

УДК 631.372

Математическая модель противобуксовочной системы автомобиля

Капитанов Роман Дмитриевич

kapitanovrd@student.bmstu.ru

Сидоров Владимир Николаевич

sidorov_vn@bmstu.ru

КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, Россия

Рассмотрено создание математической модели противобуксовочной системы автомобиля в среде MATLAB. Основное содержание исследования составляет описание модели противобуксовочной системы, ее принцип действия и определение входных, выходных сигналов. В исследовании приведен анализ схем, а также построение и описание модели противобуксовочной системы. Сделаны выводы, что приведенная в статье модель при совместной работе с моделями других агрегатов автомобиля возможна как на ранних этапах проектирования автомобиля, так и на более детальных стадиях, для определения оптимальных параметров при движении автомобиля в различных условиях эксплуатации.

Ключевые слова: колесный автомобиль, конструкция автомобиля, противобуксовочная система автомобиля, системы безопасности автомобиля

Противобуксовочная система (ПБС) — актуальная задача в проектировании и создании любого транспортного средства. Электрогидравлическая система автомобиля, предназначенная для предотвращения потери сцепления колес с дорогой посредством контроля за буксованием ведущих колес.

Противобуксовочная система, предназначенная для предотвращения пробуксовки ведущих колес и построенная на конструктивной основе АБС, предупреждает пробуксовку колес во всем диапазоне скоростей автомобиля [1]:

- при малых скоростях движения (от 0 до 80 км/ч) обеспечивает изменение крутящего момента за счет подтормаживания ведущих колес;
- при скорости выше 80 км/ч тормозные моменты на колесах регулируются за счет уменьшения передаваемого от двигателя крутящего момента.

На основании сигналов от датчиков угловой скорости колес блок управления ПБС определяет следующие характеристики:

- скорость движения КМ (на основании угловой скорости неведущих колес);
- характер движения КМ — прямолинейное или криволинейное (на основании сравнения угловых скоростей неведущих колес); =–
- проскальзывание ведущих колес (на основании разности угловых скоростей ведущих и неведущих колес).

В зависимости от текущего значения эксплуатационных характеристик производится управление тормозным давлением или управление крутящим моментом двигателя.

Для моделирования работы ПБС двухосной заднеприводной КМ перепишем систему уравнений в следующем виде [2]:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_k * \omega_{k1}^* = -M_1; \\ J_k * \omega_{k2}^* = \frac{M_{сц}}{2} * i_{кп} * i_{гп} - M_2 - (1 - u_2) * k_2 * T; \\ J_k * \omega_{k3}^* = -M_3; \\ J_k * \omega_{k4}^* = \frac{M_{сц}}{2} * i_{кп} * i_{гп} - M_4 - (1 - u_4) * k_4 * T; \\ \omega_{кп}^* = i_{кп} * i_{гп} * \frac{\omega_{k2}^* + \omega_{k4}^*}{2}; \\ J_d * \omega_{дв}^* = h_{dr} * h_{pbs} * M_{дв} - M_{сц}, \end{array} \right.$$

где u_2, u_4 — управляющие сигналы для второго и четвертого колеса соответственно; k_2, k_4 — коэффициенты коррекции, позволяющие учесть перераспределение тормозного момента при криволинейном движении; h_{pbs} — степень снижения потребляемой мощности силовой установки; T — максимальный тормозной момент, реализуемый колесным тормозным механизмом [3].

Управляющие сигналы u_2 и u_4 будем вычислять следующим зависимостям:

$$\left\{ \begin{array}{l} u_{2,4} = \frac{0,5 * (\omega_{k1} + \omega_{k3})}{\omega_{k2,4}}, \text{ при } \omega_{k2,4} \neq 0; \omega_{k2,4} > 0,5 * (\omega_{k1} + \omega_{k3}); \\ u_{2,4} = 1, \text{ при } \omega_{k2,4} \leq 0,5 * (\omega_{k1} + \omega_{k3}). \end{array} \right.$$

Коэффициенты коррекции k_2 и k_4 определим исходя из соображения, что тормозной момент на буксующих ведущих колесах при криволинейном движении перераспределен пропорционально значениям угловых скоростей колес неведущей оси:

$$k_2 = \frac{\omega_{k3}}{\omega_{k1}}; \quad k_4 = \frac{\omega_{k1}}{\omega_{k3}}.$$

Для расчета снижения крутящего момента от двигателя на ведущие колеса будем рассчитывать положение органа управления подачей топлива с учетом работы ПБС h_{pbs} следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} h_{pbs} = u_2 * u_4, \text{ при } v \geq 80 \frac{\text{км}}{\text{ч}}; \\ h_{pbs} = 1, \text{ при } v < 80 \frac{\text{км}}{\text{ч}}, \end{array} \right.$$

где v — скорость движения автомобиля.

Для разработки программной реализации алгоритма работы ПБС воспользуемся программным блоком, представленным на рис. 1. Входные сигналы: w_1, w_3 — угловые скорости вращения первого и третьего колес, рад/с; w_{sv} — угловая скорость вращения ведущего колеса, рад/с.



Рис. 1. Общий вид блока MATLAB Function программной реализации алгоритма работы ПБС

Выходные сигналы: y — коэффициент уменьшения значения приводного момента, подводимого к ведущему колесу. Программный код, реализующий алгоритм работы ПБС для второго колеса приведен ниже (рис. 2).

```
function y = fcn(w_sv,w1,w3)
%#codegen
u=1;
k=w3/w1;
w=(w1+w3)/2;
if w_sv>0 && w_sv>w
    u=w/w_sv;
end
y = [u; k];
```

Рис. 2. Программный код, реализующий алгоритм работы ПБС для второго колеса

Рассмотрим доработку программного блока, описывающего работу трансмиссии заднеприводного автомобиля 4x2 [4]. Программный блок, описывающего работу трансмиссии заднеприводного автомобиля 4x2 представлен на рис. 3.

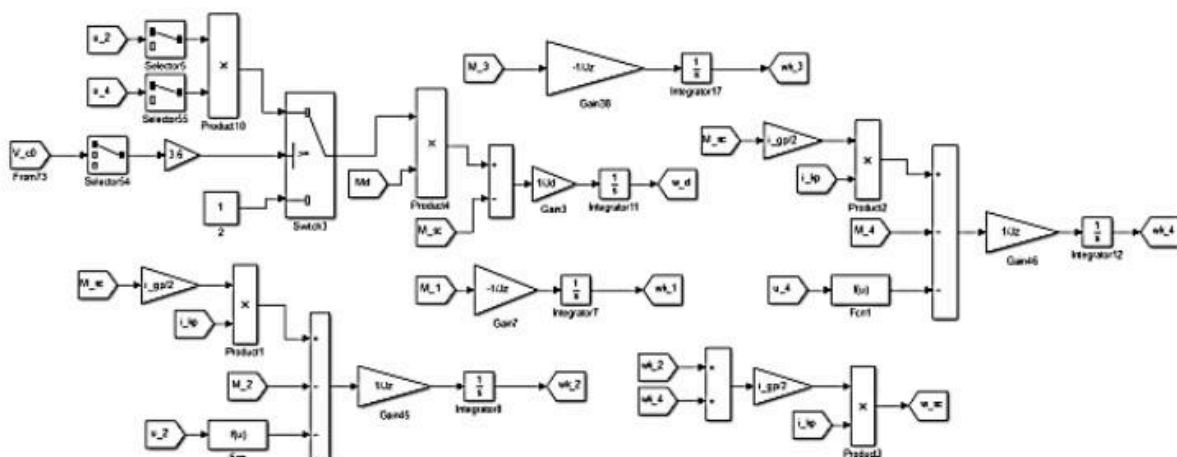


Рис. 3. Программный блок, описывающий работу трансмиссии заднеприводного автомобиля 4x2

Входные переменные: $M_1, \dots, M_4$ — моменты сопротивления на колесах КМ, Нм; $i_{кр}$ — передаточное отношение в коробке передач; M_d — крутящий момент на коленчатом валу двигателя, Нм; M_{sc} — крутящий момент, развиваемый сцеплением Нм; u_2, u_4 — управляющие сигналы; V_{c0} — скорость центра масс КМ, м/с. Выходные переменные: $w_{k1}, \dots, w_{k4}$ — угловые скорости вращения колес КМ, рад/с; w_d — угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, рад/с; w_{sc} — угловая скорость вращения первичного вала коробки передач, рад/с.

Будем проводить исследование работы ПБС в режиме разгона на ровной опорной поверхности типа «сухой лед». Зададим значения коэффициентов сцепления при полном скольжении в файле исходных данных. Значения коэффициентов сцепления при полном скольжении приведены ниже на рис. 4.

```
mu_x_max=0.15; % коэффициент сцепления при полном
скольжении в направлении оси X
mu_y_max=0.15; % коэффициент сцепления при полном
скольжении в направлении оси Y
```

Рис. 4. Значения коэффициентов сцепления при полном скольжении

В качестве примера применения этого алгоритма работы ПБС рассмотрим разгон с места на опорном основании типа «сухой лед» заднеприводной двухосной КМ на льду при полностью нажатой педали подачи топлива. На рис. 5 показана скорость центра масс машины, на рис. 6 — угловые скорости колес, на рис. 7 — курсовой угол при разгоне без ПБС, на рис. 8–10 — курсовой угол при разгоне с ПБС.

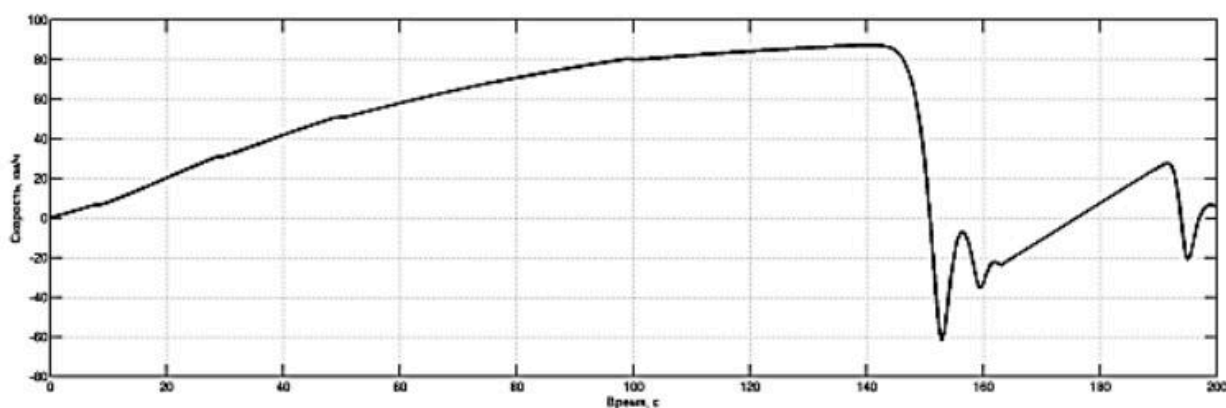


Рис. 5. Скорость центра масс машины при разгоне без ПБС

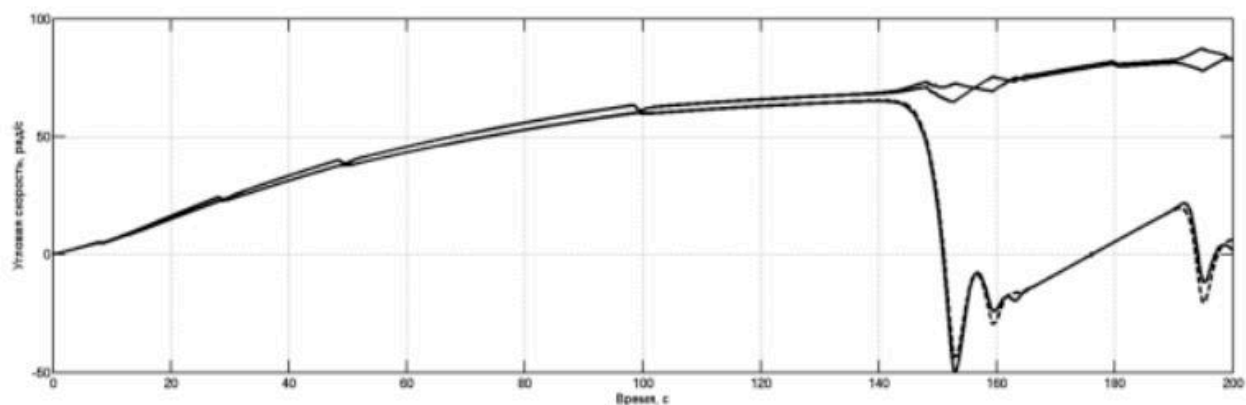


Рис. 6. Угловые скорости колес при разгоне без ПБС: сплошные линии — ведущие колеса, пунктирные линии — ведомые колеса

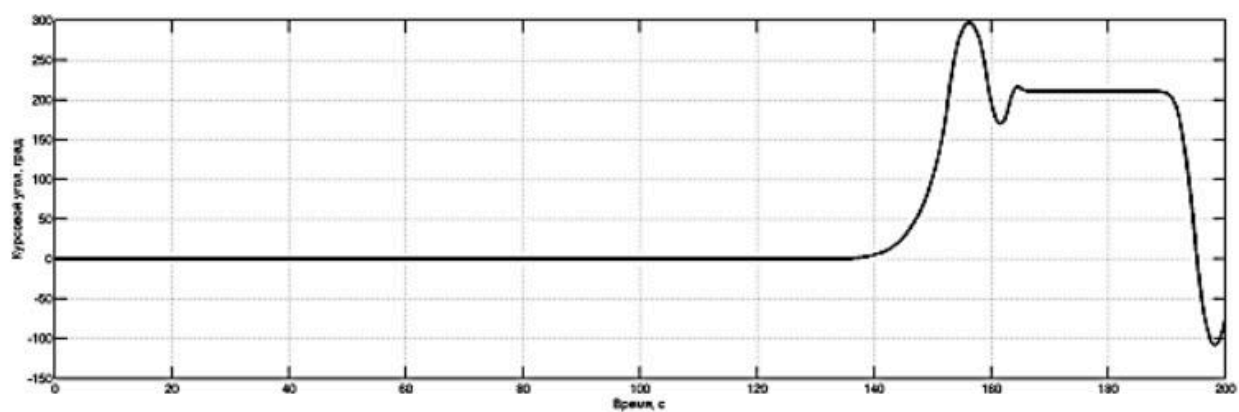


Рис. 7. Курсовой угол при разгоне без ПБС

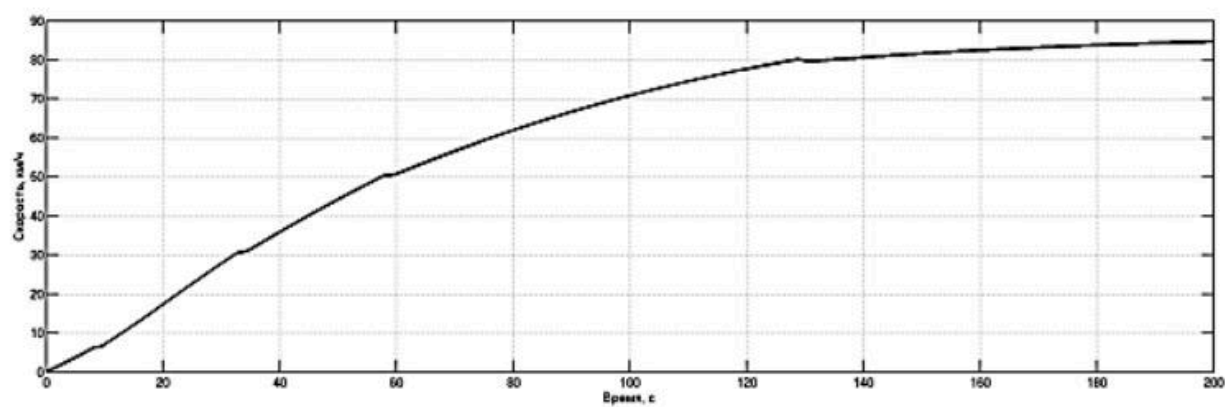


Рис. 8. Скорость центра масс машины при разгоне с ПБС

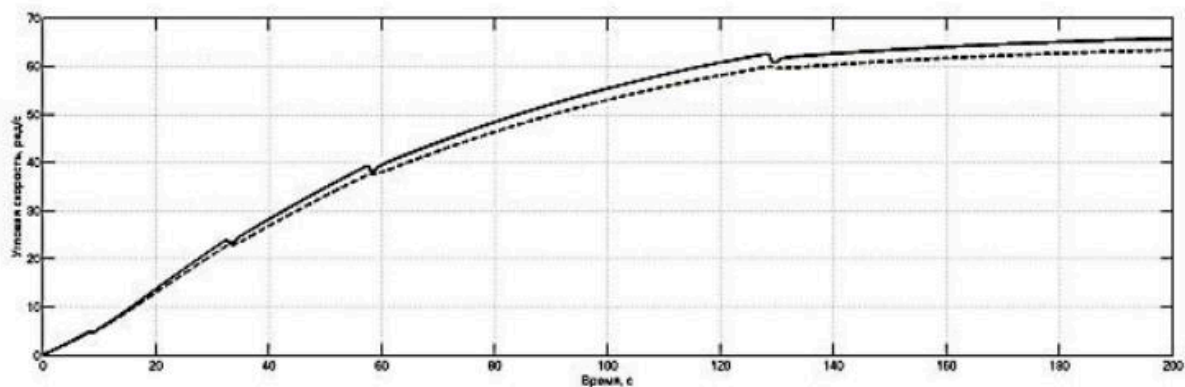


Рис. 9. Угловые скорости колес при разгоне с ПБС: сплошные линии — ведущие колеса, пунктирные линии — ведомые колеса

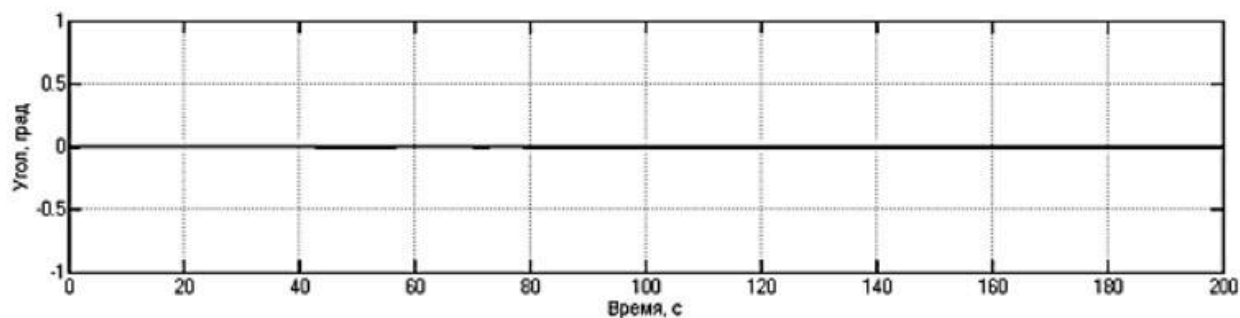


Рис. 10. Курсовой угол при разгоне с ПБС

На рисунках видно, что при разгоне на льду без ПБС заднеприводная КМ теряет курсовую устойчивость, угловые скорости колес существенно различаются. При работающей ПБС система автоматически ограничивает скорость движения, при этом курсовая устойчивость полностью сохраняется и угловые скорости колес практически одинаковы.

Литература

- [1] Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н., Гладов Г.И. *Проектирование полноприводных колесных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.
- [2] Смирнов Г.А. *Теория движения колесных машин*. Москва, Машиностроение, 1990, 352 с.
- [3] Афанасьев Б.А. *Моделирование систем колесных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997, 30 с.
- [4] Ларин В.В. *Теория движения полноприводных колесных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010, 391 с.

Mathematical model of the traction control system (PBS) of the car

Kapitanov R.D. kapitanovrd@student.bmstu.ru

Sidorov V.N. sidorov_vn@bmstu.ru

BMSTU (KB), Kaluga, Russia

The article considers the creation of a mathematical model of a vehicle traction control system in the Matlab environment. The main content of the study is a description of the traction control system model, its principle of operation and the definition of input and output signals. The study provides an analysis of the schemes, as well as the construction and description of the traction control system model. It is concluded that the model given in the article, when working together with models of other car units, is possible both at the early stages of car design and at more detailed stages to determine the optimal parameters when driving a car in various operating conditions.

Keywords: wheeled vehicle, vehicle design, vehicle traction control system, vehicle safety systems