

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-107977>

Оригинальное исследование



Анализ устойчивости прямолинейного движения автомобиля с системой динамической стабилизации

А.В. Эраносян

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование. В настоящее время отрасли промышленности все больше насыщаются электроникой, способной управлять процессами для достижения необходимых значений параметров. Не исключением стала автомобильная отрасль, в которой большое внимание уделяют вопросам безопасности, включающим в себя устойчивость и управляемость автомобилей.

Одним из направлений развития в современном автомобилестроении является повышение безопасности движения транспортных средств. Производители перманентно увеличивают количество и уровень контроля над параметрами движения колесных транспортных средств с целью достижения максимального уровня устойчивости и управляемости.

Более актуальным и целесообразным становится использование различных систем полного привода. Распределение тягового усилия по всем колесам улучшает динамические показатели, повышает проходимость транспортных средств в аналогичных дорожных условиях, а также позволяет применять алгоритмы, улучшающие управляемость и курсовую устойчивость автомобиля.

Цель работы – определение области изменения управляющего параметра для обеспечения устойчивого прямолинейного движения автомобиля с управляемой трансмиссией.

Материалы и методы. В данной работе рассматривается двухосное транспортное средство, трансмиссия которого имеет возможность распределения крутящих моментов между передней и задней осями.

В исследовании составлена система дифференциальных уравнений в терминах углов увода «средних» колес передней и задней оси.

При помощи алгебраического критерия Лъенара-Шипара определены области изменения управляющего параметра для обеспечения устойчивого прямолинейного движения автомобиля.

Результаты. Полученные области изменения управляющего параметра входят в диапазон регулирования временных механизмов распределения крутящих моментов, следовательно, можно говорить о возможности обеспечения устойчивости прямолинейного движения полноприводной колесной машины существующими в настоящее время механизмами. Научная новизна исследования заключается в аналитическом определении области изменения управляющего параметра для случая прямолинейного движения автомобиля, оборудованного системой динамической стабилизации.

Заключение. Практическая ценность исследования заключается в установлении возможности обеспечения устойчивости прямолинейного движения полноприводной колесной машины существующими в настоящее время механизмами.

Ключевые слова: двухосные полноприводные автомобили; устойчивость автомобиля; перераспределение крутящих моментов; критерий Лъенара-Шипара.

Для цитирования:

Эраносян А.В. Анализ устойчивости прямолинейного движения автомобиля с системой динамической стабилизации // Известия МГТУ «МАМИ». 2022. Т. 16, № 4. С. 329–335. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-107977>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-107977>

Original study article

The straight-line stability analysis of the vehicle with the electronic stability control

Artem V. Eranosyan

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: At present time, branches of industry have been increasingly filled with electronics, capable of controlling different processes in order to achieve demanded parameters values. Automotive industry, safety issues of which such as vehicle stability and handling are paid much attention, have not become an exclusion. Vehicle safety improvement is one of the areas of development of modern auto-motive industry. Manufacturers permanently increase the number of control systems and raise the level of control on wheeled vehicle motion parameters in order to achieve the highest possible level of stability and handling. Using of various all-wheel-drive systems becomes more relevant and reasonable. Traction force distribution between all wheels improves dynamic performance indicators, makes cross-country ability better in similar road conditions and allows using algorithms, improving handling and course-keeping ability of a vehicle.

AIMS: Determination of variation range of the control parameter in order to ensure stable straight-line motion of a vehicle with controlled transmission.

MATERIALS AND METHODS: The two-axled vehicle, which transmission has an ability of torque distribution between front and rear axles, is considered in the article. The system of differential equations in terms of “middle” wheels side slip angles was made up in the study. The Liénard–Chipart algebraic criterion was used to define variation ranges of the control parameter in order to ensure stable straight-line motion of the vehicle.

RESULTS: The obtained variation ranges of the control parameter are included in the adjustment range of modern torque distribution mechanisms, consequently, it is possible to speak about ability to ensure stability of straight-line motion of a full-wheel-driven vehicle with currently existing mechanisms. The scientific novelty of the study lies in analytical determination of variation range of the control parameter for the case of straight-line motion of a vehicle equipped with the electronic stability control.

CONCLUSIONS: Practical value of the study lies in establishment of ability to ensure stability of straight-line motion of a full-wheel-driven vehicle with currently existing mechanisms.

Keywords: two-axled all-wheel-driven vehicles; vehicle stability; torque distribution; the Liénard–Chipart criterion.

Cite as:

Eranosyan AV. The straight-line stability analysis of the vehicle with the electronic stability control. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2022;16(4):329–335. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-107977>

Received: 17.05.2022

Accepted: 15.06.2022

Published: 15.12.2022

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время отрасли промышленности все больше насыщаются электроникой, способной управлять процессами для достижения необходимых значений параметров. Не исключением стала автомобильная отрасль, в которой большое внимание уделяют вопросам безопасности, включающим в себя устойчивость и управляемость автомобилей.

Это обусловлено, во-первых, постоянным увеличением скорости передвижения транспортных средств. Во-вторых, ограниченные возможности человеческого организма по восприятию и обработке получаемой информации зачастую не позволяют обеспечить адекватное, а главное, своевременное реагирование на быстрое изменение характера движения автомобиля.

Одним из способов решения данной проблемы является применение систем активной безопасности, которые предотвращают не только развитие, но и в принципе возникновение экстремальной ситуации. Примерами таких систем являются системы динамической стабилизации (СДС).

Фундаментальными исследованиями устойчивости и управляемости движения колесных транспортных средств занимались многие отечественные и зарубежные ученые [1–3] еще в 70-е годы прошлого столетия.

Вопросами создания систем активной безопасности, обеспечивающих повышение устойчивости и управляемости автомобилей, активно занимаются за рубежом. Больших успехов в этой области достигли компании *Bosch* (Германия), *Continental-Teves* (Германия) и *Delphi* (США).

На данный момент исследования ведутся по нескольким направлениям. Наиболее доступным и распространенным

способом повышения устойчивости и управляемости является подтормаживание отдельных колес [4–5].

Более актуальным и целесообразным становится использование различных систем полного привода. Распределение тягового усилия по всем колесам повышает динамические показатели и проходимость транспортных средств в аналогичных дорожных условиях, а также позволяет применять алгоритмы, улучшающие управляемость и курсовую устойчивость автомобиля. Разработке этих методов посвящены работы [6–11].

Кроме того, одним из способов повышения устойчивости и управляемости является введение автоматического корректирующего изменения угла поворота управляемых колес (подруливания) [12–14]. Возможно комбинированное управление на основе указанных подходов [15].

Малое распространение подобных систем в отечественном автомобилестроении является следствием недостаточных исследований распределения мощности в специфических условиях движения, характерных для легковых полноприводных автомобилей.

Целью работы является определение области изменения управляющего параметра для обеспечения устойчивого прямолинейного движения автомобиля с возможностью перераспределения крутящих моментов между осями.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЛАСТИ УСТОЙЧИВОСТИ

Система управления (СУ), как и любая другая автоматическая система, может улучшить, оставить неизменными или же ухудшить потребительские характеристики

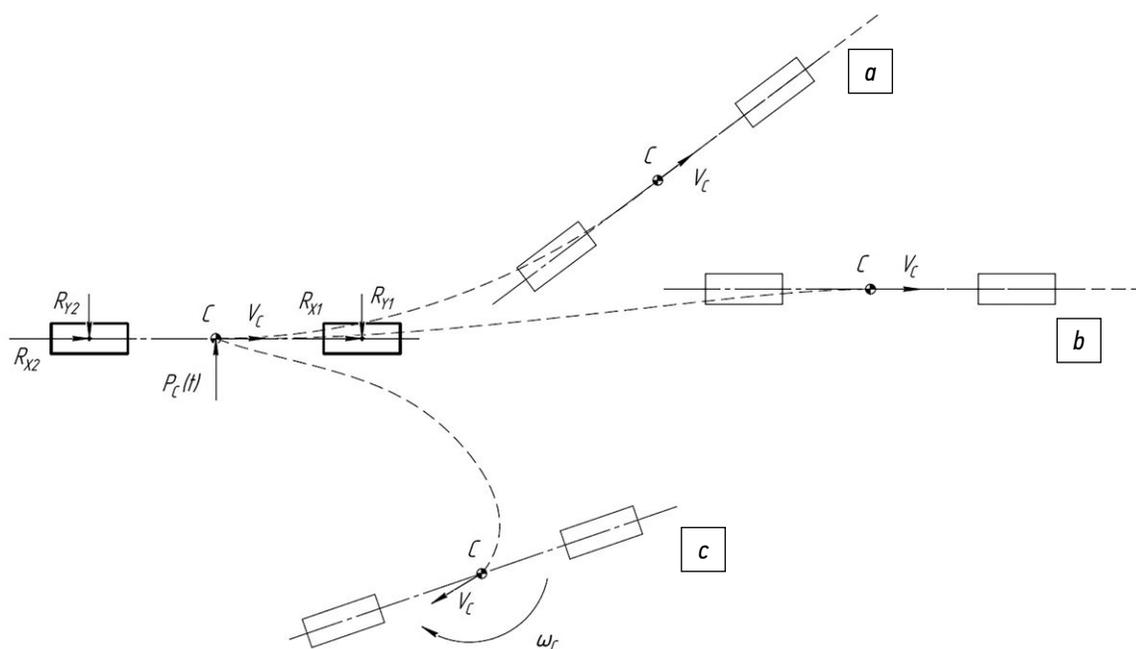


Рис. 1. Возможные траектории движения после приложения внешней боковой силы при: недостаточной (а), нейтральной (b) и избыточной (c) поворачиваемости КМ.

Fig. 1. Possible motion paths after applying an external lateral force in case of understeering (a), neutral steering (b) and oversteering (c) of a wheeled vehicle.

конечного продукта. Важно, чтобы сочетание объекта и СУ обеспечивало лучшие потребительские характеристики (управляемость и устойчивость), чем при ее отсутствии.

В связи с этим на этапе разработки СУ необходимо убедиться в реализуемости намерений по повышению устойчивости и управляемости ТС с учетом доступных в настоящий момент автомобильных механизмов.

Типичные траектории (рис. 1) движения КМ после приложения внешней боковой силы (рис. 2).

Выполним анализ устойчивости прямолинейного движения автомобиля с системой распределения крутящих моментов между ведущими осями (замкнутой системы) по алгебраическому критерию Льенара-Шипара.

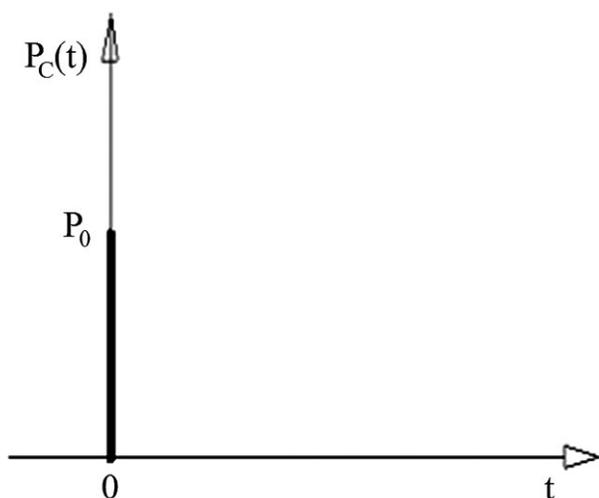


Рис. 2. Циклограмма приложения боковой нагрузки.
Fig. 2. The lateral force applying cyclogram.

Определим принимаемые допущения:

- 1) углы увода колес одной оси одинаковы;
- 2) углы увода колес малы;
- 3) углы поворота управляемых колес не превышают 10° ;
- 4) центр масс транспортного средства расположен вблизи середины колесной базы;
- 5) коэффициенты сопротивления уводу колес одной оси одинаковы и изменяются по линейному закону [1] в соответствии с (1).

$$K_{y1} = K_{y0} + \gamma X_1, \quad K_{y2} = K_{y0} + \gamma X_2, \quad (1)$$

где K_{y0} – коэффициент сопротивления уводу при отсутствии силы тяги, Н/рад; γ – коэффициент пропорциональности (отрицательный), 1/рад; X_1, X_2 – сила тяги передней и задней осей соответственно, Н.

Составим «велосипедную» расчетную схему, в которой оба колеса каждой оси заменены одним колесом, расположенным на продольной оси автомобиля, при этом силовые факторы обоих колес также приведены к одному колесу. Расчетная схема представлена ниже (рис. 3).

В соответствии с расчетной схемой запишем линеаризованные дифференциальные уравнения движения в терминах углов увода средних колес обеих осей для двухосной КМ с возможностью распределения крутящих моментов между ведущими осями (2).

Полученные уравнения учитывают возможность распределения крутящих моментов между осями, о чем свидетельствует параметр h_n , представляющий собой долю от полной силы тяги, передаваемой трансмиссией на переднюю ось.

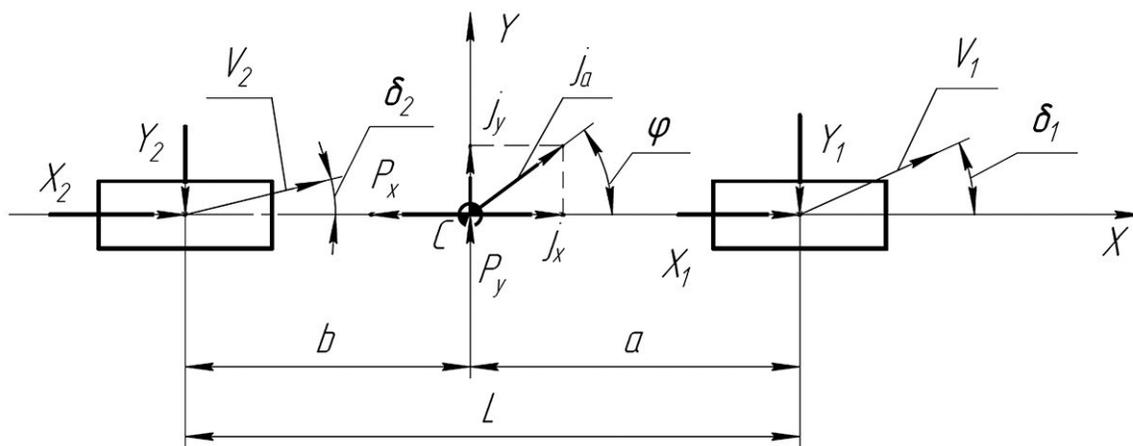


Рис. 3. Расчетная схема: C – центр масс автомобиля; L – колесная база; a, b – расстояния от центра тяжести автомобиля до первой и последней оси соответственно; j_x, j_y – проекции ускорения центра масс автомобиля на продольную и поперечную оси соответственно; X_i, Y_i – соответственно продольная и боковая реакции, действующие на средние колеса i -ой оси со стороны дороги; δ_i – средний угол увода колес i -ой оси; φ – угол между вектором ускорения j_a и продольной осью автомобиля.

Fig. 3. The analytical model: C – vehicle center of mass; L – wheelbase; a, b – distances between vehicle center of mass and first and last axles respectively; j_x, j_y – projections of vehicle center of mass acceleration to longitudinal and lateral axes respectively; X_i, Y_i – longitudinal and lateral reaction forces, acting at middle wheels of the i -th axle from the side of road; δ_i – average sise slip angle of wheels of the i -th axle; φ – angle between the j_a acceleration vector and vehicle longitudinal axis.

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_1 &= -\left(\frac{K_{y_0} + \gamma h_n X_\Sigma}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z}\right) + \frac{V_a}{L} + \frac{j_a \cos \varphi}{V_a}\right) \delta_1 + \left(\frac{V_a}{L} - \frac{K_{y_0} + \gamma X_\Sigma - \gamma h_n X_\Sigma}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} - \frac{L^2}{4J_z}\right)\right) \delta_2, \\ \dot{\delta}_2 &= -\left(\frac{K_{y_0} + \gamma h_n X_\Sigma}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} - \frac{L^2}{4J_z}\right) + \frac{V_a}{L}\right) \delta_1 + \left(\frac{V_a}{L} - \frac{j_a \cos \varphi}{V_a} - \frac{K_{y_0} + \gamma X_\Sigma - \gamma h_n X_\Sigma}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z}\right)\right) \delta_2, \end{aligned} \quad (2)$$

где $X_\Sigma = X_1 + X_2$ – полная сила тяги; X_1 – суммарная сила тяги на передней оси; X_2 – суммарная сила тяги на задней оси; h_n – доля от полной силы тяги, передаваемая трансмиссией на переднюю ось; K_y – суммарный (для оси) коэффициент сопротивления уводу шин; δ_i – средний угол увода колес i -й оси; γ – темп снижения коэффициента сопротивления боковому уводу.

Для анализа устойчивости применим алгебраический критерий Лъенара-Шипара. Составим определитель (3) системы ДУ (2).

$$\begin{vmatrix} a_{11} - \lambda & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} - \lambda \end{vmatrix} = 0, \quad (3)$$

где $a_{11} = -\left(\frac{K_{y_0} + \gamma h_n X_\Sigma}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z}\right) + \frac{V_a}{L} + \frac{j_a \cos \varphi}{V_a}\right)$; $a_{12} = \frac{V_a}{L} - \frac{K_{y_0} + \gamma X_\Sigma - \gamma h_n X_\Sigma}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} - \frac{L^2}{4J_z}\right)$;

$a_{21} = -\left(\frac{K_{y_0} + \gamma h_n X_\Sigma}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} - \frac{L^2}{4J_z}\right) + \frac{V_a}{L}\right)$; $a_{22} = \frac{V_a}{L} - \frac{j_a \cos \varphi}{V_a} - \frac{K_{y_0} + \gamma X_\Sigma - \gamma h_n X_\Sigma}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z}\right)$ – коэффициенты

при δ_i .

$$1 \cdot \lambda^2 + (-a_{11} - a_{22}) \cdot \lambda + (a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}) = 0, \quad (4)$$

где $a_0 = 1$; $a_1 = -a_{11} - a_{22}$; $a_2 = a_{11} \cdot a_{22} - a_{12} \cdot a_{21}$ – коэффициенты характеристического уравнения.

Составим определитель Гурвица для системы 2-го порядка.

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} a_1 & 0 \\ a_0 & a_2 \end{vmatrix}. \quad (5)$$

Для обеспечения устойчивости замкнутой системы (КМ с системой распределения крутящих моментов между осями) необходимо, чтобы: $a_0 = 1 > 0$, что выполняется всегда;

$a_1 = \frac{2j_a \cos \varphi}{V_a} + \frac{2K_{y_0}}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z}\right) + \frac{\gamma X_\Sigma}{V_a} \left(\frac{g}{G_a} + \frac{L^2}{4J_z}\right) > 0$, после анализа порядка величин, очевидно,

что для существующих двухосных транспортных средств в тяговом режиме неравенство выполняется всегда; $a_2 = a_{11} \cdot a_{22} - a_{12} \cdot a_{21} > 0$ – данное условие выполняется, когда верно выражение (6).

$$h_n > \sqrt{\frac{L^2(4K_{y_0}^2 + (\gamma X_\Sigma)^2) + M^2 V_a^4 + 2J_z M j_a^2 (1 + \cos(2\varphi)) + 4J_z j_a \cos \varphi (2K_{y_0} + \gamma X_\Sigma) + M L^2 j_a \cos \varphi (2K_{y_0} + \gamma X_\Sigma) + 4K_{y_0} L^2 \gamma X_\Sigma}{2\gamma L X_\Sigma}} - \frac{M V_a^2}{2\gamma L X_\Sigma} + \frac{1}{2}, \quad (6)$$

где $M = \frac{G_a}{g}$ – масса автомобиля.

Согласно критерию Лъенара-Шипара необходимо также выполнение условия $\Delta_1 = a_1 > 0$, однако оно дублирует условие выше.

Ниже на графике (рис. 4) отражено семейство кривых, описывающих минимально допустимое значение параметра h_n в зависимости от суммарной силы тяги X_Σ при различном отклонении вектора полного ускорения j_a центра масс от продольной оси автомобиля.

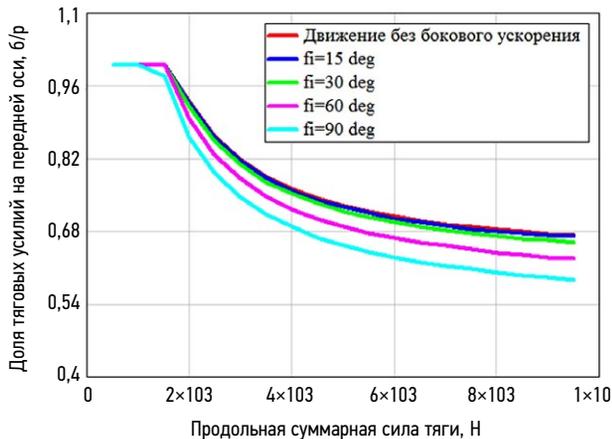


Рис. 4. Результаты расчета для тягового режима.

Fig. 4. The calculation results for traction mode.

После проведения анализа полученных графиков (см. рис. 4) можно сделать следующие выводы:

1. при движении без бокового ускорения параметр регулирования должен находиться в диапазоне $0,67 \leq h_n \leq 1$, где большие значения параметра соответствуют равномерному прямолинейному движению;
2. с ростом бокового ускорения необходимо начинать передавать тяговое усилие на колеса задней оси;
3. в предельном случае, когда угол отклонения вектора полного ускорения перпендикулярен продольной

ЛИТЕРАТУРА

1. Литвинов А.С. Устойчивость и управляемость автомобиля. Москва: Машиностроение, 1971.
2. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. Москва: Машиностроение, 1984.
3. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля: пер. с англ. Москва: Машиностроение, 1975.
4. Stepan M., Kulhanek J., Wagnerova R. Implementation of ESP algorithm in LabView cRIO. Proceedings of the IEEE 2015 16th International Carpathian Control Conference (ICCC). 2015 May 27–30. Szilvasvarad, Hungary. P. 507–512. doi: 10.1109/CarpathianCC.2015.7145132
5. Zhang L., Wang G.Y., Chen G.Y., Zhang Z.F. The Vehicles ESP Test System Based on Active Braking Control // Advanced Materials Research. 2012. Vol. 588–589, P. 1552–1559. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.588-589.1552
6. Independent Torque Distribution Strategies for Vehicle Stability Control, in World Congress of the Society of Automotive Engineers. Режим доступа: <https://cecas.clemson.edu/ayalew/Papers/Vehicle%20Systems%20Dynamics%20and%20Control/Papers/Independent%20Torque%20Distribution%20Strategies%20for%20Vehicle%20Stability%20Control/2009-01-0456.pdf> Дата обращения: 15.08.2022.
7. Osborn R. P., Shim T. Independent control of all-wheel-drive torque distribution // Vehicle system dynamics. 2006. Vol. 44. № 7. P. 529–546.
8. Жилейкин, М. М., Эраносян А. В. Повышение управляемости автомобилей 4x4 с подключаемой передней осью путем перераспределения крутящих моментов // Известия МГТУ МАМИ. 2019. № 1. С. 77–84. doi: 10.31992/2074-0530-2019-39-1-77-84
9. Zhileykin M., Eranosyan A. Algorithms for dynamic stabilization of rear-wheel drive two-axis vehicles with a plug-in rear axle //

оси КМ ($\varphi = 90^\circ$) параметр регулирования должен находиться в диапазоне $0,6 \leq h_n \leq 1$.

ВЫВОДЫ

1. По алгебраическому критерию Льенара-Шипара определены области изменения управляющего параметра для обеспечения устойчивого прямолинейного движения автомобиля с возможностью перераспределения крутящих моментов между осями.
2. Полученные области изменения управляющего параметра входят в диапазон регулирования современных механизмов распределения крутящих моментов, следовательно, можно говорить о возможности обеспечения устойчивости прямолинейного движения полноприводной колесной машины существующими в настоящее время механизмами.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Конфликт интересов. Автор декларирует отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Competing interests. The author declares no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication.

Funding source. The study was conducted at the author's own expense.

IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 963, N 1. doi: 10.1088/1757-899x/963/1/012010

10. Zhileykin M., Eranosyan A. Method of torque distribution between the axles and the wheels of the rear axle to improve the manageability of two-axle all-wheel drive vehicles // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 820, N 1. doi: 10.1088/1757-899x/820/1/012008

11. Antonyan A., Zhileykin M., Eranosyan A. The algorithm of diagnosing the development of a skid when driving a two-axle vehicle // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 820, N 1. P. doi: 10.1088/1757-899x/820/1/012003

12. Mammар S., Baghdassarian V.B. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering:

Proceedings of the 2000 American Control Conference 2000 Jun 28–30; Chicago, IL, USA. P. 105–109.

13. Рязанцев В.И. Активное управление сходимением колес автомобиля. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007.

14. Evaluation of an active steering system. Master's degree project. Режим доступа: https://kipdf.com/evaluation-of-an-active-steering-system_5ab61fa91723dd339c813321.html Дата обращения: 15.08.2022.

15. Mokhiamar O., Abe M. Active wheel steering and yaw moment control combination to maximize stability as well as vehicle responsiveness during quick lane change for active vehicle handling safety // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2005. Vol. 216, N 2. P. 115–124. doi: 10.1243/0954407021528968

REFERENCES

- Litvinov AS. Ustoichivost' i upravlyaemost' avtomobilya. Moscow: Mashinostroenie; 1971. (In Russ).
- Antonov DA. Raschet ustoichivosti dvizheniya mnogoosnykh avtomobilei. Moscow: Mashinostroenie; 1984. (In Russ).
- Ellis DR. Upravlyaemost' avtomobilya: per. s angl. Moscow: Mashinostroenie; 1975. (In Russ).
- Stepan M, Kulhanek J, Wagnerova R. Implementation of ESP algorithm in LabView cRIO. Proceedings of the IEEE 2015 16th International Carpathian Control Conference (ICCC). 2015 May 27–30. Szilvasvarad, Hungary. P. 507–512. doi: 10.1109/CarpathianCC.2015.7145132
- Zhang L, Wang GY, Chen GY, Zhang ZF. The Vehicles ESP Test System Based on Active Braking Control. *Advanced Materials Research*. 2012;588-589:1552–1559. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.588-589.1552
- Independent Torque Distribution Strategies for Vehicle Stability Control, in World Congress of the Society of Automotive Engineers. Available from: <https://cecas.clemson.edu/ayalew/Papers/Vehicle%20Systems%20Dynamics%20and%20Control/Papers/Independent%20Torque%20Distribution%20Strategies%20for%20Vehicle%20Stability%20Control/2009-01-0456.pdf> Accessed: Aug 15, 2022.
- Osborn RP, Shim T. Independent control of all-wheel-drive torque distribution. *Vehicle system dynamics*. 2006; 44(7):529–546.
- Zhileykin MM, Eranosyan AV. Improvement of four-wheel drive vehicle controllability with a connected front axle through the redistribution of torque. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2019;13(1):77–84. doi: 10.31992/2074-0530-2019-39-1-77-84
- Zhileykin M, Eranosyan A. Algorithms for dynamic stabilization of rear-wheel drive two-axis vehicles with a plug-in rear axle. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020;963(1). doi: 10.1088/1757-899x/963/1/012010
- Zhileykin M, Eranosyan A. Method of torque distribution between the axles and the wheels of the rear axle to improve the manageability of two-axle all-wheel drive vehicles. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020;820(1). doi: 10.1088/1757-899x/820/1/012008
- Antonyan A, Zhileykin M, Eranosyan A. The algorithm of diagnosing the development of a skid when driving a two-axle vehicle. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020;820(1). doi: 10.1088/1757-899x/820/1/012003
- Mammар S, Baghdassarian VB. *Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering*: Proceedings of the 2000 American Control Conference 2000 Jun 28–30; Chicago, IL, USA. P. 105–109.
- Ryazantsev VI. *Aktivnoe upravlenie skhozheniem kolos avtomobilya*. Moscow: MGTU im. N.E. Bauman; 2007. (In Russ).
- Evaluation of an active steering system. Master's degree project. Available from: https://kipdf.com/evaluation-of-an-active-steering-system_5ab61fa91723dd339c813321.html Accessed: Aug 15, 2022.
- Mokhiamar O, Abe M. Active wheel steering and yaw moment control combination to maximize stability as well as vehicle responsiveness during quick lane change for active vehicle handling safety. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2005;216(2):115–124. doi: 10.1243/0954407021528968

ОБ АВТОРЕ

Эраносян Артем Ванович,
инженер сектора бесконтактных и сенсорных систем;
адрес: Российская Федерация, 105005, Москва,
2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1591-5831>;
eLibrary SPIN: 1743-5853;
e-mail: artem_bmstu@mail.ru

AUTHOR'S INFO

Artem V. Eranosyan,
Engineer of the Non-Contact and Sensor Systems Sector;
address: Bldg. 5, Block 12, 2nd Baumanskaya street,
105005 Moscow, Russian Federation;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1591-5831>;
eLibrary SPIN: 1743-5853;
e-mail: artem_bmstu@mail.ru