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_8 & -c_7 & 0 & c_7+c_8+c_9 & -c_9 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_9 & 0 \\ -c_5 & 0 & c_5z_C & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_5+c_6 \end{pmatrix}; \tag{6}$$

$$\vec{Q} = \left(0,\ \ X_1+X_2,\ \ -X_1z_{U1}-X_2z_{U2},\ \ Z_1\ \ X_1(z_{O1}-z_{U1}),\ \ Z_2,\ \ X_2(z_{O2}-z_{U2}),\ \ 0,\ \ M_д,\ \ 0\right)^т; \tag{7}$$

$$\vec{q} = (q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6, q_7, q_8, q_9, q_{10})^т. \tag{8}$$

Здесь и далее т – оператор транспонирования матрицы.

Б. При использовании формальных методов получения ММ матрицы А, В и С формируются следующим образом.

Матрица А представляет собой диагональную матрицу размерностью $n \times n$, где n – число степеней свободы системы (число обобщенных координат). В данном случае

$$A = diag\left(m_1, m_1 + m_2 + m_3, J_0, m_2, \mathrm{J}_{01}, m_3, J_{02}, J_3, J_4, m_4\right). \tag{9}$$

Матрица С может быть получена способом [2], использующим следующий алгоритм:

$$C = \Delta^m \hat{C} \Delta. \tag{10}$$

Здесь $\hat{C}$ - диагональная матрица размерностью $k \times k$, элементами которой являются коэффициенты жесткости; Δ – некоторая матрица (назовем ее матрицей деформаций) размерностью $k \times n$, составленная по особым правилам и учитывающая особенность конкретной расчетной схемы; Δ^{T} – матрица размерностью $n \times k$, транспонированная по отношению к матрице Δ; k – число упругих элементов.

В нашем случае

$$\hat{C} = diag\left(c_1, c_2, c_3, c_4, c_5, c_6, c_7, c_8, c_9\right), \tag{11}$$

$$\Delta = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & +1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & +1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ +1 & 0 & x_A & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ +1 & 0 & x_B & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & +1 & -\mathrm{z}_{\mathrm{C}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & +1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & +1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & +1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & +1 & 0 \end{pmatrix}. \tag{12}$$

Формирование матрицы Δ производится вручную. Правила для этого довольно простые. К каждой строке матрицы привязан конкретный упругий элемент, к каждому столбцу – конкретная обобщенная координата. Матрицу удобно заполнять по столбцам, используя расчетную схему. Предположим, что лишь одна из обобщенных координат изменилась на величину, равную 1 в положительном направлении. Если при этом какой либо упругий элемент деформировался, то в соответствующую ячейку матрицы следует подставить величину этой деформации. За положительное направление деформации можно принять любое (сжатие или растяжение условной пружины, закрутка условного торсиона по часовой стрелке или против), но для всех элементов схемы оно должно быть одинаковым. В данном примере принято, что деформации, вызывающие растяжение условных пружин и закрутку условных торсионов против часовой стрелки, положительны.

Для получения матрицы В используется аналогичный алгоритм. При этом можно сформировать матрицу скоростей, подобную матрице Δ, но целесообразней воспользоваться самой матрицей Δ. В этом случае в расчетную схему вводят элементы диссипации для всех упругих связей, как это сделано в рассматриваемом примере, даже если их учет не предусматривается (достаточно задать для этих элементов малые величины коэффициентов диссипации). Тогда

$$B = \Delta^T \hat{B} \Delta; \tag{13}$$

$$\hat{\mathrm{B}} = \mathrm{diag}\left(k_1, k_2, k_3, k_4, k_5, k_6, k_7, k_8, k_9\right). \tag{14}$$

Вектор $\vec{Q}$ формируется вручную. Здесь учитываются все внешние силы, действующие на систему и силы, по каким-либо причинам не учтенные в матрицах В и С.

Таким образом, использование формальных методов при создании ММ колебательных систем позволяет существенно упростить эту процедуру и повысить качество результата.

Литература

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. – М.: Машиностроение, 1978- Т. 1. Колебания линейных систем / Под. ред. В.В.Болотина. 1978. 352 с.
2. Никитенко А.Н., Подрубалов В.К. Оценка вибронагруженности упругих элементов ходовой системы универсально-пропашного трактора. В кн.:III научно-техническая конференция «Повышение надежности и долговечности машин и сооружений». Тезисы докладов, ч.2. Киев, ИПП АН УССР, 1988.

Методические особенности разработки архитектуры интеллектуальных транспортных систем

к.т.н. Комаров В.В.
ОАО «НИИАТ»
(495) 496-53-83, komarov@niiat.ru

Аннотация. Представлены предложения по организации процесса разработки и развертывания интеллектуальных транспортных систем. Обоснованы рациональные направления создания телематических транспортных систем: разработка системной архитектуры, инвариантной к функциональным задачам, и разработка компонентов, обеспечивающих решение специфических функциональных задач.

Ключевые слова: телематическая транспортная система, интеллектуальная транспортная система, системная архитектура.

Введение

Актуальность проблем управления автотранспортными системами с каждым годом возрастает. С точки зрения теории управления решение этих задач сводится к задачам анализа устойчивости систем. Среди основных возмущающих факторов таких систем следует отметить чрезмерное потребление энергии, снижение безопасности и качества услуг вопреки растущим инвестициям.

Известные методы управления уже не эффективны, поскольку параметры систем (количество транспортных средств, структура парка, объемы перевозок, и др.) изменились кардинально. Требуется разработка новых подходов на основе быстро развивающихся информационных технологий.

Таким общепризнанным подходом является создание интеллектуальных транспортных систем (ИТС). Сложилась серьезная дифференциация между странами по степени реализации таких проектов, что дает возможность проанализировать накопленный опыт и попытаться сформулировать основные методические положения построения ИТС, которые могут быть использованы для формирования международных документов в этой сфере (например, дорожная карта ЕЭК ООН). Некоторые результаты такого анализа в основном европейского, американского и японского опыта представлены в настоящей статье [2-4,6-8].

Терминология

До настоящего времени отсутствует единое представление о том, что такое интеллектуальные транспортные системы. Во многих публикациях и выступлениях [1,5] они в той или иной степени отождествляются с обычными автоматизированными транспортными системами. Важной особенностью ИТС, позволяющей выделить такие системы в отдельный класс и даже в отдельное направление исследований в автомобильной науке, является формальный логико-математический инструментарий, используемый для решения задач с позиций общесистемного подхода к анализу и управлению всеми системами и процессами на автомобильном транспорте. Очевидно, что вышеприведенные рассуждения справедливы не только для автомобильного, но и для других видов транспорта.

В этом контексте интересно обратить внимание на выделенную автором в определении ИТС Европейского сообщества оговорку «без использования интеллекта как такового», ко-