УДК 629.4.015:625.032.434

К. Н. ЛЯПШИН, И. И. ВУЧЕТИЧ, А. В. КЛОКОВ, П. Я. БАЛЦКАРС (БИЦ, РТУ, Латвия)

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ИДЕНТИФИКАЦИИ ДЛЯ ОЦЕНКИ ПАРАМЕТРОВ ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ КУЗОВОВ ВАГОНОВ

Даний опис методу вібровипробувань з подальшою обробкою даних.

Дано описание метода виброиспытаний с последующей обработкой данных.

The description of the developed method of vibration tests with the subsequent data processing is given.

Необходимость решения задачи идентификации механической колебательной системы возникает в тех случаях, когда сложность конструкции механической системы делает невозможным построение ее достаточно точной математической модели. В этих случаях речь может идти лишь о рассмотрении некоторой эквивалентной в определенном смысле механической системы, приближенно моделирующей объект исследования. При этом могут возникнуть трудности, связанные как с выбором степени детализации расчетной схемы (структуры объекта), так и с определением ее отдельных параметров. Эффективным в такой ситуации оказывается использование не только имеющейся априорной информации о конструкции объекта, но и экспериментальных данных о его поведении в условиях нормальной эксплуатации или при воздействии на него специально подобранных возмущений.

Под идентификацией объекта обычно понимают процедуру построения модели и определения ее параметров по данным реакции объекта (выходные переменные) на известные внешние возмущения (входные переменные), при этом термин идентификации обычно относится к построению аналитических математических моделей динамических объектов.

Динамический объект – это объект, выход которого зависит не только от текущего значения входных сигналов, но и от их значений в предыдущие моменты времени. Идентифицируемый объект представляют в виде, показанном на рис. 1, где t – время; $u(t)$ – контролируемый (иногда управляемый) входной сигнал; $\tilde{y}(t)$ – теоретический выход объекта; $y(t)$ – наблюдаемый выход объекта; $e(t)$ – аддитивная случайная помеха, отражающая действие неучитываемых факторов (ненаблюдаемый дискретный белый шум (последовательность взаимно независимых случайных величин с нулевым средним и дисперсией λ)).

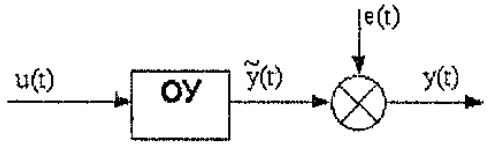

Рис. 1. Общее представление идентифицируемого объекта ОУ

Обычно предполагают, что связь между входным и «теоретическим» выходным сигналами задается в виде некоторого оператора Ψ (оператор – правило преобразования какой-либо функции в другую функцию):

$$\tilde{y}(t) = \Psi\left[u(t)\right], \qquad (1)$$

при этом наблюдаемый выход объекта может быть описан соотношением:

$$y(t) = \Psi\left[u(t)\right] + e(t). \qquad (2)$$

Цель идентификации: на основании наблюдений за входным $u(t)$ и выходным $y(t)$ сигналами на каком-то интервале времени определить вид оператора, связывающего входной и «теоретический» выходной сигналы.

При экспериментальном определении параметров модели необходимо обеспечить подбор адекватной структуры модели и выбор такого входного сигнала, с помощью которого по результатам эксперимента можно было бы найти оценки всех параметров модели. Наиболее просто задача определения параметров решается для линейных объектов (для них выполняется принцип суперпозиции). Здесь можно выделить два случая:

- объект линеен по входному воздействию:

$$\tilde{y}(t) = \Psi\left[\beta, u_1(t) + u_2(t)\right] =$$

$$= \Psi\left[\beta, u_1(t)\right] + \Psi\left[\beta, u_2(t)\right] = \tilde{y}_1(t) + \tilde{y}_2(t); \quad (3)$$

- объект линеен по параметрам:

$$\tilde{y}(t) = Y\left[b_1 + b_2, u(t)\right] =$$

$$= Y\left[b_1, u(t)\right] + Y\left[b_2, u(t)\right] = \tilde{y}_1(t) + \tilde{y}_2(t). \quad (4)$$

В задачах идентификации под линейными объектами чаще понимают объекты, линейные по входному воздействию.

Под идентификацией динамических объектов понимают процедуру определения структуры и параметров их математических моделей, которые при одинаковых входном сигнале объекта и модели обеспечивают близость выхода модели к выходу объекта при наличии, какого-то критерия качества.

Идентификация содержит следующие этапы:

- структурная идентификация – определение структуры математической модели на основании теоретических соображений;
- параметрическая идентификация – проведение идентифицирующего эксперимента и определение оценок параметров модели по экспериментальным данным;
- проверка адекватности – проверка качества модели по критерию близости выходов модели и объекта.

Дальнейшее изложение статьи относится к линейным стационарным динамическим объектам. Оценка параметров записей испытаний, была проведена четырьмя моделями линейных регрессий по среднеквадратическим критериям в среде MATLAB, с последующим переходом от дискретной к непрерывной модели.

Наиболее простое входное-выходное соответствие описывается уравнением:

$$A(z)y(t) = B(z)u(t) + e(t), \quad (5)$$

где $A(z)$ и $B(z)$ – полиномы, которые определяются выражениями:

$$A(z) = 1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2} + \ldots + a_{na} z^{-na}; \quad (6)$$

$$B(z) = b_1 + b_2 z^{-1} + \ldots + b_{nb} z^{-nb+1}, \quad (7)$$

или в развернутом виде:

$$y(t) + a_1 y(t-1) + \ldots + a_{na} y(t-n_a) = b_1 u(t-1) +$$

$$+ \ldots + b_{nb} u(t-n_b) + e(t). \quad (8)$$

Белый шум $e(t)$ входит в уравнение (5), как его непосредственная ошибка, а полиномы $A(z)$ и $B(z)$ являются настраиваемыми параметрами уравнения. Данная модель называется ARX-моделью, где сочетание AR относиться к авторегрессивной части $A(z)y(t)$, а символ X обозначает дополнительный входной сигнал $B(z)u(t)$. С физической точки зрения модель ARX, вероятно, не самая естественная; здесь предполагается, что прежде, чем сигнал сложится на выходе системы, сигнал белого шума динамически преобразуется через знаменатель системы. Тем не менее, у множества моделей ошибки уравнения имеется одна важная особенность, которая и определяет его первостепенное для многих приложений значение: предсказатель приводит к линейной регрессии.

Основной недостаток простой модели (5) состоит в отсутствии достаточной свободы выбора в описании свойств помехи. Степень гибкости можно увеличить, если описать ошибку уравнения как скользящее среднее белого шума. Это приводит к следующей модели:

$$A(z)y(t) = B(z)u(t-n_k) + C(z)e(t), \quad (9)$$

где n_k – величина задержки (запаздывания);

$C(z)$ – полином, который определяется выражением:

$$C(z) = 1 + c_1 z^{-1} + c_2 z^{-2} + \ldots + c_{nc} z^{-nc}, \quad (10)$$

или в развернутом виде:

$$y(t) + a_1 y(t-1) + \ldots + a_{na} y(t-n_a) =$$

$$= b_1 u(t-1) + \ldots + b_{nb} u(t-n_b) + e(t) +$$

$$+ c_1 e(t-1) + \ldots + cn_c e(t-n_c). \quad (11)$$

Имея ввиду член скользящего среднего модели $C(z)e(t)$, модель (9) называется ARMAX-моделью, авторегрессия со скользящим средним и внешним входным сигналом. Формирование прогноза данной модели сводится к фильтрации сигналов u и y через динамическое звено со знаменателем передаточной функции $C(z)$.

Если допустить, что связь между входным и незашумленным выходным сигналами может быть представлена в уравнения и что суть помехи – белый шум измерений, то можно получить следующее описание модели:

$$y(t)=\frac{B(z)}{F(z)}u(t-n_k)+e(t), \qquad (12)$$

где $F(z)$ – полином, который определяется выражением:

$$F(z)=1+f_1z^{-1}+f_2z^{-2}+...+f_{nf}z^{-nf}. \qquad (13)$$

Модель (12) является моделью выходной ошибки и обозначается OE. В модели с физической точки зрения наблюдается более естественная независимая параметризация передаточных функций.

Модель IV4 использует четырехступенчатый метод инструментальной переменной для оценки модели ARX.

Результаты оценки параметров функциями (ARX, ARMAX, OE и IV4) параметрического оценивания приведены в табл. 1:

Таблица 1

Результаты оценки параметров

Процедуры	$m_{пр}$ [кг]	$b_{пр}$ [Н·с/м]	$c_{пр}$ [Н/м]	$f_{соб}$ [Гц]
ARX*	$2.7\cdot10^3$	$17.22\cdot10^3$	$10160\cdot10^3$	9.75
ARMAX*	$1.9\cdot10^3$	$17.20\cdot10^3$	$7152\cdot10^3$	9.72
IV4*	$3.4\cdot10^3$	$19.21\cdot10^3$	$12228\cdot10^3$	9.50
OE*	$3.5\cdot10^3$	$8.47\cdot10^3$	$12649\cdot10^3$	9.49

* в расчете был задан второй порядок полиномов.

При проведении испытаний возбуждение вибраций кузова осуществлялось электромеханическим вибратором. Схема соединения узлов вибратора и крепления его к кузову вагона показана на рис. 2.

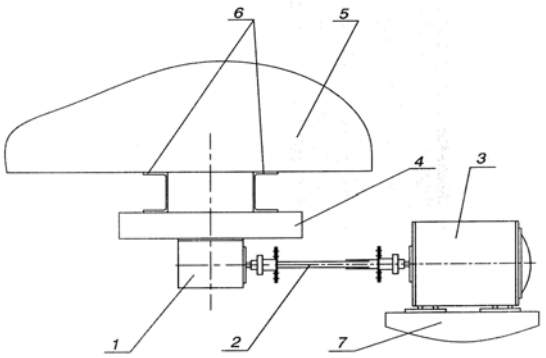

Рис.2. Схема электромеханического вибратора ЭМВ-2:

1. Регулируемый механический однонаправленный вибратор; 2. Карданный вал; 3. Электродвигатель; 4. Рама вибратора с самоизмерительным устройством; 5. Кузов испытуемого вагона; 6. Переходные швеллеры для крепления; 7. Опора электродвигателя

Вибратор был соединен со своей рамой через тензометрическое силоизмерительное устройство, которое жестко крепилось к кузову объекта испытаний. Для удобства крепления рамы к кузову применялись жесткие переходные элементы. Вращающиеся грузы вибратора в зависимости от угла между ними обеспечивали необходимую величину дебаланса и, следовательно, усилия, действующего на кузов. Кузов испытывался при максимальном значении дебаланса. При симметричном расположении грузов, неуравновешенная сила имела неизменное направление. Общая масса неуравновешенных тел была 10.4 кг.

Установленный в середине кузова вибратор обеспечивал вибрационное воздействие в рабочем диапазоне частот от 5 до 15 Гц. Продолжительность записей при проходе резонанса была более 60 с, при равномерном изменении частоты в указанном интервале.

Во время испытаний одновременно регистрировались ускорения, перемещения на обвязках рамы кузова в среднем и концевых сечениях и синхронно с помощью специального силоизмерителя усилие, действующее от вибратора на кузов. Процессы виброускорений (виброперемещения) кузова в измеряемом диапазоне частот вибратора записывались в память компьютера.

Был произведен эксперимент с отсоединенными тяговыми поводками и гидрогасителями центрального подвешивания для определения изгибных колебаний кузова (не в составе вагона в целом), данные которого обрабатываются.

Погонные характеристики кузова m_0 и EI_0, по результатам идентификации для расчетной модели моторного вагона электропоезда ЭР2т были определены по формулам:

$$m_0=\frac{m_{пр}}{0.25\cdot l}; \qquad (14)$$

$$EI_0=\frac{c_{пр}\cdot l^3}{0.25\cdot\lambda_1^4}. \qquad (15)$$

Амплитудно-частотные характеристики, построенные по реализациям записей (частота квантования 200 Гц и 2400 Гц) силы «*F*», действующей от вибратора на кузов, рассматриваемой как вход системы, и прогиба в середине кузова «*y*», рассматриваемого как выход системы, практически совпали с расчетными.

Влияние выбора формы изгиба балки на величины указанных параметров требует дополнительного анализа.

Схема расчетной модели моторного вагона электропоезда ЭР2т представлена на рис. 2.

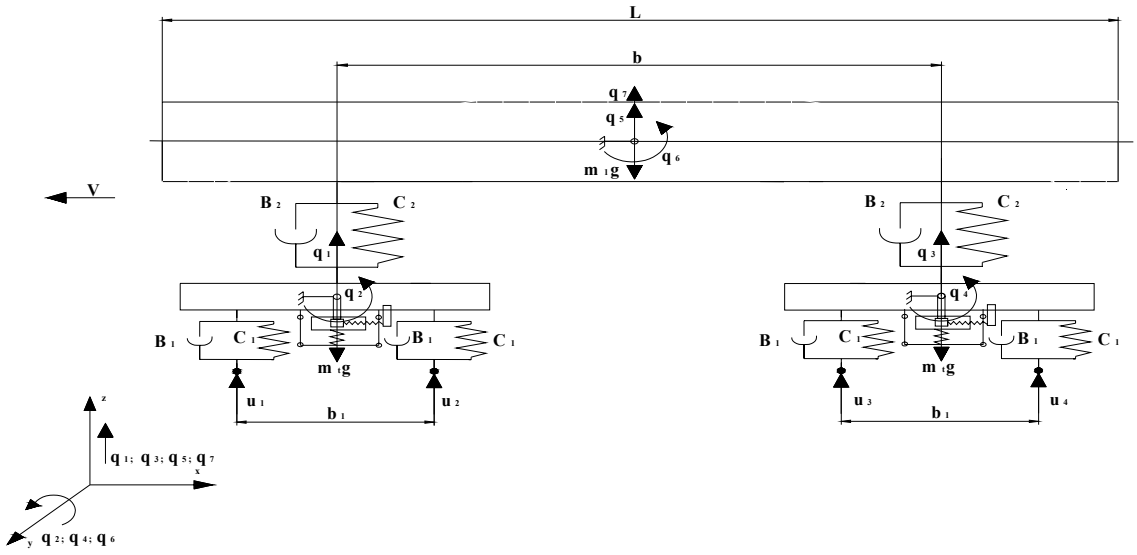

Рис. 2. Расчетная схема изгибно-продольных колебаний моторного вагона электропоезда ЭР2т

В расчетной схеме вертикальных колебаний вагона принято, что элементы вагона – кузов, рама тележки с установленным на ней оборудованием, надрессорный брус – являются абсолютно жесткими телами, так как упругие деформации этих элементов пренебрежительно малы по сравнению с их перемещениями при низкочастотных колебаниях в рессорном подвешивании. Рассмотрены установившиеся колебания при движении вагона по прямому пути с постоянной скоростью. Величины динамических нагрузок, ускорения и взаимные перемещения элементов вагона в переходных режимах при трогании с места и разгона, торможении и остановки обычно ниже, чем в установившихся режимах при высоких скоростях движения.

Таким образом, задача исследования вертикальных колебаний вагона была сведена к рассмотрению установившихся колебаний в линейной n-мерной системе, на входах которой действуют заданные стационарные случайные процессы u. Необходимо было определить основные статистические характеристики – дисперсии и спектральные плотности интересующих выходов z. Низкочастотные вертикальные возмущения были отнесены к классу Гауссовых случайных процессов. Так как при линейных преобразованиях таких процессов Гауссовость сохраняется, то и выходные случайные процессы z будут относиться к классу Гауссовых процессов, для которых собственная спектральная плотность является исчерпывающей характеристикой. Динамические механические напряжения в элементах вагона, вертикальные ускорения кузова и деформации в упругих элементах хорошо согласуются с нормальным законом.

Основные математические соотношения для колебательной системы представлены в матричной форме, удобной для программирования. Матричный способ представления возможен как при использовании корреляционного метода расчета, так и спектрального метода. Ниже приведен спектральный метод.

Дифференциальное уравнение движения при вертикальных колебаниях вагона было представлено в виде:

$$A\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = D\ddot{u} + F\dot{u} + Gu\,, \qquad (16)$$

где A, B, C – квадратные матрицы инерции, неупругих сопротивлений и жесткостей; D, F, G – матрицы, преобразующие возмущения u и их производные $\ddot{u}$, $\dot{u}$ в обобщенные силы; q – n-мерный вектор обобщенных координат; u – m-мерный вектор заданных возмущений.

Выходные процессы z в общем случае являются линейными комбинациями обобщенных координат q, возмущений u и их производных:

$$z = A_1\ddot{q} + B_1\dot{q} + C_1 q + D_1\ddot{u} + F_1\dot{u} + G_1 u\,. \qquad (17)$$

Здесь z – l-мерный вектор числа выходов; A_1, B_1, C_1, D_1, F_1, G_1 – прямоугольные матрицы. Выполнив над уравнениями (16) и (17) преобразование Фурье по времени согласно формуле:

$$r^F(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} r(t)e^{-i\omega t}dt\,, \qquad (18)$$

где $r(t)$ – преобразуемый процесс, получим:

$$\left(-A\omega^2 + B\omega i + C\right)q^F = \left(D\omega^2 + F\omega i + G\right)u^F; \quad (19)$$

$$z^F = \left(-A_1\omega^2 + B_1\omega i + C_1\right)q^F + \\ + \left(D_1\omega^2 + F_1\omega i + G_1\right)u^F. \quad (20)$$

Найдя из уравнения (19) вектор q^F и подставив его в уравнение (20), получим зависимость преобразований Фурье вектора искомых выходных процессов z от преобразований Фурье вектора возмущений u:

$$z^F = T(\omega)u^F, \quad (21)$$

где $T(\omega)$ – матрица частотных характеристик системы от входов u к выходам z. Она определяется формулой:

$$T(\omega) = \left(-A_1\omega^2 + B_1\omega i + C_1\right)\left(-A\omega^2 + B\omega i + C\right)^{-1} \times \\ \times\left(-D\omega^2 + F\omega i + G\right) + \left(-D_1\omega^2 + F_1\omega i + G_1\right). \quad (22)$$

Если стационарные случайные возмущения $u(t)$ заданы матрицей спектральных плотностей $S^u(m \times m)$, то для установившихся процессов между взаимной спектральной плотностью S^z_{js} j-го и s-го выходов и элементами матрицы S^u существует связь:

$$S^z_{js} = \sum_{k=1}^{m}\sum_{e=1}^{m} T_{kj}(-i\omega)T_{es}(i\omega)S^u_{ke}. \quad (23)$$

Элементы S^z_{js} образуют матрицу $S^z(l \times l)$, которую можно найти по формуле:

$$S^z = \tilde{T}(\omega)S^u T'(\omega), \quad (24)$$

где $\tilde{T}(\omega) = T(-i\omega)$ – матрица комплексного сопряжения с $T(\omega)$; $T'(\omega)$ – матрица транспонирования с $T(\omega)$.

Дисперсии выходных процессов z находятся по формуле:

$$D^z_j = 2\int_0^\infty S^z_{jj}(\omega)\,d\omega, \quad (25)$$

где $S^z_{jj}(\omega)$ – диагональные элементы матрицы S^z, являющиеся вещественными функциями частоты.

Получение из эксперимента и задание матрицы S^u трудоемко. Возмущения u, действующие на вагон, совпадают, но сдвинуты друг относительно друга на время, необходимое для прохождения вагоном при данной скорости движения пути, равному расстоянию между соответствующими колесными парами. В этом случае вектор входных процессов записывается в виде:

$$u = \begin{vmatrix} u_o(t-\tau_1) \\ u_o(t-\tau_2) \\ \dots\dots\dots \\ u_o(t-\tau_m) \end{vmatrix}. \quad (26)$$

Здесь τ – вектор запаздываний. В изображениях Фурье уравнение (26) записывается следующим образом:

$$u^F = vu_o^F, \quad (27)$$

где вектор v определяется формулой:

$$v = v(\omega) = \begin{vmatrix} \cos(-\tau_1\omega) \\ \cos(-\tau_2\omega) \\ \dots\dots\dots \\ \cos(-\tau_m\omega) \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \sin(-\tau_1\omega) \\ \sin(-\tau_2\omega) \\ \dots\dots\dots \\ \sin(-\tau_m\omega) \end{vmatrix} i. \quad (28)$$

Для нахождения вектора частотных характеристик от возмущения u_o к искомым выходным процессам z вектор u^F, определяемый (27), вводится в формулу (21).

Приведенные математические соотношения, решающие задачу нахождения статистических характеристик выходных процессов, иллюстрируют алгоритм, реализуемый при расчетах.

Результаты расчета по алгоритму, описывающему расчетную схему рис. 2, представлены в табл. 2 и 3.

Основные мероприятия по повышению динамической жесткости кузова можно разделить на пять групп:

- Мероприятия, связанные с изменением характеристик параметров размеров кузова (длины, базы и др.) и его загрузки. Мероприятия этой группы ведут к снижению эффективности использования подвижного состава за счет уменьшения тары кузова и его полезной площади;
- Мероприятия, связанные с увеличением погонной изгибной жесткости кузова. Такие мероприятия заключаются в корректировке формы,

жесткостных и весовых характеристик продольных и поперечных элементов силового каркаса кузова, изменении толщины его обшивки, в правильном выборе сечений межоконных промежутков. Мероприятия этой группы тяжело поддаются оптимизации и требуют многовариантных расчетов. Основным недостатком этих мероприятий является существенное изменение технологического процесса изготовления кузова, обусловленное его конструктивными изменениями; а также значительный расход металла;

Таблица 2

Частоты и формы колебаний

Координаты	Частоты (вектор *Lam*) и соответствующие им формы (вектор *U*)						
	10.3, Гц	4.0, Гц	3.7, Гц	2.1, Гц	2.4, Гц	5, Гц	5, Гц
*q*1	0.018	0.7	0.59	0.29	-0.7	0	0
*q*2	0	0	0	0	0	1.0	0
*q*3	0.018	-0.7	0.59	0.29	0.7	0	0
*q*4	0	0	0	0	0	0	1.0
*q*5	-0.05	0	-0.5	0.91	0	0	0
*q*6	0	0.17	0	0	0.25	0	0
*q*7	-0.99	0	0.21	-0.1	0	0	0

Таблица 3

Ускорения и показатели плавности

Наименование показателя	Ускорения, с.к.о, м/с^2			Показатели плавности хода		
	над первым пятником	в середине кузова	над вторым пятником	над первым пятником	в середине кузова	над вторым пятником
частота 10.3, Гц	0.60	0.62	0.60	3.5*	3.5*	3.51*

* данные значения рассчитаны при высоких значениях возмущений

.

- Мероприятия, связанные с увеличением погонной жесткости кузова за счет повышения жесткости контура поперечного сечения. Эти мероприятия характеризуются созданием рационально расположенной системы поперечных подкреплений (шпангоутов) и диафрагм, уменьшающих деформацию контура поперечного сечения кузова. Однако мероприятия этой группы также требуют изменений конструкции кузова;
- Мероприятия, связанные с изменением и перераспределением инерционной нагрузки вагона. Эти мероприятия позволяют не изменять конструкции кузова. Смещение подвагонного оборудования к узлам формы колебаний позволяет уменьшить кинетическую энергию колебаний и тем самым увеличить частоту поперечных колебаний кузова. В эту группу входит также динамический способ повышения частоты, заключающийся в присоединения к кузову некоторых парциальных систем;
- Мероприятия, связанные с изменением характеристик рессорного подвешивания, уменьшающих «просачивание» возмущений от пути на кузов.

Сопоставление данных показывает неплохое совпадение результатов расчета и эксперимента. Некоторые отличия в виде АЧХ объясняются различием в возмущениях и чувствительностью отклика системы к их виду, так как в возмущении явно присутствует стыковая компонента. Кроме этого различия возникают и из-за упрощений, использованных в расчете, таких как замена кузова эквивалентной балкой, линейные модели и демпфирования в кузове и в буксовом подвешивании.

Зависимости характеристик вибрации от изгибной жесткости кузова, продольной жесткости тяговых поводков и демпфирования в рессорном подвешивании имеет близкие величины.

Учитывая, что конструктивно изменение параметров подвешивания проще, чем увеличение изгибной жесткости кузова, при проектировании подвижного состава следует предусматривать комплексную оценку интенсивности изгибных колебаний. Основная опасность при этом состоит в возможном ухудшении других характеристик вагона и необходимости их расчетного контроля. В расчетах рассмотрены показатели плавности в вертикальной плоскости кузова над тележками, и они дают возможность контролировать соответствующие показатели.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дьяконов, В. П. Matlab 6/6.1/6.5 + Simulink 4/5 в математике и моделировании [Текст] / В. П. Дьяконов. – М.: Солон-Пресс, 2003. – 570 с.
2. Льюнг, Л. Идентификации систем: теория пользователя [Текст] / Л. Льюнг. – М.: Наука, 1991. – 430 с.
3. Кашяп, Р. Л. Построение динамических стохастических моделей по экспериментальным данным [Текст] / Р. Л. Кашяп, А. Р. Рао. – М.: Наука, 1983. – 383 с.
4. Редько, С. Ф. Идентификации механических систем [Текст] / С. Ф. Редько, В. Ф. Ушкалов, В. П. Яковлев. – К.: Наук. думка, 1985. – 215 с.
5. Гроп, Д. Методы идентификации систем [Текст] / Д. Гроп. – М.: Мир, 1979. – 302 с.
6. Эйкхофф, П. Основы идентификации систем управления [Текст] / П. Эйкхофф. – М.: Мир, 1975. – 683 с.
7. Пугачев, В. С. Теория вероятностей и математическая статистика [Текст] / В. С. Пугачев. – М.: Наука, 1979. – 495 с.

Поступила в редколлегию 09.07.2008.