

УДК 629.114.3

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ СО ВСЕМИ УПРАВЛЯЕМЫМИ ОСЯМИ

Е.А. Лагошная¹, А.Ю. Лагошный², А.И. Симоненко³

¹ассистент кафедры автомобилей и автомобильное хозяйство, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина, e-mail: lenala@ua.fm

²старший преподаватель кафедры прикладной математики, Государственное высшее учебное заведение «Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры», г. Днепропетровск, Украина, e-mail: alexlagosh@mail.ru

³кандидат технических наук, доцент кафедры автомобилей и автомобильное хозяйство, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина, e-mail: sai90@mail.ru

Аннотация. В данной работе рассматривается движение автомобиля с закрепленным рулевым управлением, который имеет к осей, с произвольным размещением по базе и схему рулевого управления со всеми управляемыми осями.

Ключевые слова: автомобиль, многоосный автомобиль, математическая модель, устойчивость движения.

INVESTIGATION STABILITY OF MOTION CAR WITH ALL CONTROLLED AXES

O. Lagoshna¹, A. Lagoshny², A. Symonenko³

¹Assistant Professor of Automobiles and Automobile Economy Department, State Higher Educational Institution "National Mining University", Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: lenala@ua.fm

²Senior Lecturer of Applied Mathematics Department, State Higher Educational Institution "Dnieper State Academy of Civil Engineering and Architecture", Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: alexlagosh@mail.ru

³Ph.D., Associate Professor of Automobiles and Automobile Economy Department, State Higher Educational Institution "National Mining University", Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: sai90@mail.ru

Abstract. Consider the motion of a car with a fixed steering, which has k axes with arbitrary placement in the base and the steering scheme with all the controlled axes.

Keywords: car, multi-axle car, mathematical model, stability of motion.

Введение. Важными эксплуатационными требованиями, которые ставятся к управляющему колесному модулю, являются стабилизация и устойчивость управляемых колес против колебаний. При неудовлетворительной

стабилизации водитель вынужден постоянно исправлять положение колес, что отклоняются от прямолинейного движения под действием неровностей опорной поверхности. Склонность управляемых колес к колебаниям опасная с точки зрения безопасности движения. Кроме этого, эти колебания вызывают повреждение деталей рулевого управления, а также повышенную затрату топлива и износ шин.

Цель работы. Экспериментальные исследования и доводочные работы, изготовление прототипов, достижение оптимальных характеристик управляемости и устойчивости движения нуждаются в очень больших расходах для каждой модели. В связи с этим, актуальным является создание методики выбора и оптимизации конструктивных и эксплуатационных параметров автомобиля, которые влияют на устойчивость его движения в спектре эксплуатационных скоростей.

Материал и результаты исследований. Исследование автомобиля как системы нескольких твердых тел с учетом всех или почти всех жестких и упругих связей между ними, детальное описание каждого из них приводят к необходимости изучения сложной механической системы с большим количеством степеней свободы, математическая модель которой имеет высокий порядок. Это значительно осложняет вторую фазу исследования - анализ и решение дифференциальных уравнений системы.

В данной работе рассматривается движение автомобиля с закрепленным рулевым управлением, который имеет k осей, с произвольным размещением по базе и схему рулевого управления со всеми управляемыми осями.

Принимается ряд допущений, которые упрощают анализ и дают возможность выявить влияние схемы рулевого управления на устойчивость движения в чистом виде. Предполагается, что остов автомобиля не имеет крена, не совершает вертикальных колебаний, а может двигаться лишь плоскопараллельно в горизонтальной плоскости. Ось с управляемыми колесами имеет две степени свободы относительно ее центра масс: поворот управляемых колес относительно шкворней и поворот подвески относительно продольной оси автомобиля. При таком выборе расчетной схемы не учитывается влияние вертикальных колебаний, продольных и поперечных угловых колебаний на значение нормальных нагрузок на колесо. При исследовании устойчивости прямолинейного движения эти допущения не приводят к существенным ошибкам.

Рассмотрим случай прямолинейного равномерного движения многоосного автомобиля и определим скоростью, при которой это движение становится неустойчивым.

Уравнение движения экипажа на баллонных колесах при его малых отклонениях от прямолинейного движения с постоянной скоростью имеют вид:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_j + R_j \quad j = 1, 2 \dots n$$

Здесь q_1, \dots, q_n – обобщенные координаты рассматриваемой системы без учета деформации пневматиков;

T – кинетическая энергия деформации пневматиков;

R_j – обобщенные реакции связей;

Q_j – обобщенные силы действующие на подвеску.

Обобщенные реакции связей R_j определяются выражениями:

$$R_j = \sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial U}{\partial \xi_i} \frac{\partial x_i}{\partial q_j} + \frac{\partial U}{\partial \varphi_i} \frac{\partial \theta_i}{\partial q_j} - \frac{\partial U}{\partial \chi_i} \frac{\partial \chi_i}{\partial q_j} \right)$$

Здесь x_i, θ_i, χ_i – величины, характеризующие положение i -го баллонного колеса относительно дороги;

m – количество баллонных колес;

U – потенциальная энергия деформации пневматиков.

Составим уравнения движения многоосного автомобиля.

Кинетическая энергия деформации пневматиков будет определяться выражением:

$$T = \frac{1}{2} \left[M\dot{x}^2 + J_1\dot{\theta}^2 + \sum_{k=1}^{m/2} \left(J_{2k}(\dot{\theta} + \dot{\nu})^2 + J_{3k}\dot{\psi}_k^2 + 2J_{4k}\omega\psi_k(\dot{\theta} + \dot{\nu}_k) - 2J_{4k}\omega\nu_k\dot{\psi}_k \right) \right]$$

где: M – масса автомобиля;

J_1 – момент инерции автомобиля без передних колес относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс автомобиля;

J_{2k} – момент инерции k -ых колес относительно вертикального диаметра;

J_{3k} – момент инерции k -ой подвески относительно продольной оси автомобиля;

J_{4k} – осевой момент инерции k -ых колес;

θ – угол поворота автомобиля вокруг вертикальной оси;

ν – угол поворота передних колес, отсчитывается от направления продольной оси автомобиля;

ψ – угол поворота подвески вокруг продольной оси автомобиля;

$\omega = V/r$ – угловая скорость собственных вращений колес.

В этом случае обобщенные силы, действующие на k -ую подвеску равны:

$$\begin{aligned} Q_{\nu_k} &= -k_1\nu_k - h_1\dot{\nu}_k \\ Q_{\psi_k} &= -k_2\psi_k - h_2\dot{\psi}_k \end{aligned}$$

где: k_1 – коэффициент жесткости рулевого устройства k -ой подвески;
 k_2 – коэффициент жесткости рессор k -ой подвески;
 h_1 и h_2 – коэффициент вязкого трения в демпферах и рулевом управлении.

Потенциальная энергия деформации пневматиков определяется выражением:

$$U = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{m/2} (a_k \xi_k^2 + b_k \varphi_k^2 + \rho_k N_k \psi_k^2 + \sigma_k N_k \xi_k \psi_k)$$

где: $\rho_i, \sigma_i, b_i, a_i$ – коэффициенты упругости, связанные с деформацией пневматика при наклоне i -го колеса, деформацией скручивания и боковой деформацией (определяются экспериментально);

x, y – координаты центра масс автомобиля;

N_i – нормальная нагрузка на i -ое колесо (нормальные нагрузки на всех колесах предполагаются одинаковыми).

Вводя новые переменные $\dot{\theta} = w$ и $\theta + \frac{x}{V} = u$ получаем уравнения малых колебаний автомобиля в окрестностях стационарного движения, записанные в этих переменных:

$$\left. \begin{aligned} MV\dot{u} - MVw - \sum_{k=1}^{m/2} (\alpha_k \xi_k + \sigma_k N_k \psi_k) &= 0 \\ \left(J_1 + \sum_{k=1}^{m/2} J_{2k} \right) \dot{w} + \sum_{k=1}^{m/2} (J_{2k} \ddot{v}_k + J_{4k} \omega \dot{\psi}_k - a_k l_k \xi_k - b_k \varphi_k - \sigma_k N_k l_k \psi_k) &= 0 \\ J_{2k} \ddot{v}_k + h_1 \dot{v}_k + k_1 v_k + J_{2k} \dot{w} + 2J_{4k} \omega \dot{\psi}_k - b_k \varphi_k &= 0 \\ J_{3k} \psi_k - 2J_{4k} \omega v_k - J_{4k} \omega w + h_2 \dot{\psi}_k + k_2 \psi_k + \left(a_k r + \frac{1}{2} \sigma_k N_k \right) \xi_k + (\sigma_k r + \rho_k) N_k \psi_k &= 0 \\ Vu - l_k w - r \dot{\psi}_k + \frac{\xi_k}{2} + V v_k + \frac{V \varphi_k}{2} &= 0 \\ w + \dot{v}_k + \frac{\dot{\varphi}_k}{2} - \frac{\alpha_k V \xi_k}{2} + \frac{\beta_k V \varphi_k}{2} + \gamma_k V \psi_k &= 0 \end{aligned} \right\} \left(k = 1, 2, \dots, \frac{m}{2} \right)$$

Решая эту систему, получим характеристическое уравнение такого вида:

$$\left. \begin{aligned} &|A_{11}| \cdot |A_{22}| \cdot (Q_1 \cdot Q_4 - Q_2 \cdot Q_3) \cdot Z_{33} \times \\ &\times \prod_{i=4}^k (B_i \cdot D_i - \gamma_{ii} \cdot A_i) \cdot \left\{ \left[(R_1 \cdot R_4 - R_2 \cdot R_3) - L_{12} \cdot \frac{Z_{11}}{Z_{33}} \right] \cdot (B_i \cdot D_i - \gamma_{ii} \cdot A_i) + \right. \\ &\left. + V \cdot (L_{13} \cdot A_3 - C_{13} \cdot D_3 + L_{14} \cdot A_4 - C_{14} \cdot D_4 + \dots + L_{1k} \cdot A_k - C_{1k} \cdot D_k) \right\} \end{aligned} \right\}$$

где: $Q_1 = 2I_4 \omega p - \frac{A_1}{|A_{22}|} \beta V^2$

$$Q_2 = D + \frac{A_1}{|A_{22}|} (\gamma_1 V^2 + B_1 r p)$$

$$Q_3 = E + \frac{b_1}{|A_{22}|} (p^2 + \alpha V^2)$$

$$Q_4 = 2I_4 \omega p + \frac{b_1}{|A_{22}|} (\gamma_1 - \alpha r) p$$

Из вида характеристического уравнения можно сделать следующий вывод: поскольку полином $B_i \cdot p + \alpha_i \cdot V^2 = p^2 + \beta_i \cdot V + \alpha_i \cdot V^2 = 0$ имеет оба корня с отрицательной действительной частью, то устойчивость системы определяется остальными корнями многочлена.

Рассмотрим уравнение $P_4(p) = Q_1 \cdot Q_4 - Q_2 \cdot Q_3 = 0$.

Если учесть обозначения, то уравнение приобретает вид:

$$I_2 \cdot p^4 + \beta \cdot V \cdot p^3 + (I_2 \cdot \alpha_1 \cdot V^2 + 2 \cdot b_1) \cdot p^2 + \frac{2 \cdot \alpha_1 \cdot V^3}{\sigma_1 \cdot N + 0.5 \cdot a_1 \cdot r} \cdot \beta \cdot \frac{I_4}{r} \cdot p + 2 \cdot b_1 \cdot \alpha_1 \cdot V^2 = 0$$

Согласно критерию Рауса-Гурвица, для того, чтобы все корни характеристического уравнения имели отрицательные действительные части необходимо и достаточно, чтобы соблюдались детерминантные неравенства, составленные из коэффициентов этого уравнения. Поскольку все коэффициенты положительны, то условия асимптотической устойчивости сводятся к выполнению неравенств:

$$V^2 < \frac{2b_1}{A_0}, \quad V^2 < \frac{2b_1}{A_0 - I_2 \cdot \alpha_2}$$

где: $A_0 = \frac{2 \cdot \alpha_1 \cdot I_4}{(\sigma_1 \cdot N + 0.5 \cdot a_1 \cdot r) \cdot r}$.

Выводы. Эти условия позволяют выделить на полуплоскости (V^2, A_0) область устойчивости. При переходе через границу этой области система уходит от состояния стационарного движения или апериодически, или совершая колебания.

Таким образом, для устойчивого движения автомобиля необходимо, чтобы осевой момент инерции передних колес I_4 был больше определенной комбинации упругих характеристик передних колес и их момента инерции относительно вертикальной оси: $I_4 > I_2 \cdot \alpha_2 \cdot r \cdot \left(1 + \frac{\sigma_1 \cdot N}{2 \cdot a_1 \cdot r}\right)$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Е.А. Барбашин. Функции Ляпунова. – М., «Наука», 1970.
2. Зав'ялова Л.І., Періг О.В., Лагошна О.О. Вплив розміщення колісних осей на об-

ласть стійкості прямолінійного руху багатовісного автомобіля. // Сб. научн. трудов Полтавського НТУ ім. Ю.Кондратюка. – Полтава, 2005. – випуск 16. – с. 88-93.

3. Сахно В.П., Зав'ялова Л.І., Несторенко М.П., Лагошна О.О. Дослідження впливу кількості некерованих колісних осей на область стійкості прямолінійного руху багатовісного автомобіля. – Вісник НТУ. – Київ, 2007. – №14. – с. 164-168.

4. Лагошна О.О. Математична модель прямолінійного руху чотирьохвісного автомобіля з переднім та задніми керованими колесами. – Вісник НТУ. – Київ, 2007. – №15. – с. 133-136.

УДК 656.22

СИСТЕМА ОБСЛУГОВУВАННЯ ПОЇЗДОПОТОКІВ ЛОКОМОТИВАМИ ТА ЛОКОМОТИВНИМИ БРИГАДАМИ

М.І. Музикін¹, Г.І. Нестеренко², С.І. Музикіна³

¹магістр, аспірант кафедри безпека життєдіяльності, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, м. Дніпропетровськ, Україна, e-mail: grafmim@rambler.ru

²кандидат технічних наук, доцент кафедри управління експлуатаційною роботою, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, м. Дніпропетровськ, Україна, e-mail: galinamuzykina@rambler.ru

³кандидат технічних наук, доцент кафедри безпека життєдіяльності, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, м. Дніпропетровськ, Україна, e-mail: fufei@rambler.ru

Анотація. В дослідженні наводиться характеристика різних систем обслуговування поїздопотоків локомотивами та доцільність вибору тієї чи іншої системи обслуговування. Розглянуті питання оперативного управління локомотивним парком та проаналізована система показників експлуатаційної діяльності локомотивів.

Ключові слова: експлуатація; локомотивний парк; тягові плечі; оперативне управління; система показників.

SYSTEM SERVICE OF TRAIN TRAFFIC FLOW BY LOCOMOTIVES AND LOCOMOTIVE BRIGADES

M.I. Muzykin¹, G.I. Nesterenko², S.I. Muzykina³

¹postgraduate of Life Safety Department, Dnepropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: grafmim@rambler.ru

²Ph.D., assistant professor, Management of Operational Work Department, Dnepropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: galinamuzykina@rambler.ru

³ Ph.D., assistant professor, Life Safety Department, Dnepropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: fufei@rambler.ru