

Е. М. ГЕЦОВИЧ, д-р техн. наук, проф.,

С. Г. СЕЛЕВИЧ, асп., НТУ “ХПИ”,

Т. В. МАРТЫНЕЦ, инж., Электромеханический техникум ХНАГХ

К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПРОБНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ В ДУАЛЬНЫХ АДАПТИВНЫХ СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ ОБЪЕКТАМИ С ЗАРАНЕЕ НЕИЗВЕСТНЫМ НЕУСТОЙЧИВЫМ ОПТИМУМОМ

В статті обґрунтовано необхідність, параметри та отримана залежність для коректування коефіцієнта пробних впливів в дуальних адаптивних системах керування об'єктами із заздалегідь невідомим нестійким оптимумом на прикладі автомобільного колеса в гальмовому(тяговому) режимі.

Введение

Одной из наиболее сложных задач при разработке систем автоматического управления объектами с заранее неизвестным оптимумом является синтез закона управления. Решение этой задачи возможно методами общей теории адаптивных систем [1,2], которые позволяют «нащупывать» искомый оптимум. Эти методы обеспечивают приемлемый результат при управлении объектами, динамическое состояние которых изменяется достаточно медленно (минимум несколько секунд). Если же динамическое состояние объекта регулирования изменяется сравнительно быстро (десятые или сотые доли секунд), то непосредственное применение методов дуального адаптивного управления приводит к результатам, не существенно отличающимся от других, в том числе и «эвристически» синтезированных, законов автоматического управления [3].

Анализ последних достижений и публикаций

Известен ряд работ по синтезу дуальных адаптивных законов управления движением автомобильного колеса в тормозном и тяговом режимах [3,4,5], которое является типичным объектом регулирования с заранее неизвестным неустойчивым оптимумом динамического состояния.

Колесо в процессе торможения (разгона) совершает сложное плоское движение (см. рис.1), которое можно представить в виде суммы переносного (движение центра колеса O вдоль оси X) и относительного (вращение колеса вокруг центра O). Уравнение кинестатики в этих движениях имеют вид:

$$\frac{Z}{g} j = R_x \quad (1)$$

$$J\dot{\omega} = -M_T + R_x r_d \quad (2)$$

где:

- Z - часть силы веса машины, приходящаяся на колесо;
- g - ускорение свободного падения;
- j - продольное замедление колеса;
- R_x - суммарная касательная реакция в пятне контакта колеса с дорогой;
- J - момент инерции связанных с колесом вращающихся масс;
- ω - угловая скорость колеса;
- M_T - тормозной (тяговый) момент, приложенный к колесу со стороны тормозного механизма (трансмиссии);
- r_d - динамический радиус колеса;

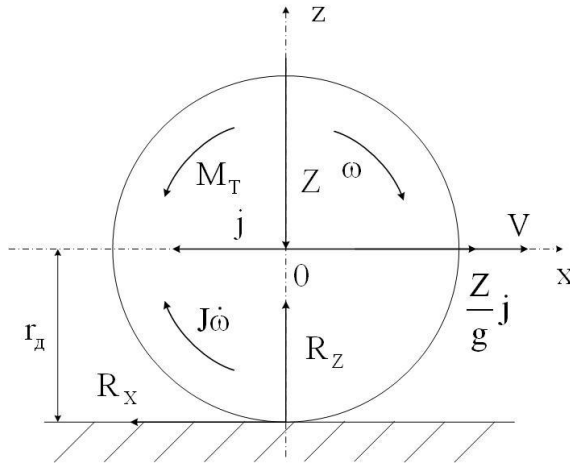


Рис. 1. Расчетная схема качения колеса в тормозном режиме

Для количественной оценки взаимодействия колеса с опорной поверхностью в тормозном (тяговом) режимах используется коэффициент сцепления

$$\varphi_x = \frac{R_x}{Z} \quad (3)$$

а для оценки степени заторможенности (буксования) колеса величина относительного продольного скольжения

$$S = \frac{V - \omega r_d}{V} \quad (4)$$

в тормозном и

$$S = \frac{\omega r_d - V}{\omega r_d} \quad (5)$$

в тяговом режимах, где:

V - скорость центра колеса в переносном движении.

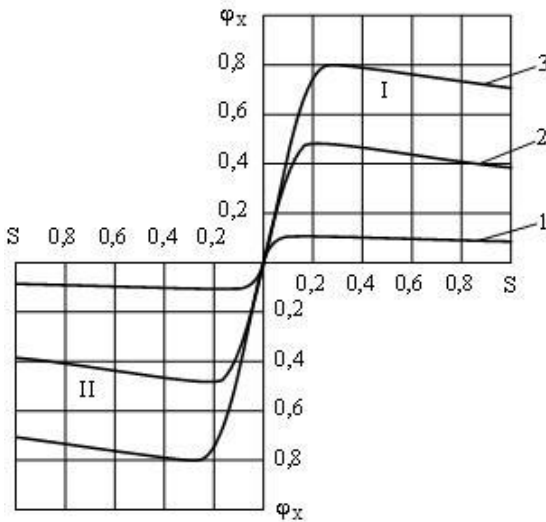


Рис. 2. $\varphi-S$ диаграммы в тормозном (I) и тяговом (II) режиме

1 – скользкая, 2 – мокрая, 3 – сухая дорожная поверхность

Примерные зависимости $\varphi_x = \varphi_x(S)$ для скользкой, мокрой и сухой дорожной поверхности показаны на рис. 2. Значение S , при котором достигается $\varphi_{x\text{MAX}}$, называют критическим и обозначают S_K .

Из (1), (2) и (3) путем несложных преобразований можно получить соотношение

$$M_T = -J\dot{\omega} + \frac{Zr_d}{g} j, \quad (6)$$

из которого следует, что степень рассогласования между j и $\dot{\omega}$ обусловлена величиной приложенного к колесу момента, который в свою очередь, пропорционален (в тормозном режиме) величине давления в исполнительном аппарате тормозного привода:

$$M_T = K_M \cdot P_{\text{ПР}}, \quad (7)$$

где:

K_M - коэффициент пропорциональности;

$P_{\text{ПР}}$ - давление в исполнительном аппарате тормозного привода.

В установившемся режиме торможения (разгона) параметры j и $\dot{\omega}$ связаны соотношением

$$j = \dot{\omega} \cdot r_d, \quad (8)$$

а для достижения такого режима необходимо M_T ($P_{\text{ПР}}$) регулировать пропорционально степени рассогласования j и $\dot{\omega}$ с учетом знака рассогласования по зависимости [4]:

$$\frac{dP_{\text{ПР}}}{dt} = K_{\text{ч}} \left(\dot{\omega} - \frac{K_{\text{ПР}}}{r_d} j \right), \quad (9)$$

где:

$K_{\text{ч}}$ - коэффициент чувствительности системы управления;

$K_{\text{ПР}}$ - коэффициент пробных воздействий.

Для удобства анализа процессов регулирования степени заторможенности (буксования) колеса используют так называемые фазовые

диаграммы (см. рис. 3), которые строятся в соответствии с уравнением (6), приведенным к безразмерному виду:

$$\frac{M_T}{Z_{гд}} = -\frac{J}{Z_{гд}} \dot{\omega} + \varphi_X, \quad (10)$$

в координатах $\varphi_X - S$.

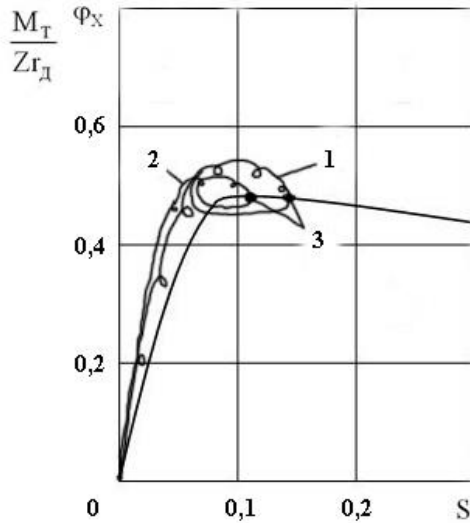


Рис. 3. Фрагмент фазовых диаграмм процессов регулирования.

1 – при $K_{гпр} = \text{Const}$; 2 – при $K_{гпр} = K_{гпр0} - aS + bj$; 3 – точка прекращения регулирования $P_{гпр}$

В соответствии с принципом дуального адаптивного управления логика выбора пробного воздействия, осуществляемого с помощью $K_{гпр}$, заключается в следующем: произойдет ли повышение величины продольного замедления j , если ещё увеличить M_T . Для этого $K_{гпр}$ необходимо задать больше 1, так как в случае $K_{гпр} = 1$ процесс регулирования может стабилизироваться в любой точке $0 \leq S \leq S_K$, отличной от оптимума.

Вследствие наличия запаздываний в исполнительных элементах системы автоматического управления процесс регулирования по условию (9) носит колебательный характер (петли на кривых 1 и 2, рис. 3). Колебательный характер снижает эффективность торможения колеса, задерживая процесс

достижения $\varphi_{x\text{MAX}}$, но позволяет определить момент времени, в который следует прекратить регулирование $P_{\text{ГР}}$, а также при $P_{\text{ГР}} = \text{Const}$ вывести объект регулирования из неустойчивой зоны ($S_K < S$) в устойчивую ($S \leq S_K$) [5]. При этом чем меньше $K_{\text{ГР}}$, тем ближе т. з к $S = S_K$, то есть выше качество управления.

Цель и постановка задачи

Цель данного исследования заключается в устранении противоречий в требованиях к величине коэффициента пробных воздействий на устойчивой и неустойчивой ветвях регулирования динамического состояния объекта с заранее неизвестным неустойчивым оптимумом.

Для достижения поставленной цели необходимо определить параметры, в функции которых следует регулировать коэффициент пробных воздействий $K_{\text{ГР}}$, а также обосновать выбор зависимости $K_{\text{ГР}}$ от этих параметров.

Очевидно, что при $0 \leq S \leq S_K$ для ускорения вывода процесса регулирования на максимум зависимости $\varphi_x = \varphi_x(S)$ величину $K_{\text{ГР}}$ следует задавать достаточно большой, при $S = S_K$ пробное воздействие можно прекратить, то есть принять $K_{\text{ГР}} = 1$, а при $S_K < S$ величину $K_{\text{ГР}}$ следует снизить до $K_{\text{ГР}} < 1$ с целью приближения т. з к S_K , т.е. ускорения вывода объекта регулирования из неустойчивой зоны.

Выбор параметров и зависимости для корректировки величины коэффициента пробных воздействий.

Из $\varphi - S$ диаграмм (рис.2) видно, что $K_{\text{ГР}}$ в процессе его корректировки должен быть:

$$\begin{aligned}
 &K_{\text{ГР}} = K_{\text{ГР}0} \text{ (максимальным) при } S = 0 ; \\
 &K_{\text{ГР}} = 1 \text{ при } \varphi_{x\text{MAX}} \approx 0,1 \text{ и } S_K = 0,1 \text{ на скользкой дороге;} \\
 &K_{\text{ГР}} = 1 \text{ при } \varphi_{x\text{MAX}} \approx 0,45 \text{ и } S_K = 0,2 \text{ на мокрой дороге;} \\
 &K_{\text{ГР}} = 1 \text{ при } \varphi_{x\text{MAX}} \approx 0,8 \text{ и } S_K = 0,3 \text{ на сухой дороге.}
 \end{aligned}
 \tag{11}$$

Известно, что в начале торможения $K_{\text{ГР}} = 1,7 \dots 1,9$ достаточен для быстрого достижения $\varphi_{x\text{MAX}}$ [5]. Величина S может быть вычислена по зависимостям (4) и (5). Величина φ_x неизвестна, а измерение её в процессе регулирования не представляется возможным. Однако, с учетом (1) и (3) величину φ_x можно оценить по величине параметра j , который является контролируемым и легко измеряется.

Из сказанного следует, что величина $K_{\text{ГР}}$ должна быть максимальной в начальной стадии торможения (при $S=0$ и $j=0$), а затем убывать по мере возрастания S , но возрастать по мере возрастания j . Для реализации такой корректировки коэффициента пробных воздействий может быть использовано достаточно простое выражение

$$K_{\text{ГР}} = K_{\text{ГР}0} - aS + bj, \quad (12)$$

где a и b - постоянные коэффициенты, подлежащие определению.

Вычисление значений a и b может быть выполнено с использованием условий (11). Поскольку неизвестных два, а условий три, то для вычисления могут быть использованы два из них, а третье условие – для проверки. Запишем (12) для скользкой и сухой дорог, приняв $K_{\text{ГР}0} = 1,8$, а $j = \varphi_{\text{X}}g$, в виде:

$$\begin{bmatrix} 0,1 & -0,1g \\ 0,3 & -0,8g \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} a \\ b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,8 \\ 0,8 \end{bmatrix}. \quad (13)$$

Решив систему (13), получим $a \approx 11$ и $b \approx 0,32$. Проверим значение $K_{\text{ГР}}$ для мокрой дороги в точке $S = S_{\text{К}}$. $K_{\text{ГР}} = 1,8 - 0,2 \cdot a + 0,45g \cdot b = 1,02$, то есть $K_{\text{ГР}} \approx 1,0$.

Поскольку кривые $\varphi_{\text{X}} = \varphi_{\text{X}}(S)$ для скользкой (обледенелой) и сухой дорожных поверхностей являются предельными, ограничивающими возможный диапазон изменения зависимостей $\varphi_{\text{X}} = \varphi_{\text{X}}(S)$, а условие корректировки $K_{\text{ГР}}$ (12) обеспечивает приемлемый результат как на границах этого диапазона, так и в его середине (для мокрой дороги), можно утверждать, что условие (12) приемлемо для всего возможного диапазона изменения сцепных условий.

Список литературы: 1. Тасев А.С. Вопросы параметрической оптимизации существенно нелинейных систем // Адаптивные системы автоматического управления. – №1. – Киев: Техника, 1973. – С.3-14. 2. Загарий Г.И. Методы построения адаптивных систем управления для нестационарных динамических объектов. – Деп. в НИИНавтопроме 25.04.83, №3771ап-Д83 // Анот. в БУ ВИНТИ "Депонированные научные работы", №10(144), 1983. – С.82 3. Гецович Е.М. Классификация алгоритмов функционирования АБС // Автомобильная промышленность. – 1987. – №11. – С.34. 4. Гецович Е.М., Александров Е.Е. Синтез законов автоматического управления торможением транспортного средства // Механiка та машинобудування. – 1999. – №1. – С.140-148. 5. Гецович Е.М., Ходирев С.Я., Фаворов Н.Ю. Сравнительная оценка некоторых алгоритмов противоблокировочных систем по качеству регулирования процесса торможения. // Деп. в НИИНавтопром. – М., 1982.-№ 720 ап Д82. БУ «Депонированные рукописи». М.: ВИНТИ, 1982.-№8.- Реф. 130.

Поступила в редколлегию 02.12.05