

СИНТЕЗ СИСТЕМЫ АКТИВНОЙ КОМПЕНСАЦИИ УПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ В ДВУХМАССОВОМ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОМ ОБЪЕКТЕ

Р. С. Волянский

Кандидат технических наук, доцент
Кафедра электротехники и электромеханики*

E-mail: voliansky@ua.fm

А. В. Садовой

Доктор технических наук, профессор,
проректор по научной работе*

E-mail: sadovoy@dstu.dp.ua

*Днепродзержинский государственный
технический университет
ул. Днепростроевская, 2,
г. Днепродзержинск, Украина, 51918

Встановлено, що підпорядковане включення релейних регуляторів положення забезпечує високі динамічні показники якості процесів керування багатомасовими електромеханічними системами. Показано переваги релейних систем управління зі змінною амплітудою керуючого впливу, яка визначається в результаті застосування на етапі синтезу інтервальних обчислень. Запропоновано метод визначення змінного стабілізуючого зворотного зв'язку для замкненої релейної системи другого порядку

Ключові слова: релейний регулятор, інтервальні обчислення, компенсація пружних коливань, змінний коефіцієнт посилення

Установлено, что подчиненное включение релейных регуляторов положения обеспечивает высокие динамические показатели качества процессов управления многомассовыми электромеханическими системами. Показаны преимущества релейных систем управления с переменной амплитудой управляющего воздействия, которая определяется в результате применения на этапе синтеза интервальных вычислений. Предложен метод определения переменной стабилизирующей обратной связи для замкнутой релейной системы второго порядка

Ключевые слова: релейный регулятор, интервальные вычисления, компенсация упругих колебаний, переменный коэффициент усиления

1. Введение

Современный уровень развития промышленности предъявляет жесткие требования к траекториям движения технических объектов независимо от условий их функционирования. Поэтому современные системы управления должны обеспечивать движение по заданным траекториям и компенсировать все возможные отклонения от этих траекторий.

Для транспортных средств одной из таких неидеальностей является конечная жесткость кинематической передачи, которая снижает запас устойчивости и является источником упругих колебаний. В лучшем случае такие колебания являются неприятным фактором, сопутствующим движению, в худшем – могут вызвать аварийные ситуации. В обоих случаях использование классических систем управления не позволяет компенсировать возникающие упругие колебания, а, следовательно, затрудняет формирование желаемых траекторий движения.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

Основным подходом, на котором базируются известные отечественные [1–4] и зарубежные [5, 6] методы компенсации упругих колебаний в механической

передаче, является синтез системы управления исходя из предположения, что объект управления представляет собой ряд сосредоточенных масс, соединенных упругими связями. Преимуществами указанного подхода являются:

- возможность формирования траекторий движения каждой массы путем воздействия на одну из них [7];
- возможность активного демпфирования упругих колебаний при помощи специальных демпфирующих устройств, установленных параллельно упругим элементам [8].

Ввиду простоты реализации наибольшее применение последний способ получил в системах поддресоривания транспортных средств [8–10]. Используемые при этом регуляторы синтезируются путем решения задачи АКР [8] или на основе наперед заданных баз правил [9], реализуют нейро-нечеткие законы управления.

Общим недостатком известных работ являются невысокие динамические показатели качества процессов управления, обусловленные экспоненциальными траекториями движения объекта управления, и повышенное энергопотребление, вызванное реализацией в замкнутых системах активной компенсации скользящего режима первого порядка. Этот фактор оказывает существенное влияние на длительность автономного функционирования транспортных средств, которая может быть увеличена путем перехода от скользящих режимов первого порядка к скользящим режимам

высоких порядков [11, 12]. Однако известные методы анализа и синтеза систем разрывного управления, в которых реализуются скользящие режимы высоких порядков, разработаны для детерминированных систем, в то время как системы активной компенсации упругих колебаний транспортных средств при движении по неровной поверхности имеют хаотическую динамику [13].

Все сказанное выше обуславливает необходимость и актуальность комплексного рассмотрения системы стабилизации положения поддрессоренной массы с позиций обеспечения высокой точности воспроизведения заданных траекторий при пониженном энергопотреблении.

3. Цель и задачи исследования

Целью настоящей работы является разработка метода синтеза замкнутой электромеханической упруго-диссипативной системы активной компенсации упругих колебаний поддрессоренной массы автономно транспортного средства.

Для достижения поставленной цели в работе решены следующие задачи:

- осуществлено преобразование уравнений динамики объекта управления в форму Бруновского;
- разработан метод определения переменной стабилизирующей обратной связи для замкнутой релейной системы второго порядка. При помощи указанного метода выполнен синтез релейного регулятора положения поддрессоренной массы с переменной стабилизирующей обратной связью по скорости;
- выполнена структурная реализация синтезированных алгоритмов в различных фазовых пространствах.

4. Преобразование уравнений движения системы к форме Бруновского

Рассмотрим двухмассовую электромеханическую систему активного демпфирования упругих колебаний поддрессоренной массы, расчетная кинематическая схема которой показана на рис. 1.

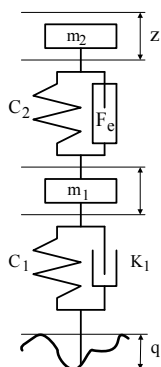


Рис. 1. Расчетная кинематическая схема

Уравнения движения рассматриваемой системы имеют вид [17]

$$\begin{aligned} m_2 p^2 z + C_2 (z - \xi) + F_e &= 0; \\ m_1 p^2 \xi - C_2 (z - \xi) + (C_1 + K_1 p)(\xi - q) - F_e &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где m_1 – масса колеса; m_2 – поддрессоренная масса; ξ – вертикальное перемещение массы m_1 колеса относительно ее положения равновесия; C_1 – коэффициент жесткости шины; C_2 – коэффициент жесткости упругого элемента подвески; K_1 – коэффициент демпфирования шины; q – переменная высота неровности дороги под колесом; z – вертикальное перемещение поддрессоренной массы m_2 относительно положения равновесия; F_e – усилие, создаваемое электромеханическим амортизатором; $p = d/dt$ – оператор дифференцирования.

Вводя новые координаты

$$v_1 = p\xi; \quad v_2 = pz, \quad (2)$$

представим систему (1) в нормальной форме:

$$\begin{aligned} pz = v_2; \quad pv_2 &= -\frac{C_2}{m_2}(z - \xi) + \frac{1}{m_2}F_e; \\ p\xi = v_1; \quad pv_1 &= \frac{C_2}{m_1}(z - \xi) - \frac{C_1}{m_1}(\xi - q) - K_1 v_1 + K_1 p q, \end{aligned} \quad (3)$$

или, считая, что скорость изменения неровности дороги под колесом определяется некоторой неизвестной функцией f_1 , т. е.

$$p q = f_1 \quad (4)$$

окончательно получим:

$$\begin{aligned} pz = v_2; \quad pv_2 &= -\frac{C_2}{m_2}(z - \xi) + \frac{1}{m_2}F_e; \\ p\xi = \omega_1; \quad pv_1 &= \frac{C_2}{m_1}(z - \xi) - \frac{C_1}{m_1}(\xi - q) - K_1 v_1 + K_1 f_1. \end{aligned} \quad (5)$$

Считая, что выходной переменной является перемещение z , а управляющим воздействием – усилие F_e , для объекта (5) выполним преобразование обратной связи по выходу [18] и определим новое управляющее воздействие

$$V = -\frac{C_2}{m_2}(z - \xi) + \frac{1}{m_2}F_e. \quad (6)$$

Управляющее воздействие (6) позволяет упростить уравнения (5), представив их в форме Бруновского

$$pz = v_2; \quad pv_2 = V. \quad (7)$$

Анализ уравнений (7) и (5) позволяет сделать вывод, что использование в управляющем воздействии (6) обратной связи по перемещению массы m_1 позволяет исключить из рассмотрения динамику колеса, и тем самым снизить порядок объекта управления. Недостатком такого подхода является зависимость управляющего воздействия (6) от параметров объекта управления, которая не позволяет организовать управление, инвариантное к действию параметрических возмущений.

Устранить этот недостаток можно путем синтеза управляющего воздействия для объекта, параметры которого принимают значения из некоторых интервалов

$$C_2 = [c_{2min}, c_{2max}]; m_2 = [m_{2min}, m_{2max}], \quad (8)$$

где c_{2min}, c_{2max} и m_{2min}, m_{2max} – минимальные и максимальные значения коэффициента жесткости упругого элемента подвески и подрессоренной массы соответственно.

Подстановка в управляющее воздействие (6) интервалов (8) и использование методов интервальных вычислений [19] позволяет определить минимальное и максимальное значения управляющего воздействия, подаваемого на объект управления (5)

$$\begin{aligned} F_{emin} &= m_{2min} V + c_{2min} (z - \xi); \\ F_{emax} &= m_{2max} V + c_{2max} (z - \xi). \end{aligned} \quad (9)$$

Неопределенность параметров объекта управления (5), заданная интервалами (8), аналогична неопределенности положения изображающей точки, характеризующей движение динамической системы вдоль линии переключения релейной системы [18]. Скользящий режим, возникающий при таком движении, сопровождается бесконечно частыми переключениями релейного элемента из одного положения в другое.

Используя указанную выше аналогию, можно утверждать, что для обеспечения инвариантности объекта (5) к изменению параметров необходимо организовать скользящий режим, при котором управляющее воздействие F_c принимает значения, заданные выражениями (9). Такой скользящий режим можно сформировать, если потребовать, чтобы переключения управляющего воздействия F_c компенсировали первое слагаемое второго уравнения системы (5). В силу второго уравнения системы (5) и управляющего воздействия (6) математически указанное требование можно сформулировать следующим образом

$$v_2 \rightarrow \frac{V}{p} \quad (10)$$

или

$$v_2 - \int_0^\infty V dt \rightarrow 0. \quad (11)$$

Обозначив правую часть выражения (11) следующим образом

$$S = \int_0^\infty V dt - v_2, \quad (12)$$

запишем уравнение линии переключения

$$S = 0 \quad (13)$$

и алгоритм регулятора

$$F_c = \begin{cases} F_{emin} & \text{при } S < 0; \\ F_{emax} & \text{при } S > 0. \end{cases} \quad (14)$$

С учетом выражений (9) и (12) алгоритм (14) примет вид

$$F_c = \begin{cases} m_{2min} V + c_{2min} (z - \xi) & \text{при } \int_0^\infty V dt - v_2 < 0; \\ m_{2max} V + c_{2max} (z - \xi) & \text{при } \int_0^\infty V dt - v_2 > 0. \end{cases} \quad (15)$$

Проводя аналогию с классическими системами разрывного управления, можно утверждать, что алгоритм управления (15) минимизирует на траекториях движения (5) интегральный функционал

$$I = \int_0^\infty \begin{cases} |m_{2min} V + c_{2min} (z - \xi)| \left| \int_0^\infty V dt - v_2 \right| & \text{при } \int_0^\infty V dt - v_2 < 0 \\ |m_{2max} V + c_{2max} (z - \xi)| \left| \int_0^\infty V dt - v_2 \right| & \text{при } \int_0^\infty V dt - v_2 > 0 \end{cases} dt. \quad (16)$$

Анализируя алгоритм (15) и функционал (16), можно утверждать, что задача преобразования обратными связями по выходу для объекта с неопределенными или не полностью определенными параметрами может быть сведена к задаче слежения, при которой самая внутренняя регулируемая координата должна изменяться по траектории, определяемой в результате интегрирования нового управляющего воздействия.

В отличие от известных алгоритмов разрывного управления, алгоритм (15) формирует разрывное управляющее воздействие переменной амплитуды, что позволяет отнести его к алгоритмам, формирующим скользящий режим второго порядка. Использование управляющего воздействия (15) позволяет рассматривать отдельно динамику подрессоренной массы и динамику колеса.

5. Синтез управляющего воздействия, стабилизирующего положение подрессоренной массы

Использование синтезированного ранее управляющего воздействия (15) позволяет упростить математическое описание подвески автомобиля и свести его к уравнениям (7). Необходимо отметить, что использование уравнений (7) позволяет абстрагироваться от природы объекта управления. Это создает предпосылки для рассмотрения целого класса динамических объектов, уравнения динамики которых описываются системой дифференциальных уравнений второго порядка.

Синтез управляющего воздействия, стабилизирующего координату z объекта управления (7), будем осуществлять из условия минимизации интегрального функционала вида [17]

$$I = V_{max} \int_0^\infty |z^* - z - w_2 v_2| dt, \quad (17)$$

который минимизируется на траекториях движения системы (7) управляющим воздействием [7]

$$V = V_{max} \text{sign}(z^* - z - w_2 v_2). \quad (18)$$

Алгоритм управления (18) и функционал (17) содержат неизвестный параметр w_2 , который, являясь коэффициентом стабилизирующей обратной связи,

определяет запас устойчивости замкнутой системы. Таким образом, синтез системы управления обобщенным динамическим объектом второго порядка вообще и системы стабилизации вертикального перемещения подрессоренной массы в частности может быть сведен к определению неизвестного коэффициента w_2 .

Известные методы синтеза систем разрывного управления позволяют синтезировать управляющее воздействие с линейной линией переключения

$$S = z^* - z - w_2 v_2 = 0, \quad w_2 = \text{const.} \tag{19}$$

Наличие постоянного коэффициента w_2 в уравнении линии переключения приводит к дополнительному демпфированию системы и, как следствие, к снижению ее быстродействия.

В настоящей работе предлагается формировать коэффициент w_2 в зависимости от координат объекта управления из условия обеспечения желаемого запаса устойчивости. В этом случае коэффициент w_2 становится переменным и для его определения разработан метод синтеза замкнутых электромеханических систем второго порядка, который базируется на корневых методах теории автоматического управления [15].

Сущность разработанного метода заключается в анализе характеристических уравнений нелинейных замкнутых систем второго порядка как уравнений с переменными коэффициентами. В отличие от известных методов [15], предложенный метод позволяет синтезировать нелинейные законы управления, независимые от параметров объекта управления.

Для нелинейной системы второго порядка синтез переменного коэффициента стабилизирующей обратной связи в соответствии с предложенным методом осуществляется следующим образом:

1. Вводится переменный коэффициент усиления нелинейного регулятора g , который определяется зависимостью

$$g = \frac{V_{\max}}{|z^* - z - w_2 v_2|}, \tag{20}$$

и позволяет представить алгоритм управления (20) в виде, аналогичном линейному

$$V = g(z^* - z - w_2 v_2). \tag{21}$$

2. Управляющее воздействие (21) подставляется в уравнения движения (7)

$$pz = v_2; \quad pv_2 = g(z^* - z - w_2 v_2) \tag{22}$$

и определяется характеристическое уравнение замкнутой системы с переменным коэффициентом усиления g

$$D(p) = \lambda^2 + gw_2 \lambda + g = 0, \tag{23}$$

где λ – корни характеристического уравнения.

3. Задается такое желаемое характеристическое уравнение с переменными коэффициентами

$$D^*(p) = \lambda^2 + a_1 \lambda + a_0 = 0, \tag{24}$$

при котором выполняется условие

$$a_0 = g. \tag{25}$$

4. В силу условия (25) приравняются вторые слагаемые полиномов (23) и (24) и определяется неизвестный коэффициент w_2

$$w_2 = \frac{a_1}{g}. \tag{26}$$

С учетом переменного коэффициента (20) зависимость (26) примет вид

$$w_2 = \frac{a_1}{V_{\max}} |z^* - z - w_2 v_2|. \tag{27}$$

Зависимость (27) можно представить следующим образом

$$w_2 - \frac{a_1}{V_{\max}} |z^* - z - w_2 v_2| = 0. \tag{28}$$

Аналитическое решение нелинейного уравнения (28) имеет вид

$$w_2 = \begin{cases} \frac{a_1(z^* - z)}{a_1 v_2 - V_{\max}} & \text{при } \frac{V_{\max}(z - z^*)}{a_1 v_2 - V_{\max}} \leq 0 \text{ и } \frac{V_{\max}(z - z^*)}{a_1 v_2 + V_{\max}} \geq 0; \\ \frac{a_1(z^* - z)}{a_1 v_2 + V_{\max}} & \text{при } \frac{V_{\max}(z - z^*)}{a_1 v_2 - V_{\max}} > 0 \text{ и } \frac{V_{\max}(z - z^*)}{a_1 v_2 + V_{\max}} < 0. \end{cases} \tag{29}$$

Анализ выражения (29) позволяет обобщить его следующим образом

$$w_2 = \frac{a_1(z^* - z)}{a_1 v_2 + V_{\max} \text{sign}\left(\frac{V_{\max}(z - z^*)}{a_1 v_2 - V_{\max}}\right)}. \tag{30}$$

Подставив коэффициент (30) в алгоритм управления (18), получим

$$V = V_{\max} \text{sign} \left(z^* - z - \frac{a_1(z^* - z)v_2}{a_1 v_2 + V_{\max} \text{sign}\left(\frac{V_{\max}(z - z^*)}{a_1 v_2 - V_{\max}}\right)} \right). \tag{32}$$

В отличие от известных алгоритмов разрывного управления [7, 8, 14, 15], алгоритм (32) характеризуется наличием переменной стабилизирующей обратной связи по скорости подрессоренной массы. Наличие такой обратной связи обеспечивает дополнительную форсировку системы второго порядка и за счет этого повышает ее быстродействие. Поскольку для синтеза управляющего воздействия (32) использовались уравнения в форме Бруновского, то это управляющее воздействие может использоваться при построении систем разрывного управления широкого класса динамических объектов 2-го порядка. Необходимо отметить, что использование предложенного метода не ограничивается синтезом разрывных управлений и, в зависимости от переменного коэффициента (20), позволяет синтезировать широкий класс нелинейных

управляющих воздействий, определение которых выходит за рамки настоящей статьи.

6. Структурная реализация синтезированной системы управления.

Синтезированные ранее управляющие воздействия (32) и (15) определяют классическую подчиненную систему релейного управления, состоящую из контуров регулирования скорости и положения. Причем регулятор скорости РС формирует управляющее воздействие (15) и подчинен регулятору положения РП, формирующему управляющее воздействие (32).

Необходимо отметить, что управляющие воздействия (15) и (32), использующие информацию о скорости v_2 , не являются единственно возможными, и в соответствии с первым уравнением системы (5) могут быть приведены к следующему виду

$$F_e = \begin{cases} m_{2min} V + c_{2min} (z - \xi) & \text{при } \int_0^\infty V dt - \frac{d}{dt} z < 0; \\ m_{2max} V + c_{2max} (z - \xi) & \text{при } \int_0^\infty V dt - \frac{d}{dt} z > 0 \end{cases} \quad (33)$$

и

$$V = V_{max} \operatorname{sign} \left[z^* - z - \frac{a_1 (z^* - z)}{a_1 \frac{d}{dt} z - V_{max} \operatorname{sign} \left(\frac{V_{max} (z - z^*)}{a_1 \frac{d}{dt} z + V_{max}} \right)} \frac{d}{dt} z \right] \quad (34)$$

соответственно.

Алгоритмы (33) и (34) в отличие от алгоритмов (15) и (32) используют информацию только о вертикальном перемещении поддресоренной массы, что позволяет уменьшить число датчиков, сигналы с которых поступают на входы соответствующих регуляторов системы управления, тем более что измерение координаты v_2 вообще говоря является нетривиальной задачей.

Анализ алгоритмов (15) и (33) показывает зависимость амплитуды формируемого в соответствии с ними управляющего воздействия от перемещений колеса и поддресоренной массы. Эта зависимость позволяет в полной мере компенсировать возможные отклонения скорости перемещения поддресоренной массы от заданного значения. Причем формирование регулятором управляющего воздействия переменной амплитуды улучшает энергетические характеристики системы и снижает ее энергопотребление, однако в ряде случаев, когда имеется достаточно мощный источник энергии, указанная зависимость может являться избыточной. В этом случае алгоритм (33) соответствующим выбором интервалов параметров объекта может быть представлен следующим образом

$$F_e = \begin{cases} m_{2min} V & \text{при } \int_0^\infty V dt - \frac{d}{dt} z < 0; \\ m_{2max} V & \text{при } \int_0^\infty V dt - \frac{d}{dt} z > 0. \end{cases} \quad (35)$$

Считая, что управляющее воздействие V является разрывной кусочно-непрерывной функцией и $m_{2min} = -m_{2max}$, алгоритм (35) можно записать в виде

$$F_e = m_{2max} V \operatorname{sign} \left(\int_0^\infty V dt - \frac{d}{dt} z \right). \quad (36)$$

Приведенные выкладки показывают, что синтезированная система управления является разновидностью релейной системы, которая отличается от классических разрывных систем переменной амплитудой управляющего воздействия. В случае достаточного запаса энергии эта система путем последовательных преобразований алгоритма регулятора может быть приведена к классической релейной системе, состоящей из двух контуров регулирования.

7. Математическое моделирование синтезированных структур

Результаты математического моделирования системы стабилизации положения поддресоренной массы, реализующей алгоритмы (33) и (34), приведены на рис. 2 (кривая 1). Для сравнения на этом же рисунке кривой 2 показаны результаты моделирования замкнутой системы, в которой реализуется алгоритм управления (36) и кривой 3 – внешнее возмущающее воздействие q . Моделирование выполнено при следующих параметрах модели: $m_1=100$ кг, $m_2=1000$ кг, $C_1=1000$ кг/с², $C_1=10000$ кг/с², $K_1=0.1$ кг/с, $q=0.2\sin(0.3t)$ м, $z^*=0$.

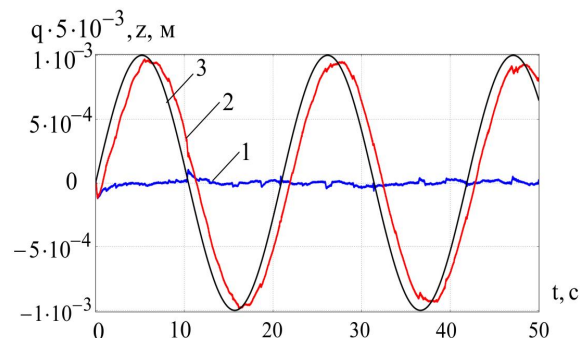


Рис. 2. Результаты математического моделирования синтезированных систем

Сравнение приведенных на рис. 2 графиков позволяет сделать вывод, что релейная система управления с переменной амплитудой управляющего воздействия позволяет существенно снизить ошибку регулирования за счет автоматического формирования дополнительных форсирующих воздействий. Ошибка регулирования в такой системе не превышает 0.05 % от амплитуды возмущающего воздействия, что в 10 раз меньше чем в классической релейной системе.

8. Выводы

1. Использование предложенного в работе подхода позволяет без сложных математических преобразований приводить уравнения движения произвольного динамического объекта к форме Бруновского, которую

удобно использовать при синтезе модального регулятора и его разновидностей. Причем использование интервального исчисления позволяет учесть неточности определения и возможные изменения параметров объекта управления за счет организации в системе управления скользящего режима. Амплитуда синтезированного управляющего воздействия определяется текущими значениями координат объекта управления и интервалами значений его параметров.

2. Определение нелинейной стабилизирующей обратной связи осуществляется из условия биномиального распределения траекторий движения корней характеристического уравнения замкнутой системы разрывного управления и поэтому обеспечивает ее

асимптотическую устойчивость при любых значениях задающего воздействия.

3. Синтезированные алгоритмы управления условно можно разбить на две части, одна из которых обеспечивает движение по заданным траекториям, а вторая совмещает производную регулируемой величины с управляющим воздействием, которое формируется первой составляющей. В зависимости от элементной базы, используемой для реализации синтезированных управляющих воздействий, соответствующие алгоритмы управления могут быть представлены в различных координатных базисах, которые определяют структуру регуляторов, необходимый набор датчиков и количество каналов обратных связей.

Литература

1. Акимов, Л. В. Синтез упрощенных структур двухмассовых электроприводов с нелинейной нагрузкой [Текст] / Л. В. Акимов, В. Т. Долбня, В. Б. Клепиков, А. В. Пирожок. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – 160 с.
2. Ключев, В. И. Теория электропривода [Текст] / В. И. Ключев. – М.: Энергоатомиздат, 2001. – 704 с.
3. Борцов, Ю. А. Автоматизированный электропривод с упругими связями [Текст] / Ю. А. Борцов, Г. Г. Соколовский. – СПб.: Энергоатомиздат, 1992. – 288 с.
4. Бургин, Б. Ш. Анализ и синтез двухмассовых электромеханических систем [Текст] / Б. Ш. Бургин. – Новосибирск: Новосибирский ЭТИ им. Н. Д. Псурцева, 1992. – 199 с.
5. Boyes, W. Instrumentation Reference Book [Text] / W. Boyes. – Oxford: Butterworth–Heinemann Ltd, 1994. – 929 p. doi:10.1016/B978-0-7506-8308-1.00057-7
6. Smith, E. H. Mechanical engineer's reference book [Text] / E. H. Smith / Oxford: Butterworth–Heinemann Ltd, 1994. – 1194 p. doi:10.1016/b978-0-408-00083-3.50002-3
7. Садовой, А. В. Системы оптимального управления прецизионными электроприводами [Текст] / А. В. Садовой, Б. В. Сухинин, Ю. В. Сохина. – К.: ИСИМО, 1996. – 298 с.
8. Conde, E. C. Sliding Mode based Differential Flatness Control and State Estimation of Vehicle Active Suspensions [Text] / E. C. Conde, F. B. Carbajal, C. G. Rodriguez, A. B. Ortega // Politecnologia. – 2009. – Vol. 1, № 1 (1). – P. 49–59.
9. Aldair, A. A. The energy regeneration of Electromagnetic energy saving active Suspension in full vehicle with Neurofuzzy controller [Text] / A. A. Aldair, W. J. Wang // International Journal of Artificial Intelligence & Applications (IJAIA). – 2011. – Vol. 2, № 2. – P. 32–43. doi:10.5121/ijaia.2011.2203
10. Gysen, L. J. B. Design Aspects of an Active Electromagnetic Suspension System for Automotive Applications [Text] / V. L. J. Gysen, J. L. G. Janssen, J. J. H. Paulides, E. A. Lomonova // IEEE Transactions on Industry Applications. – 2009. – Vol. 45, № 5. – P. 1589–1597. doi:10.1109/08ias.2008.181
11. Емельянов, С. В. Новые типы обратной связи [Текст] / С. В. Емельянов, С. К. Коровин. – М.: Наука, 1997. – 352 с.
12. Bartolini, G. On the second–order sliding mode control of nonlinear systems with uncertain control direction [Text] / G. Bartolini, A. Pisano, E. Usai // Automatica. – 2009. – № 45. – P. 2982–2985. doi:10.1016/j.automatica.2009.09.018
13. Dolire, F. O. Control of Chaotic Oscillation and Response Characterisation in Duffing Oscillator Using Vibration Absorber [Text] / F. O. Dolire, T. A. O. Salau // Journal of Mechanical Engineering and Automation. – 2013. – Vol. 3, № 1. – P. 1–7. doi:10.5923/j.jmea.20130301.01
14. Сергиенко, А. Н. Математическая модель колебаний в ходовой системе автомобиля с электромагнитным демпфированием [Текст] / А. Н. Сергиенко // Вісник НТУ «ХПИ». – 2013. – № 31 (1004). – С. 86–93.
15. Ким, Д. П. Теория автоматического управления. Многомерные, нелинейные, оптимальные и адаптивные системы [Текст] / Д. П. Ким. – М.: Физматлит, 2004. – 464 с.
16. Jaulin, L. Applied interval analysis [Text] / L. Jaulin, M. Kieffer, O. Didrit, E. Walter. – London: Springer, 2001. – 379 p. doi:10.1007/978-1-4471-0249-6_2
17. Пупков, К. А. Методы классической и современной теории автоматического управления [Текст]. Том 5. Методы современной теории автоматического управления / К. А. Пупков, Н. Д. Егупов. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 783 с.