

УДК 62-83

В. А. Войтенко, канд. техн. наук

### СИСТЕМА КОНТРОЛЯ ТЯГИ ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

**Аннотация.** Предложена структурная схема системы управления тягой с целью минимизации времени разгона электротранспортного средства и методика синтеза её параметров. Разработана математическая модель в пакете Matlab Simulink, на которой проверена работоспособность разработанной системы контроля тяги.

**Ключевые слова:** электротранспортное средство, система управления тягой, скорость скольжения, коэффициент сцепления, ускорение, сила тяги.

V. A. Voytenko, PhD.

### DYNAMIC TRACTION CONTROL FOR OF ELECTROMOBILE

**Abstract.** The flow diagram of the Dynamic Traction Control (DTC) with the purpose of time minimization of electromobile acceleration and method of synthesis of its parameters is offered. A mathematical model in the Matlab Simulink package, which the capacity of the developed DTC system is tested on, is developed.

**Keywords:** electromobile, control system by traction, sliding, coefficient of rolling friction, speed, acceleration, tractive force.

В. А. Войтенко, канд. техн. наук

### СИСТЕМА КОНТРОЛЮ ТЯГИ ЕЛЕКТРОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

**Анотація.** Запропоновано структурну схему системи керування тягою з метою мінімізації часу розгону електротранспортного засобу і методику синтезу її параметрів. Розроблено математичну модель в пакеті Matlab Simulink, на якій перевірено працездатність розробленої системи контролю тяги.

**Ключові слова:** засіб електротранспорту, система керування тягою, швидкість ковзання, коефіцієнт зчеплення, прискорення, сила тяги.

Коэффициент сцепления является одним из основных факторов, влияющих на эксплуатационные и технико-экономические показатели колёсного транспорта [1,2,3]. От коэффициента сцепления зависит максимальное значение силы тяги и силы торможения ЭТС, что влияет на ограничение значения ускорения при разгоне и торможении ЭТС. На дорогах с твердым покрытием коэффициент сцепления зависит главным образом от трения скольжения между шиной и покрытием. Это обусловлено тем, что при качении ведущего колеса, на которое со стороны двигателя действует вращающий момент  $M_K$ , между колесом и поверхностью качения возникает проскальзывание, поэтому скорость поступательного движения ЭТС ( $V_{ЭТС}$ ) будет меньше расчётного значения линейной скорости движения оси ведущего колеса:

$$V_{\dot{\gamma}ON} < \omega_E R_E,$$

где  $\omega_K$  – угловая скорость вращения ведущего колеса;  $R_K$  – радиус ведущего колеса.

Проскальзывание рабочей поверхности ведущего колеса относительно поверхности

качения происходит с некоторой средней линейной скоростью скольжения  $\Delta V_{СК}$ , которая определяется выражением

$$\Delta V_{\dot{\gamma}E} = \omega_E R_E - V_{\dot{\gamma}ON}. \quad (1)$$

Сначала при малом значении вращающего момента  $M_K$ , приложенного к колесу, скорость скольжения  $\Delta V_{СК}$  так же будет мала. Затем, при увеличении вращающего момента  $M_K$  за счёт деформации поверхности колеса будет увеличиваться скорость скольжения  $\Delta V_{СК}$ .

Одновременно с увеличением момента  $M_K$  увеличивается и сила сцепления колеса с поверхностью качения ( $F_{СЦ}$ ). При постоянной скорости движения ЭТС связь между скоростью скольжения  $\Delta V_{СК}$ , значением момента  $M_K$  и силой сцепления  $F_{СЦ}$  будет прямой [1,2]. Эта связь сохраняется до тех пор, пока сила сцепления колеса с поверхностью качения не достигнет значения  $F_{СЦПР}$ , соответствующего предельному значению коэффициента сцепления колеса с поверхностью качения. При этом скорость скольжения будет соответствовать некоторому предельному значению  $\Delta V_{СКПР}$  (рис. 1).

© Войтенко В.А., 2012

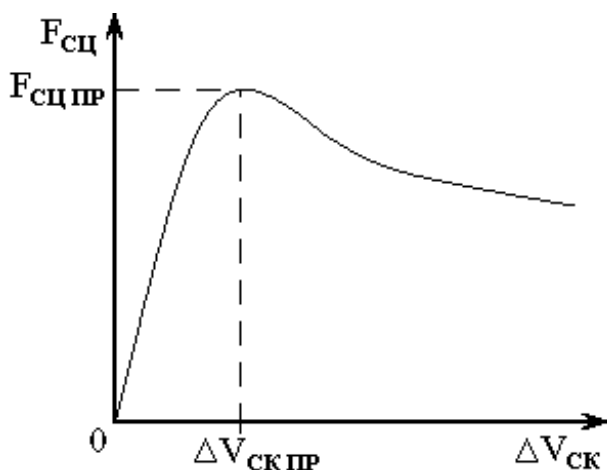


Рис. 1. График зависимости силы сцепления от скорости скольжения

При скорости скольжения выше предельной ( $\Delta V_{СК} > \Delta V_{СК\text{ пр}}$ ) сила сцепления колеса с поверхностью качения будет уменьшаться. Одновременно уменьшается и коэффициент сцепления  $\varphi_{сц}$ . Скольжение колеса со скоростью выше предельной скорости скольжения  $\Delta V_{СК\text{ пр}}$  называется буксованием.

Для автомобильных колес и асфальтовой дороги максимальное значение силы сцепления и коэффициента сцепления имеет место при значении скорости скольжения равном (10–20) % от скорости поступательного движения ЭТС [1, 2].

Примерный вид графика зависимости  $F_{сц}(V_{СК})$  представлен на рис. 1.

Коэффициент скольжения можно определить по формуле

$$\lambda = \frac{\omega_k R_k - V_{\dot{\gamma}0N}}{\omega_k R_k} = \frac{\omega_k - \frac{V_{\dot{\gamma}0N}}{R_k}}{\omega_k} = 1 - \frac{V_{\dot{\gamma}0N}}{\omega_k R_k}. \quad (2)$$

Если ЭТС движется прямолинейно с постоянной скоростью, то при отсутствии силы сопротивления движению момент, прикладываемый к ведущему колесу со стороны двигателя, равен нулю. При этом ведущие колеса будут вращаться свободно, деформация шин и проскальзывание будут отсутствовать, поэтому будет выполняться условие

$$V_{\dot{\gamma}0N} = \omega_k R_k.$$

В этом случае скорость скольжения и коэффициент скольжения будут равны нулю ( $\lambda = 0$ ).

Если ЭТС движется ускоренно, преодолевая силы сопротивления дороги и воздуха, то колеса начинают проскальзывать относительно поверхности дороги. Если скорость скольжения превышает  $\Delta V_{СК\text{ пр}}$ , то коэффициент сцепления и сила сцепления становятся меньше своего предельного значения, которое имеет место при  $\Delta V_{СК} = \Delta V_{СК\text{ пр}}$  и уменьшаются при увеличении коэффициента скольжения  $\lambda$ . Это ограничивает тяговую силу и предельное ускорение при разгоне ЭТС.

Для ликвидации буксования необходимо уменьшить скорость скольжения ведущего колеса до значения  $\Delta V_{СК\text{ пр}}$ . Для этого, согласно выражению (1), необходимо уменьшить угловую скорость ведущего колеса. Это может быть достигнуто благодаря уменьшению движущего момента, приложенного к ведущему колесу со стороны двигателя. Для этого можно использовать дополнительную отрицательную обратную связь по угловой скорости скольжения ЭТС

$$\Delta \omega_{\dot{\gamma}N\dot{E}} = \frac{\Delta V_{\dot{\gamma}N\dot{E}}}{R_{\dot{E}}} = \omega_k - \frac{V_{\dot{\gamma}0N}}{R_k}. \quad (3)$$

В общем случае система контроля тяги (СКТ) построена на базе четырёх систем регулирования скорости с подчинённым контуром регулирования тока, каждая из которых управляет одним ведущим колесом. Но на первом этапе исследования предполагается, что все ведущие колёса работают в одинаковых условиях, поэтому вместо четырёх систем рассматривается одна эквивалентная СКТ, структурная схема которой приведена на рис.2. Пояснения к рис.2 приведены ниже.

Внутренним контуром СКТ является контур регулирования тока с релейным регулятором. Поэтому контур тока вырождается в пропорциональное звено с передаточной функцией

$$H_{КТ}(p) = \frac{1}{k_{от}}.$$

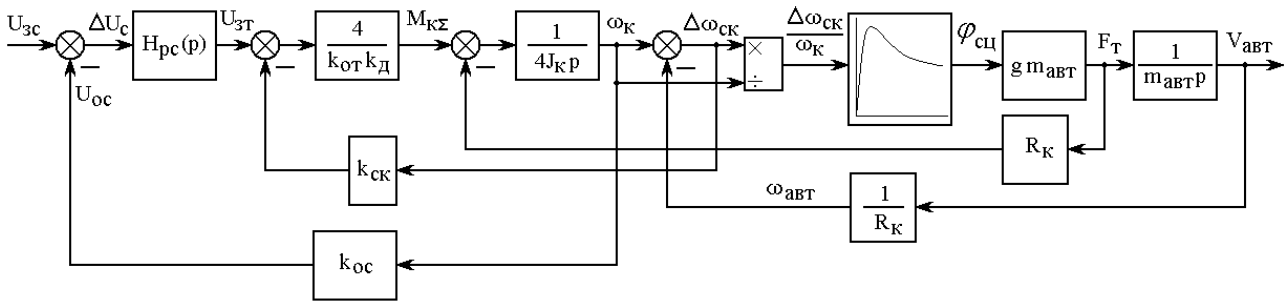


Рис. 2. Структурная схема системы контроля тяги

Система СКТ работает так. При неподвижном ЭТС скорость вращения колёс  $\omega_K = 0$ . После подачи большого сигнала задания скорости ( $U_{zc}$ ) на выходе регулятора скорости сигнал задания тока достигает максимального значения. При этом ведущие колёса развивают максимальный движущий момент и разгоняются с максимальным ускорением до заданного значения. Если скорость скольжения ведущих колёс превысит предельное значение  $\Delta V_{СКПР}$ , то возникнет буксование. При этом уменьшится сила сцепления колёс с поверхностью качения (рис.1) и разгон ЭТС будет происходить под действием пониженной силы тяги. При отсутствии дополнительной отрицательной обратной связи по угловой скорости скольжения ЭТС (коэффициент  $k_{СК} = 0$ ) процесс разгона будет сопровождаться относительно медленным увеличением скорости ЭТС, уменьшением  $\lambda$  и увеличением  $F_{сц}$ .

Использование в СКТ дополнительной отрицательной обратной связи по угловой скорости скольжения ЭТС (коэффициент  $k_{СК} \neq 0$ ) приведёт к уменьшению сигнала задания тока и будет сопровождаться уменьшением момента, развиваемого ведущими колёсами ЭТС. В результате этого угловая скорость ведущих колёс уменьшится, что приведёт к ускоренному процессу уменьшения  $\Delta V_{СК}$  и увеличения  $F_{сц}$ . В итоге среднее значение силы тяги при разгоне ЭТС увеличится, а время разгона ЭТС уменьшится.

В качестве примера рассмотрим ЭТС, созданное на базе легкового автомобиля Daewoo Lanos, который имеет следующие параметры: полная масса автомобиля  $m_{авт} = 1535$  кг; радиус колёс  $R_K = 0,27$  м. Каждое из четырёх ведущих колёс приводится в движение отдельным синхронным двигате-

лем типа 2ДВУ265М с постоянными магнитами и с водяным охлаждением, который имеет следующие параметры: максимальная частота вращения вала  $n_{МАКС} = 2000$  об/мин; максимальное значение потребляемого тока  $I_{ДМАКС} = 650$  А; наибольшее длительное значение тока при неподвижном вале двигателя  $I_{до} = 130$  А; конструктивный коэффициент двигателя по моменту  $C_M = 2,01$  Н·м/А; конструктивный коэффициент двигателя по ЭДС  $C_E = 2,14$  В·с; наибольшее длительное значение момента при неподвижном вале двигателя  $M_{до} = 260$  Н·м; момент инерции вала двигателя вместе с колесом  $J_K = 1,5$  кг·м<sup>2</sup>.

Для синтеза СКТ используем метод стандартных полиномов [4,5]. Для этого определяем: коэффициент обратной связи по току  $k_{от} = 10/650 = 15,4 \cdot 10^{-3}$  В/А; максимальное значение скорости колеса  $\omega_{МАКС} = 209,33$  рад/с; коэффициент обратной связи по скорости  $k_{ос} = 10/209,33 = 47,8 \cdot 10^{-3}$  В·с; момент инерции автомобиля, приведенный к оси колеса  $J_{авт} = m_{авт} R_K^2 = 1535 \cdot 0,27^2 = 111,90$  кг·м<sup>2</sup>; суммарный момент инерции, приведенный к оси колеса  $J_{\Sigma} = J_{авт} + 4 J_K = 111,90 + 4 \cdot 1,5 = 117,90$  кг·м<sup>2</sup>.

Настроим характеристический полином передаточной функции контура скорости на бином Ньютона со значением среднегеометрического корня  $\Omega_0 = 1$  рад/с. При этом полоса пропускания частот контура скорости будет равна 2,83 рад/с. Для определения параметров пропорционально интегрального регулятора скорости используем методику, изложенную в [4]:

$$k_{PC} = \frac{2\Omega_0 J_{\Sigma} k_{i\dot{o}}}{\tilde{N}_i k_{i\tilde{N}}}, \quad (4)$$

$$\dot{\Omega}_{PC} = \frac{k_{iN} \tilde{N}_i}{\Omega_0^2 J_{\Sigma} k_{i\Omega}} \quad (5)$$

После подстановки в (4) и (5) значений параметров объекта управления получим  $k_{PC} = 36,13$ ;  $T_{PC} = 55,36 \cdot 10^{-3} \text{ с}$ .

Для проверки работоспособности предложенного способа контроля тяги на базе структурной схемы, приведенной на рис.2, в пакете Matlab-Simulink разработана блок-схема математической модели. При моделировании не учитывалась сила сопротивления дороги и сила сопротивления воздуха.

На рис. 3 показан график зависимости коэффициента сцепления от коэффициента скольжения  $\varphi_{сц}(\lambda)$  ведущих колёс ЭТС, которая использовалась в модели.

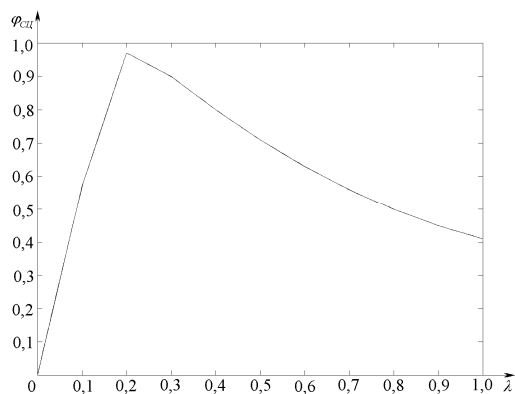


Рис. 3. График зависимости коэффициента сцепления от коэффициента скольжения  $\varphi_{сц}(\lambda)$  ведущих колёс ЭТС

На рис.4 показаны графики переходных процессов по угловой скорости колеса и приведенной к оси колеса скорости автомобиля  $\omega_{авт} = V_{авт}/R_K$  при разгоне ЭТС без СКТ (графики а) и с СКТ (графики б). Значение коэффициента отрицательной обратной связи по скольжению ( $k_{СК} = 0,2$ ) определено методом подбора по минимуму времени разгона ЭТС до скорости 100 км/час. Из рис. 4, а видно, что при отсутствии СКТ угловая скорость колес  $\omega_K$  очень быстро выходит на заданное значение, а приведенная к оси колеса скорость автомобиля увеличивается медленно. В результате этого разгон ЭТС происходит с большой скоростью скольжения, малым коэффициентом сцепления и малой силой тяги.

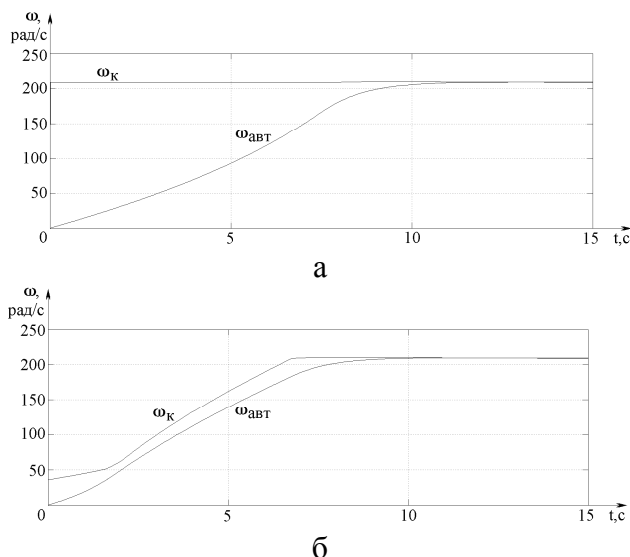


Рис. 4. Графики переходных процессов по угловой скорости колеса и приведенной к оси колеса скорости автомобиля при разгоне ЭТС без СКТ (а) и с СКТ (б)

При использовании СКТ отрицательная обратная связь по угловой скорости скольжения ЭТС (3) уменьшает скорость вращения колеса и, как следствие, уменьшает скорость скольжения колеса по поверхности качения. При этом коэффициент сцепления и сила тяги при разгоне ЭТС увеличиваются.

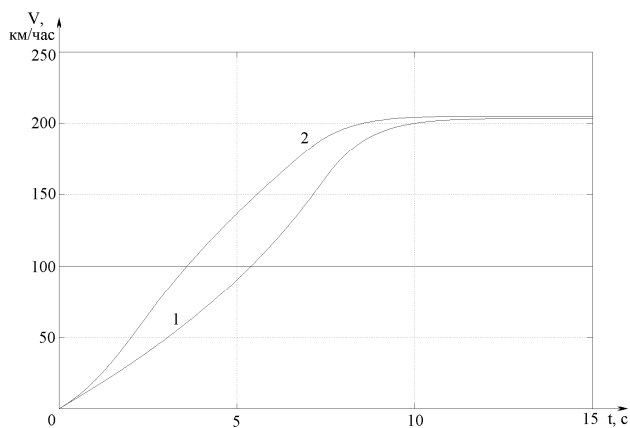


Рис. 5. Графики переходных процессов по скорости при разгоне ЭТС без СКТ (1) и с СКТ (2)

На рис. 5 показаны графики переходных процессов по линейной скорости при разгоне ЭТС без СКТ (график 1) и с СКТ (график 2). Время разгона ЭТС до скорости 100 км/час без СКТ равно 5,4 сек, а с СКТ – 3,7 сек. Время разгона ЭТС до скорости 200 км/час без СКТ равно 9,9 сек, а с СКТ – 8,7 сек.

На рис. 6 показаны графики изменения силы тяги во времени, которую при разгоне развивает ЭТС без СКТ (график 1) и с СКТ (график 2). Использование дополнительной отрицательной обратной связи по угловой скорости скольжения ЭТС (3) позволяет увеличить силу тяги на начальном интервале времени разгона почти в два раза.

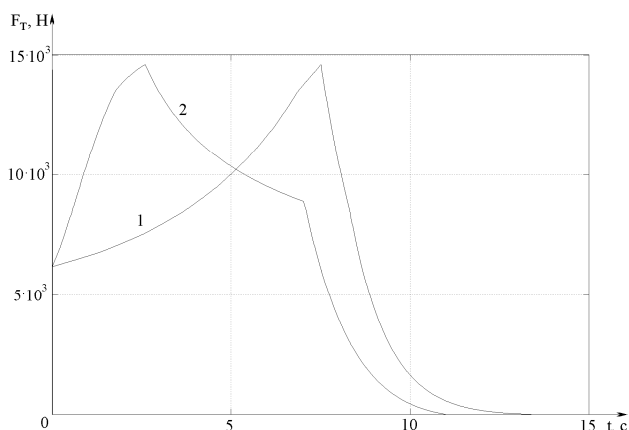


Рис. 6. Графики изменения силы тяги при разгоне ЭТС без СКТ (1) и с СКТ (2)

#### Выводы

Предложенная система контроля тяги позволила увеличить среднее ускорение при разгоне до 100 км/час с  $5,144 \text{ м/с}^2$  (без использования СКТ) до  $7,508 \text{ м/с}^2$  (с использованием СКТ). При разгоне до 200 км/час среднее ускорение увеличилось с  $5,612 \text{ м/с}^2$  до  $6,386 \text{ м/с}^2$  соответственно. При этом максимальное значение силы тяги почти не изменилось (рис. 5), но использование СКТ привело к увеличению среднего значения силы тяги при разгоне ЭТС.

#### Список использованной литературы

1. Литвинов, А. С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.
2. Автомобильный справочник фирмы Bosh / Пер. с англ. Г. С. Дугин, Е. И. Комаров, Ю. Ф. Онуфрийчук; – [2-е изд.]. – М. : ЗАО «КЖИ «За рулём», 2004. – 992 с.
3. Electronic Braking, Traction, and Stability Controls. Vol. 2. Author(s): Ronald K. Jurgen – Published: 2006-05-12.

4. Войтенко, В. А. Синтез системы стабилизации мощности генератора / В. А. Войтенко // *Электротехнічні та комп'ютерні системи* – К. : Техніка. – 2012. – № 05(81). – С. 62–69.
5. Герасимьяк, Р. П. Повышение качества систем автоматического управления / Р. П. Герасимьяк. Учеб. пособие.– К. : УМК ВО, 1992. – 100 с.

Получено 31.10.2012

#### References

1. Litvinov, A. S. Car: Theory of operating properties: textbook for institutes of higher on speciality «Cars and motor-car economy» / A. S. Litvinov, Y. E. Farobin – Moscow : 1989. – 240 p. [in Russian].
2. The motor-car reference book of the firm Bosh/ Trudged. from english. G. C. Dugyn, E. I. Komarov, Y. F. Onufryyuchuk; – [2th publ.]. – Moscow : Joint-stock COMPANY «KZHY «Za rulyom»», 2004. – 992 p. [in Russian].
3. Electronic Braking, Traction, and Stability Controls. Vol. 2. Author(s): Ronald K. Jurgen – Published: 2006-05-12 [in English].
4. Voytenko, V. A. Synthesis system of stabilization of power of generator / *Electrical and computer systems* – № 05(81). – Kiev : Technique. – 2012. – P. 62–69 [in Russian].
5. Gerasimyak, R. P. Upgrading systems of automatic control / *Studies. manual.* – Kiev : UMK VO, 1992. – 100 p. [in Russian].



Войтенко Владимир Андреевич, канд.техн.наук, доцент каф. EMC КУ Одеск. нац. политехн. ун-та, тел. 048-7-348-467