
МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ: ТЕОРИЯ, ТЕХНОЛОГИИ, ПРОИЗВОДСТВО

УДК 629.33

DOI: 10.46960/1816-210X_2022_4_77

МЕТОД ЗАЩИТЫ ЭЛЕКТРОБУСА БОЛЬШОГО КЛАССА ОТ БОКОВОГО ОПРОКИДЫВАНИЯ

А.В. АнтонянORCID: 0000-0002-5566-6569 e-mail: AntonyanAV@kamaz.ruООО «Инновационный центр «КАМАЗ», Инновационный центр «Сколково»
Москва, Россия

Разработан метод защиты электробуса большого класса от бокового опрокидывания в повороте. Для снижения риска возникновения отрыва колес внутреннего борта предлагается снижение тягового момента электропривода по мере приближения угловой скорости вращения кузова к критическим значениям. При разработке системы приняты допущения и выведены необходимые зависимости для формирования закона управления тяговым электроприводом. Проведены виртуальные испытания двух электробусов, в одном из которых задействована система защиты от опрокидывания, а в другом – нет. В качестве критерия работоспособности и эффективности применено сравнение математических ожиданий углов крена и нормальных реакции заднего колеса внутреннего борта обоих электробусов.

Ключевые слова: электробус, центр масс, тяговая аккумуляторная батарея, тяговый электропривод, движение в повороте, боковое опрокидывание, поперечная устойчивость, сигмовидная кривая, математическое моделирование, угол крена, нормальная реакция.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Антонян, А.В. Метод защиты электробуса большого класса от бокового опрокидывания // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2022. № 4. С. 77-84. DOI: 10.46960/1816-210X_2022_4_77

THE METHOD FOR PROTECTION OF A LARGE CLASS ELECTRIC BUS FROM SIDE DUMPING

A.V. AntonyanORCID: 0000-0002-5566-6569 e-mail: AntonyanAV@kamaz.ruKAMAZ Innovation Center LLC, Skolkovo Innovation Center
Moscow, Russia

Abstract. The method for protection of a large class electric bus from side dumping at cornering is developed. To reduce the risk of wheel breakaway at inner bead, it is proposed to decrease the traction torque of an electric drive as the angular velocity of the body approaches critical values. During system development, some assumptions are taken and the necessary relationships are derived to define the control law for the electric traction drive.

Two electric buses are tested virtually, the first has the system of dumping protection embedded, and the second does not. The comparison of the expected values of heeling angle and the normal response of rear wheel at inner bead of both electric buses is applied as a performance and effectiveness criterion.

Key words: electric bus, center of mass, traction battery, electric traction drive, cornering maneuver, side dumping, transverse stability, sigmoid curve, mathematical simulation, heeling angle, normal response.

FOR CITATION: A.V. Antonyan. The method for protection of a large class electric bus from side dumping. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2022. № 4. Pp. 77-84. DOI: 10.46960/1816-210X_2022_4_77

Введение

Электрические автономные транспортные средства завоевывают большую популярность. К ним относятся электромобили и электробусы. Особенно заметно появление электробусов на дорогах крупных городов. Быстрое увеличение автопарка автономными пассажирскими электрическими транспортными средствами объясняется тем, что электробусы являются экологически чистым видом транспорта с нулевым уровнем выбросов, требуют меньше затрат на эксплуатацию в сравнении с классическими автобусами, обладают большей пассажироместимостью за счет отсутствия моторной шахты в заднем свесе, а также низким уровнем шума и повышенным уровнем комфорта, в том числе – низким уровнем пола. В большей степени эти преимущества достигаются за счет применения тяговых аккумуляторных батарей (ТАБ). Однако для обеспечения низкого уровня пола электробуса и наличия пространства в заднем свесе ТАБ и другие электрические компоненты обычно размещаются на крыше [1]. Это обстоятельство приводит к увеличению высоты центра масс [2] и, как следствие, к повышенному риску бокового опрокидывания. Обеспечить безопасность транспортного средства с точки зрения поперечной устойчивости можно с помощью тягового электропривода путем превентивного снижения тягового момента. Снижение тягового момента возможно по мере приближения фактических (измеренных) параметров движения к критическим.

Целью работы является повышение устойчивости от бокового опрокидывания за счет снижения тяги тягового электропривода и обоснование работоспособности и эффективности разработанной системы безопасности.

Разработка системы защиты от опрокидывания

Поперечное опрокидывание транспортного средства может возникнуть при движении в повороте, на косогоре, при резком повороте рулевого колеса, при заносе с последующим ударом колес [3]. В работе рассматривается опасность опрокидывания при движении в повороте. При разработке системы защиты от опрокидывания электробуса принимаются следующие допущения:

- движение осуществляется по недеформируемой ровной горизонтальной поверхности;
- опрокидывание электробуса возможно до наступления заноса;
- при опрокидывании происходит отрыв колес обеих осей внутреннего борта одновременно;
- жесткость и демпфирование системы поддрессоривания не учитывается;

В работах [3, 4] критическая скорость колесной машины по опрокидыванию вычисляется следующим образом:

$$v_{\text{кр.оп}} = \sqrt{\frac{B_{\text{к}} R_{\text{к}} g}{2h_{\text{ц}}}}; \quad (1)$$

где:

$B_{\text{к}}$ – колея колес, м;

$R_{\text{к}}$ – кинематический радиус поворота колесной машины, м;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

$h_{\text{ц}}$ – высота центра масс, м.

Уравнение (1) применимо для оценки поперечной устойчивости колесной машины в условиях испытаний [3]. В нем подразумевается, что транспортное средство совершает поворот по «идеальной» кинематической схеме поворота без увода колес. На практике следует в качестве радиуса поворота использовать отношение линейной скорости колесной машины $v_{\text{х км}}$ к угловой $\omega_{\text{з км}}$, так как есть возможность измерения угловой скорости вращения и оценки линейной скорости движения электробуса [5]. При разработке системы управления

рассматривается движение в повороте, поэтому уравнение (1) удобнее всего преобразовать таким образом, чтобы можно было оперировать угловыми скоростями вращения транспортного средства. В качестве ограничения, по которому ориентируется система защиты, принимается критическая скорость вращения автомобиля по опрокидыванию при мгновенной скорости движения:

$$\omega_{кр.оп} = \sqrt{\frac{B_k R_{\Pi} g}{2h_{ц}}} / R_{\Pi}; \tag{2}$$

$$R_{\Pi} = \frac{v_{x\text{ км}}}{\omega_{z\text{ км}}};$$

где:

R_{Π} – радиус поворота колесной машины, м;

$v_{x\text{ км}}$ – скорость движения колесной машины, м/с;

$\omega_{z\text{ км}}$ – угловая скорость вращения колесной машины вокруг вертикальной оси, рад/с.

В уравнении (2) проводится вычисление критической угловой скорости по опрокидыванию. Такая форма записи уравнения удобна с точки зрения формирования фазовой переменной, для закона управления тягой тягового электропривода. В качестве фазовой переменной, изменяющейся во временном интервале, используется относительное отклонение фактической скорости вращения колесной машины $\omega_{z\text{ км}}$ от критической угловой скорости по опрокидыванию $\omega_{кр.оп}$:

$$x_{кр.оп}(t) = \frac{\omega_{кр.оп}(t) - \omega_{z\text{ км}}(t)}{\max(\omega_{кр.оп}(t), \omega_{z\text{ км}}(t))}. \tag{3}$$

Согласно уравнению (3), если фактическая скорость вращения приближается к критической угловой скорости $\omega_{z\text{ км}} \rightarrow \omega_{кр.оп}$ то $x_{кр.оп}(t) \rightarrow 0$, если фактическая скорость вращения стремится к нулю $\omega_{z\text{ км}} \rightarrow 0$ то $x_{кр.оп}(t) \rightarrow 1$. В качестве управляющего воздействия используется сомножитель $h_{кр.оп}(t) = [0; 1]$, который умножается на величину положения педали хода:

$$M_{req} = M_{ref} h_{педаль} h_{кр.оп};$$

где:

M_{req} – запрашиваемый крутящий момент, посылаемый на тяговый инвертор, Н·м;

M_{ref} – опорный крутящий момент, относительно которого формируется запрашиваемый крутящий момент, Н·м;

$h_{педаль}$ – степень нажатия на педаль $h_{педаль} = [0; 1]$.

На практике применяются различные регуляторы для формирования управляющего воздействия, среди которых: ПИД-регуляторы, регуляторы типа «нечеткой» логики, нейронные сети и др. Для выбора регулятора и закона управления требуется описать условия работы разрабатываемой системы (табл. 1).

Таблица 1.

Условия работы системы

Table 1.

System operating conditions

Внешнее условие	Фазовая переменная	Управляющее воздействие
$\omega_{z\text{ км}} \rightarrow \omega_{кр.оп}$	$x_{кр.оп}(t) \rightarrow 0$	$h_{кр.оп}(t) \rightarrow 0$
$\omega_{z\text{ км}} \rightarrow 0$	$x_{кр.оп}(t) \rightarrow 1$	$h_{кр.оп}(t) \rightarrow 1$

Для выполнения условий закона управления, выраженных в табл. 1, может быть применена логистическая функция, также известная как сигмовидная кривая [6]:

$$\sigma(x) = \frac{1}{1 + e^{-x}}.$$

Внешний вид сигмовидной кривой представлен на рис. 1 а).

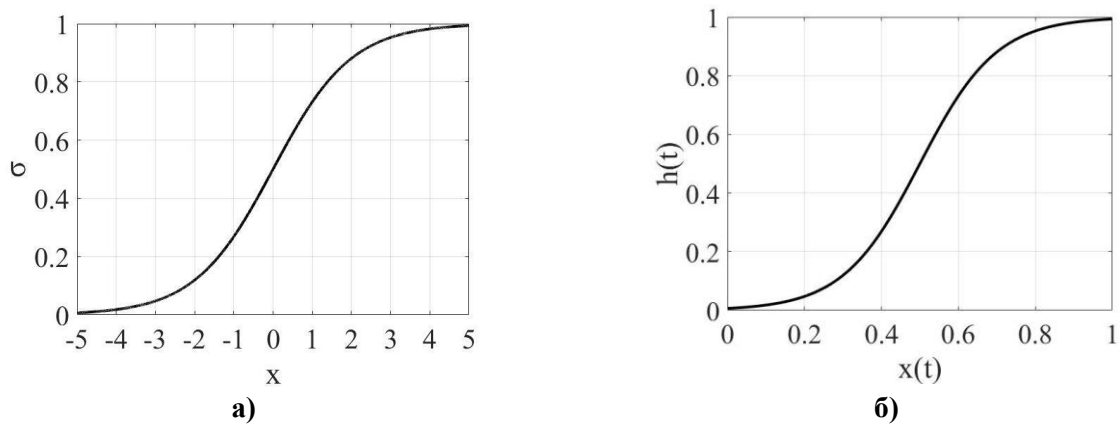


Рис. 1. Внешний вид логистической функции:

а) стандартной, б) преобразованной

Fig. 1. Logistic function appearance:

a) standard, b) modified

Однако сигмовидную кривую следует преобразовать в несколько ином виде, учитывая, что входная переменная имеет диапазон $x_{кр.оп}(t) = [0; 1]$ и $h_{кр.оп}(t) = [0; 1]$. Тогда внешний вид сигмовидной функции примет вид, представленный на рис. 1 б. Уравнение в этом случае будет выглядеть следующим образом:

$$h_{кр.оп}(t) = \frac{1}{1 + e^{-k(x_{кр.оп}(t)-0.5)}};$$

где k – коэффициент нарастания логистической кривой.

Блок-схема показывающая общий принцип формирования запрашиваемого крутящего момента представлена на рис. 2.

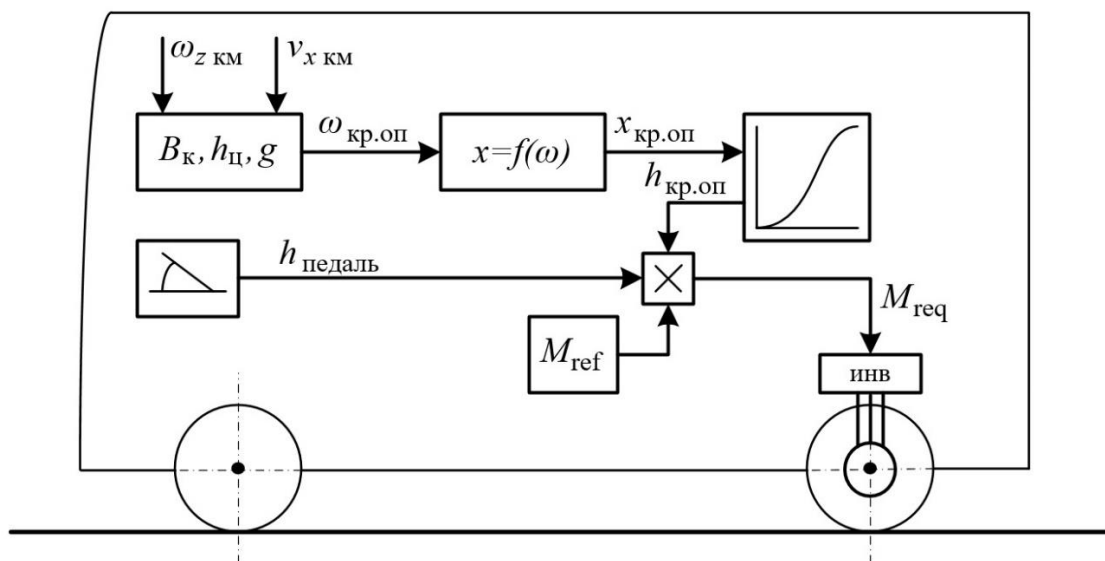


Рис. 2. Блок-схема формирования запрашиваемого крутящего момента

Fig. 2. Flow chart of acquiring the requested torque moment

После разработки алгоритма и закона управления следует провести виртуальные заезды с целью обоснования работоспособности и эффективности разработанной системы.

Моделирование движения транспортного средства и обоснование работоспособности системы защиты от опрокидывания

Существуют различные математические описания движения транспортных средств. Подавляющее большинство математических моделей позволяют моделировать криволинейное движение транспортного средства по горизонтальной поверхности, не учитывая при этом крен автомобиля [7]. Поэтому перед тем, как проводить оценку работоспособности и эффективности, следует разработать математическую модель пространственного движения, учитывающую крен автомобиля и деформацию колес. В связи с этим разработана математическая модель пространственного движения транспортного средства, основанная на работах [8-11] в среде MATLAB&Simulink.

Для оценки работоспособности и эффективности разработанной системы проводится моделирование движения по опорному основанию «асфальт», положение управляемых колес изменяется 0° до 20° с 1 сек. по 2 сек., начало движения происходит на 5 сек. Проводятся имитационные заезды электробусов, в одном из которых задействована система защиты от опрокидывания (Электробус 1), а в другом эта система не задействована (Электробус 2).

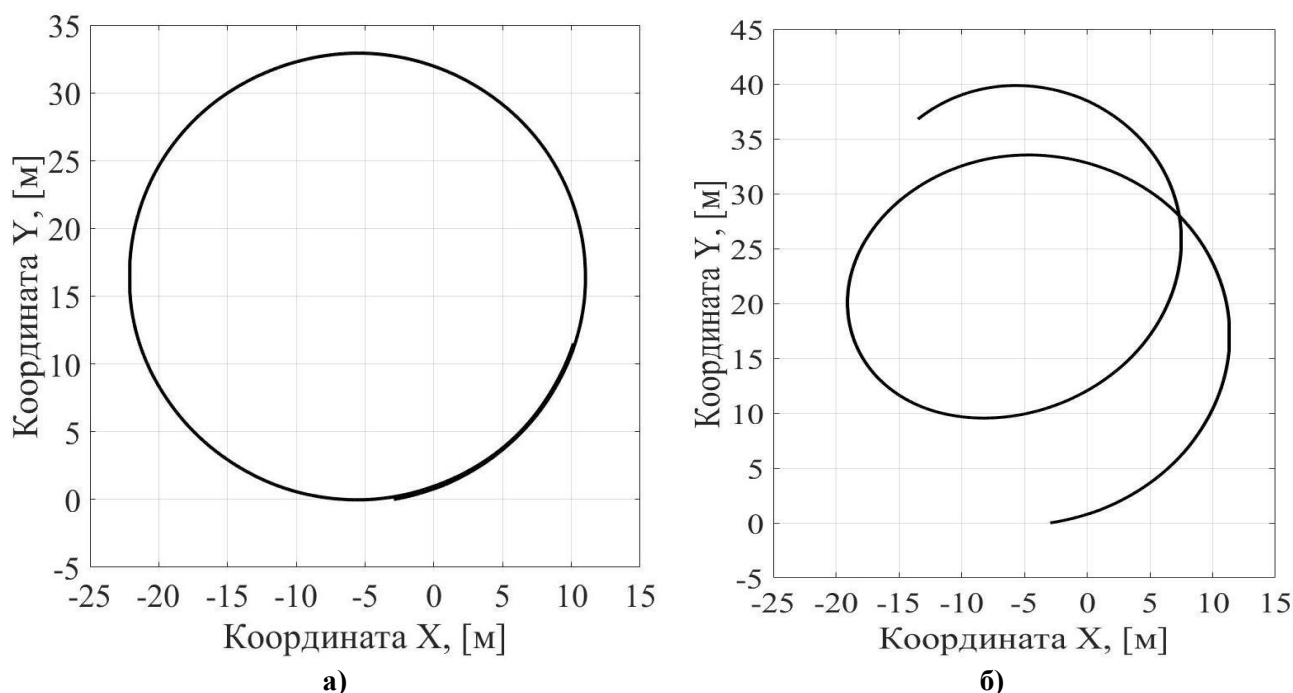
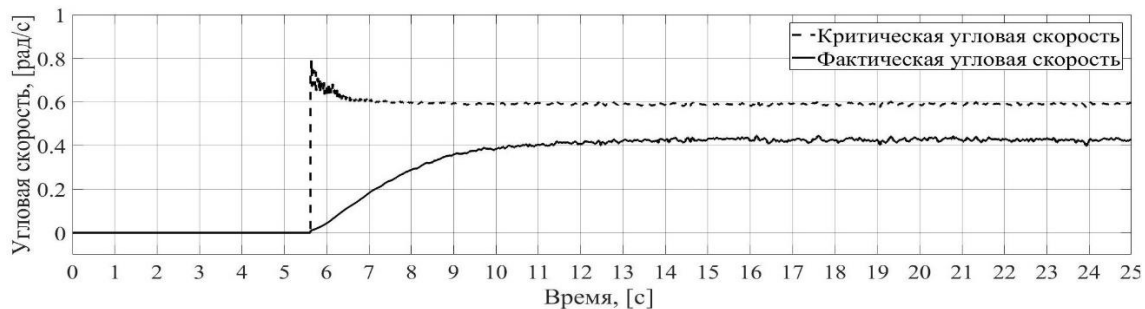


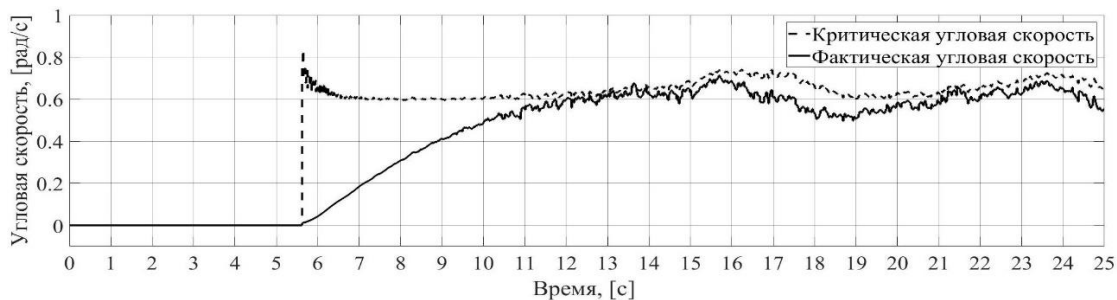
Рис. 3. Траектория движения:
а) «Электробуса 1», б) «Электробуса 2»

Fig. 3. Path of travel:
а) «Electric bus 1», б) «Electric bus 2»

На рис. 3 показаны траектории виртуального движения электробусов. На рис. 3 а видно, что «Электробус 1», в котором задействована система защиты от опрокидывания, движется, сохраняя траекторию движения по окружности, в то время как у «Электробуса 2», на рис. 3 б, траектория движения нарушается. Также на рис. 4 представлены графики критической угловой скорости по опрокидыванию и фактической угловой скорости кузова.



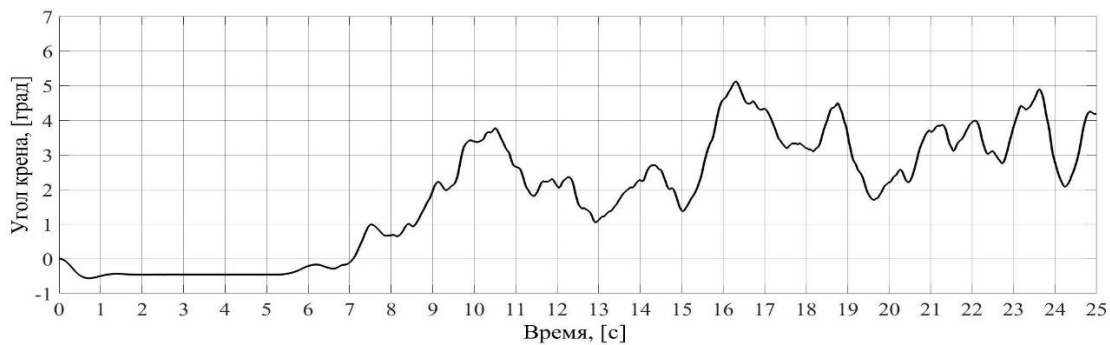
а)



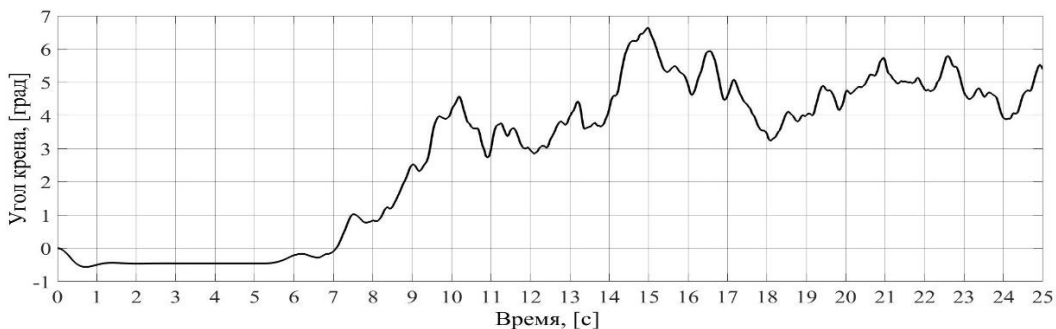
б)

Рис. 4. Графики критической и фактической угловых скоростей:
пунктирная линия – критическая угловая скорость по опрокидыванию,
сплошная линия – фактическая угловая скорость вращения кузова:
 а) «Электробуса 1», б) «Электробуса 2»

Fig 4. Graph plots for critical and actual angular velocities: dashed line is for damping critical angular velocity, solid line is for actual angular velocity of the bus body:
 а) «Electric bus 1», б) «Electric bus 2»



а)



б)

Рис. 5. График угла крена: а) «Электробуса 1», б) «Электробуса 2»

Fig. 5. Graph plot for heeling angle: а) «Electric bus 1», б) «Electric bus 2»

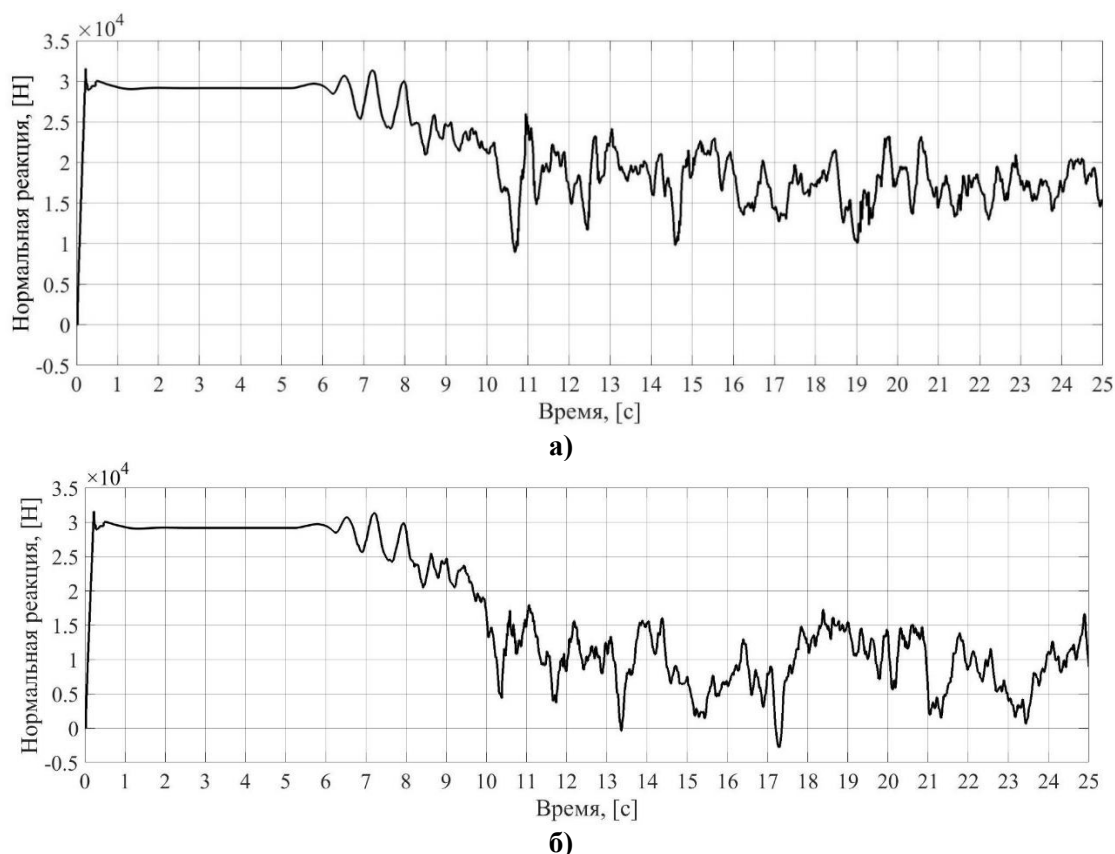


Рис. 6. График нормальной реакции заднего колеса:

а) «Электробуса 1», б) «Электробуса 2»

Fig. 6. Graph plot for back wheel normal response:

а) «Electric bus 1», б) «Electric bus 2»

Из рис. 4 а видно, что при движении «Электробуса 1» фактическая угловая скорость кузова $\omega_{z\text{ км}}$ не достигла критического значения $\omega_{\text{кр.оп}}$ и с 10-й секунды осталась неизменной. Показано, что при движении «Электробуса 2» фактическая угловая скорость кузова $\omega_{z\text{ км}}$ достигла критического значения $\omega_{\text{кр.оп}}$. На графике рис. 4 а видно, что «Электробус 1» при совершении поворота, обладает запасом по боковому опрокидыванию, о чем так же свидетельствуют графики угла крена (рис. 5) и графики нормальной реакции заднего колеса внутреннего борта (рис. 6).

Для получения количественной оценки эффективности проводится сравнение математических ожиданий и пиковых значений углов крена и нормальных реакций заднего колеса внутреннего борта обоих электробусов. В табл. 2 представлены результаты вычислений и эффективность разработанной системы. Под знаком «+» понимается повышение эффективности системы, под знаком «-», соответственно, понижение.

Таблица 2.

Результаты вычислений

Table 2.

Calculated results

Наименование критерия	Электробус 1	Электробус 2	Относительная эффективность
$M(\psi)$	3,01°	4,52°	+33,4 %
$M(R_z)$	17459 Н	9524 Н	+83,3 %
ψ_{max}	5,17°	6,64°	+22,14 %
$R_{z\text{ min}}$	8206 Н	0 Н	+100 %

При сравнении математических ожиданий углов крена относительная эффективность повысилась на +33,4 %, а при сравнении математических ожиданий нормальных реакций относительная эффективность повысилась на +83,3 %. При сравнении пиковых значений углов крена относительная эффективность повысилась на +22,14 %, а при сравнении математических ожиданий нормальных реакций относительная эффективность повысилась на +100 %.

Выводы

Разработана система защиты от поперечного опрокидывания электробуса, для которой была выведена формула расчета критической угловой скорости вращения кузова и сформулирован закон управления тягой тягового электропривода. Методом имитационного моделирования доказана эффективность разработанной системы защиты от поперечного опрокидывания электробуса. Применение системы на «Электробусе 1» показало, что математическое ожидание угла крена уменьшилось на 33,4 %, а математическое ожидание нормальной реакции повысилось на 83,3 %, что свидетельствует о меньшей склонности электробуса к опрокидыванию.

В результате моделирования движения выявилось, что «Электробус 1» с задействованной системой защиты от опрокидывания совершал движение в повороте, сохраняя траекторию движения по окружности.

Библиографический список

1. **Kim, J.**, Song, I., Choi W. An Electric Bus with a Battery Exchange System // MDPI. Energies №8, 6806 – 6819 (2015).
2. **Fan, Y.**, Du, Ch., Wang, Q. Study on the Influence of the Center of Gravity of Fuel Cell City Bus on its Handling Characteristics // Mechanica. Volume 26(5), 416-425 (2020).
3. **Тарасик, В.П.** Теория движения автомобиля / В.П. Тарасик. – СПб.: БХВ-Петербург, 2022. – 576 с.
4. **Ларин, В.В.** Теория движения полноприводных колесных машин: учебник для вузов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 391 с.
5. **Лобусов, Е.С.** Алгоритм определения фактической скорости для обеспечения работы автоматизированной системы управления движением колесной машины / Е.С. Лобусов, М.М. Жилейкин // Известия вузов. Машиностроение. 2017. № 7. С. 34-40.
6. **Тадеусевич, Р.** Элементарное введение в технологию нейронных систем с примерами программ / Р. Тадеусевич, Б. Боровик, Т. Гончаж, Б. Леппер. – М.: Горячая линия-Телеком, 2011. – 408 с.
7. **Liu, W.** Khajepour, A., He, H., Wang, H., Huang, Y. Integrated Torque Vectoring Control for a Three-Axle Electric Bus Based on Holistic Cornering Control Method // IEEE Transactions on Vehicular Technology. 1-13 (2017).
8. **Жилейкин, М.М.** Теоретические основы повышения показателей устойчивости и управляемости колесных машин на базе методов нечеткой логики. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. – 238 с.
9. **Жилейкин, М.М.** Моделирование систем транспортных средств / М.М. Жилейкин, Г.О. Котиев. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2021. – 239 с.
10. **Вольская, Н.С.** Математическая модель прямолинейного качения эластичного колеса по неровному деформируемому опорному основанию / Н.С. Вольская, М.М. Жилейкин, А.Ю. Захаров // Известия вузов. Машиностроение. 2017. № 10. С. 25-33.
11. **Жилейкин, М.М.** Математическая модель качения эластичного колеса по неровностям недеформируемого опорного основания / М.М. Жилейкин, Б.В. Падалкин // Известия вузов. Машиностроение. 2016. № 3. С. 24-29.

*Дата поступления
в редакцию: 19.08.2022*

*Дата принятия
к публикации: 20.11.2022*