

ГРАНИЧНЫЕ СКОРОСТИ СИСТЕМ АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЯ

С.Е. Бузников, П.В. Тамбулатов, Н.С. Шабанов

Задача предотвращения столкновений автомобиля с препятствиями сводится к динамической стабилизации состояния объекта управления. Динамические границы переменных состояния определяются из достаточных условий предотвращения типовых столкновений структурированного множества. В работе приводятся результаты исследования динамических границ скорости центра масс автомобиля, необходимых для предотвращения более 70 % типовых столкновений

Ключевые слова: активная безопасность автомобиля, интеллектуальные системы

Одним из наиболее перспективных направлений решения проблемы безопасности дорожного движения является создание различных систем активной безопасности автомобиля.

Задача оптимального управления на конечном интервале $t_2 \div t_1$ для систем активной безопасности формулируется как задача минимизации модифицированного квадратичного функционала качества управления [1].

Решением этой задачи являются управляющие воздействия $U(t) \in U_{дон}$, формируемые в программно-аппаратной среде $R \in R_{дон}$. Минимум классического квадратичного функционала качества управления достигается в задачах Больца и Лагранжа при выполнении неравенств вида: $X_i^H(X, t) \leq X_i(t) \leq X_i^B(X, t)$, $1 \leq i \leq n$, где $X_i^B(X, t)$ и $X_i^H(X, t)$ определяется из условий предотвращения типовых столкновений.

Наращивание функций и увеличение числа предотвращаемых столкновений ограничивается как отсутствием необходимого набора датчиков первичной информации, так и значительным увеличением стоимости систем, построенных по традиционным схемам.

Минимизация аддитивной составляющей потерь на управление в квадратичном функционале предполагает автоматизацию формирования компонент вектора $U = (U_1, U_2, U_3)^T$ без участия водителя [2]. Данный эффект достигается путем

автоматического управления трансмиссией, двигателем и тормозами. В число ограничений, формирующих функцию потерь в квадратичном функционале, для технически исправного автомобиля входят граничные скорости, определяемые из достаточных условий предотвращения типовых столкновений из структурированного множества столкновений. К их числу относятся граничные скорости опрокидывания $V_{гр1}^B$, заноса $V_{гр2}^B$ и сноса колес $V_{гр3}^B$, разрыва корда шин $V_{гр4}^B$, пробуксовки ведущих колес $V_{гр5}^B$, а также скорости, определяемые асимметрией колесных пар $V_{гр6}^B$, аварийным перегревом тормозов $V_{гр7}^B$, уровнем допустимых вибраций в салоне автомобиля $V_{гр8}^B$ и др.

$V_{гр1}^B \Leftarrow \sqrt{0.5abgh_m^{-1}|\psi_c} \Leftarrow^1$ – граничная скорость опрокидывания автомобиля;

$V_{гр2}^B \Leftarrow \sqrt{[q_3 + m_4 \bar{m}_0^{-1}gb + R_d a_d]k_{sq}|\psi_c} \Leftarrow^1$ – граничная скорость заноса задних колес;

$V_{гр3}^B \Leftarrow \sqrt{[q_1 + m_2 \bar{m}_0^{-1}gb - R_d a_d]k_{sq}|\psi_c} \Leftarrow^1$ – граничная скорость сноса передних колес;

k_{sq} – коэффициент трения скольжения шин в поперечном направлении; h_m – высота центра масс автомобиля.

$V_{гр4}^B \Leftarrow \min \{V_{gp41}^B, V_{gp42}^B, V_{gp43}^B, V_{gp44}^B\}$ – граничная скорость разрыва корда шины с учетом значений износов кордов, давлений и марки шин;

$V_{gp4i}^B = -0.5k_{Ti}k_{vi}^{-1} + \text{Re} \sqrt{(0.5k_{Ti}k_{vi}^{-1})^2 + [\Delta R_{k22} - \Delta R_{ki} - k_{pi}P_{iH}](k_{Ti}k_{vi})^{-1}}$;

$\Delta R_{kzp} = [k_{pi}P_H + k_{pi}k_{Ti}V_T + k_{pi}k_{Ti}V_T^2]$ – граничное значение зоны упругих деформаций

Бузников Сергей Евгеньевич – МИЭМ, канд. техн. наук, доцент, тел. (495) 710-15-10, e-mail: buznikof@mail.ru

Тамбулатов Павел Вадимович – МИЭМ, аспирант, тел. 8-926-129-49-62, e-mail: tamb-pv@yandex.ru

Шабанов Николай Сергеевич – МИЭМ, аспирант, тел. (499) 188-24-76, e-mail: nsshah@mail.ru

корда шины; V_T – скорость, определяемая по скоростному индексу шин; ΔR_{ki} – износ корда i -ой шины;

k_{pj} – коэффициент линейного расширения шины в зоне упругих деформаций; k_{Tj} – коэффициент тепловой составляющей давления; k_{Vi} – коэффициент влияния центробежной силы при вращении шины; R_{Ci} – свободный радиус i -го колеса с шириной профиля l_{ii} ; P_{Ni} – номинальное значение давления в i -ой шине.

На рис. 1 изображены результаты моделирования системы динамической стабилизации скорости автомобиля:

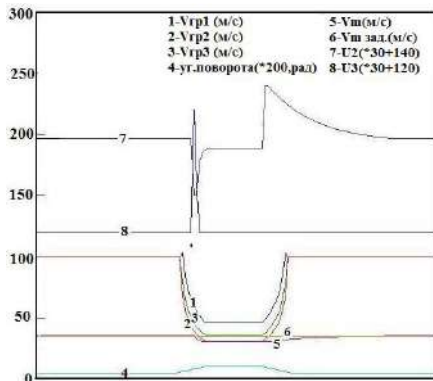


Рис.1. Результаты моделирования системы динамической стабилизации скорости автомобиля

$V_{гр5}^B \Leftarrow \text{Re} \sqrt{k_x^{-1} m_0 g [a_S^B(0) g^{-1} - k_{mp} - \alpha_m]} -$
 граничная скорость пробуксовки ведущих колес;

Граничная скорость $V_{гр6}^B(t)$ определяемая асимметрией осевых колесных пар, приводящей к возникновению дополнительного момента в рулевой трапеции, определяется из условия полной остановки на дистанции L_C с граничным замедлением $a_{Tгр}$:

$$V_{гр6}^B(t) = \sqrt{2L_s a_{Tгр}}, \text{ где}$$

$$a_{Tгр} = \min\{a_{Tгр1}, a_{Tгр2}\},$$

$$a_{Tгр1} = C |\Delta P_{12}|^{-1}, a_{Tгр1} \approx k_S^* g;$$

На рис. 2 приведены граничные скорости $V_{гр6}^B$ и граничного замедления $a_{Tгр}$ от разности давлений $|\Delta P_{12}|$ в осевой паре управляемых колес при $L_C = 80$ м, $k_S^* = 1$, $C=2,5$.

$V_{зп7}(t) = \min[V_{зп71}(t), V_{зп72}(t), V_{зп73}(t), V_{зп74}(t)]$
 – граничная скорость аварийного перегрева

тормозов, где $V_{зп7i}(t) = \text{Re} \sqrt{H_i^* [y_{зп} - y_i(t)]}$,
 $y_{зп}$ – температура закипания тормозной жидкости;

$y_i(t)$ – температура перегрева тормозов i -го колеса.

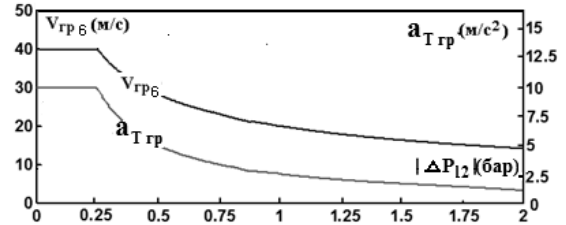


Рис.2. Зависимости граничной скорости $V_{гр6}^B$ и граничного замедления $a_{Tгр}$ от разности давлений $|\Delta P_{12}|$ в осевой паре управляемых колес

В качестве математической модели нагрева тормозов [3] используется система дифференциальных уравнений первого закона термодинамики:

$$T_{Hi} \frac{dy_i}{dt} + y_i = H_i \cdot U_{3i}(t), \quad 1 \leq i \leq 4, \quad (1)$$

где $T_{Hi} = C_{Ti} \cdot C_{0i}^{-1}$ – постоянная времени нагрева и охлаждения тормозов i -го колеса;

C_{Ti} и C_{Hi} – константы теплоемкости и теплообмена i -го колеса;

$H_i = C_{0i}^{-1} \cdot k_{3i} \cdot R_{di} \cdot R_{Ci}^{-1}$; k_{3i} – коэффициент усиления тормозов i -го колеса;

R_{Ci} и R_{di} – свободный и динамический радиусы i -го колеса;

$y_i = (T_i - T_{oc})$ – температура перегрева тормозов i -го колеса;

T_i и T_{oc} – соответственно температуры тормозов i -го колеса и окружающей среды;

$V_i(t)$ – линейная скорость вращения i -го колеса;

$U_{3i}(t)$ – тормозное управляющее воздействие на i -ом колесе.

Приближенное решение (1) при допущении $T_{Hi} \gg 1$ в режиме торможения ($U_{3i} > 0$) до полной остановки ($V_i = 0$) с замедлением $a_T > 0$ приводится к виду:

$$y_i(t_s) = y_i(t) + 0.5 \cdot a_T^{-1} \cdot V_i^2(t) \cdot T_{Hi}^{-1} \cdot H_i \cdot U_{3i}.$$

Принимая $y_i(t_S) = y_{гр}^6$, $V_i(t) = V_{грi}^6(t)$,

$U_{3i} = U_3$ и $a_T = m_0^{-1} \sum_{i=1}^4 k_{3i} U_3$, получим:

$$V_{грi}^6(t) = \text{Re} \sqrt{H_i^* \cdot [y_{гр}^6 - y_i(t)]};$$

$$H_i^* = 2C_{Ti} R_{di}^{-1} R_{Ci} m_0^{-1} k_{3i}^{-1} \sum_{i=1}^4 k_{3i}$$

С учетом продольных скольжений колес

$$S_i = \Delta V_{Si} \cdot V_m^{-1}; V_i = V_m \cdot (1 + S_i) \text{ и}$$

$$V_{гр7i}^6(t) = (1 + S_i)^{-1} \cdot \text{Re} \sqrt{H_i^* \cdot [y_{гр}^6 - y_i(t)]}.$$

Результирующая граница скорости аварийного перегрева тормозов определяется как минимальная из граничных скоростей перегрева тормозных устройств:

$$V_{гр7}^B(t) = \min \{ V_{гр71}^B(t), V_{гр72}^B(t), V_{гр73}^B(t), V_{гр74}^B(t) \}.$$

На рис. 3 приведены зависимости граничной скорости аварийного перегрева тормозов $V_{гр7}^B(t)$ автомобиля Mercedes-Benz E240T от температуры перегрева тормозов y_i для торможения с нулевым скольжением колес $S_i = 0$ и $S_i = -0.3$ на границе блокирования колес в случае использования синтетической тормозной жидкости DOT-4 с температурой кипения 265°C и $T_{oc} = 0^\circ\text{C}$.

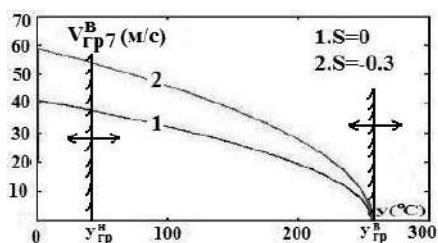


Рис.3. Зависимость $V_{гр7}^B(t)$ от температуры перегрева тормозов

Физическая интерпретация $V_{гр7}(t)$

означает, что торможение со скоростями, превышающих граничную, будет сопровождаться увеличением температур перегрева тормозов, превышающих аварийное значение, и, как следствие, закипанием тормозной жидкости в тормозных цилиндрах. В этом случае повторное торможение со значительным замедлением становится невозможным.

Результаты проведенных исследований позволяют сформулировать следующие выводы:

- анализ полученных уравнений граничных скоростей позволяет определить вектор значимых переменных состояния в задаче динамической стабилизации;

- применение виртуальных датчиков информации, основанных на использовании математических моделей объекта, позволяет формировать адекватные оценки переменных в минимальной конфигурации используемых технических средств;

- предлагаемое решение задачи динамической стабилизации соответствует минимуму модифицированного функционала качества управления, достигаемому за счет минимизации всех его слагаемых.

Литература

1. Бузников С.Е. Принципы построения рекордных автомобильных систем активной безопасности. Труды XIV Международной конференции «Проблемы управления безопасностью сложных систем» - М.: Изд-во РГГУ, 2006. – С. 506–507.

2. Бузников С.Е., Тамбулатов П.В. Моделирование автомобильной системы круиз-контроля с расширенным вектором состояния и управления. Труды XVIII Международной конференции «Проблемы управления безопасностью сложных систем» - М.: Изд-во РГГУ, 2010. – С. 380–384.

3. Бузников С.Е., Шабанов Н.С. Виртуальные датчики нагрева шин и тормозов автомобиля // Ежемесячный научно-технический и производственный журнал «Датчики и системы» – 2009 – №8 (123) – С.21–25.

Московский государственный институт электроники и математики (ГУ)

THE LIMITING SPEEDS OF AUTOMOTIVE ACTIVE SAFETY

S.E. Buznikof, P.V. Tambulatov, N.S. Shabanov

The problem of car collision prevention is reduced to the dynamic stabilization of control object state. Dynamic limits of the state variables are determined from the sufficient conditions of car collision prevention. In this paper we present the research of safe speeds necessary to prevent more than 70% of typical collisions

Key words: automotive active safety, intelligent systems