

ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЯ

Р.Ю. Добрецов¹, Л. Бао¹, С.А. Войнаш²,
Р.Р. Загидуллин², В.А. Соколова²

¹Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

²Казанский федеральный университет, Казань, Россия

Рассмотрены принципы построения динамической модели устойчивости двухосного автомобиля против опрокидывания и расчетные зависимости, позволяющие количественно оценить ключевые параметры устойчивости, не учитываемые с помощью статической и квазистатической моделей.

Ключевые слова: управляемость, устойчивость, безопасность, транспортные машины.

При подготовке бакалавров и специалистов, профессиональная деятельность которых связана с проектированием, исследованиями и испытаниями, эксплуатацией транспортных средств, вопросы устойчивости движения (в частности, против поперечного опрокидывания и заноса) даются в упрощенной (статической) постановке [1].

Опираясь на подходы, используемые при создании моделей поперечной устойчивости в книге [1], можно перейти к учету внешних воздействий и квазистатической постановке задачи [2].

Динамическая постановка задачи поперечной устойчивости против опрокидывания для двухосного автомобиля позволит учесть также процессы, связанные с упругостью системы поддрессоривания и шин, а также с влиянием инерционности. Примерами такого подхода являются публикации [3, 4].

Оценка максимального угла поперечной раскачки транспортного средства. Поперечное раскачивание возникает при движении по неровностям. Причиной являются колебательные процессы, возникающие в ходовой системе, и инерционность поддрессоренных масс. Возникающая поперечная сила может оказаться достаточно большой и в случае резонанса спровоцировать опрокидывание автомобиля. При движении по дорогам с качественным асфальтобетонным покрытием данный эффект не рассматривается. На рисунке, а представлена используемая расчетная схема по источнику [4].

Под воздействием неровностей возникают поперечные периодические колебания подрессоренной массы с углом отклонения β_δ . Угол наклона подрессоренной массы к горизонту определяется углом косогора β и углами наклона подрессоренной массы, определенными упругими деформациями подвески β_k и шин $\beta_{ш}$:

$$\gamma_{II} = \beta + \beta_k + \beta_{ш}.$$

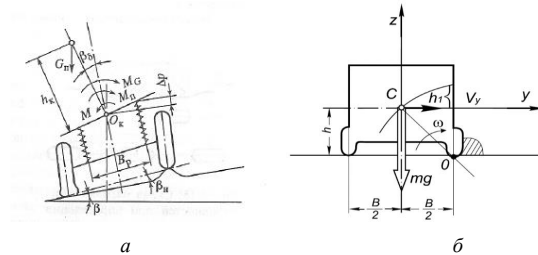


Рис. Расчетные схемы к определению угла поперечной раскочки транспортного средства (а) [4] и критической скорости по поперечному опрокидыванию (б) [3]

Уравнение равновесия автомобиля в поперечной плоскости имеет вид

$$J_y \ddot{\beta}_\delta + M_a + M_n - M_G - M = 0.$$

В данное уравнение входят крутящие моменты: возмущающий момент от неровностей $M = C_p \Delta p B_p = 0,5 C_p B_p^2 \sin vt$; момент сопротивления от упругих элементов подвески $M_n = 0,5 C_p B_p^2 n \beta_\delta$; момент, создаваемый амортизаторами $M_a = 0,5 \mu d^2 \beta_\delta$; момент, создаваемый весом подрессоренных частей при отклонении на угол β_δ $M_G = G_{II} h_k \beta_\delta \cos \gamma_{II}$; инерционный момент $J_y \ddot{\beta}_\delta$.

В свою очередь, в выражениях выше использованы обозначения: C_p и B_p – вертикальная жесткость упругих элементов подвески и рессорная база; n – число осей; G_{II} – вес подрессоренных частей; h_k – плечо крена; μ – коэффициент сопротивления амортизаторов; d – расстояние между амортизаторами; $\Delta p = 0,5 B_p \beta_n \sin vt$ – деформация упругих элементов борта; β_n – угол между высотой неровности и поверхностью косогора на расстоянии колеи; v – частота возмущения. Момент инерции определяется по выражению

$$J_y = m_n (B_0^2 + H_0^2) / 12,$$

где B_0 и H_0 – габаритные ширина и высота автомобиля.

С учетом подстановок дифференциальное уравнение вынужденных колебаний приводится к виду $\ddot{\beta}_\delta + 2Kd\dot{\beta}_\delta + \omega_y^2\beta_\delta = q \sin vt$. Здесь $2K = 0,5\mu d^2 J_y$; $q = 0,5C_p B_p \beta_n / J_y$; $\omega_y^2 = (0,5C_p B_p^2 n - G_n h_k \beta_n \cos \gamma_n) / J_y$. Под ω_y понимают собственную частоту поперечных колебаний автомобиля.

Решение уравнения имеет вид

$$\beta_\delta = \frac{\beta_n \sin(vt - \varphi)}{\left(n - \frac{G_n h_k \cos \gamma_n}{0,5C_p B_p^2} \right) \sqrt{\left(1 - \frac{v^2}{\omega_y^2} \right)^2 - \frac{v^2 \gamma^2}{\omega_y^2}},}$$

где $\gamma = \frac{2K}{\omega_y}$.

При резонансе $v = \omega_y$ и $\varphi = \pi/2$. Максимальный угол поперечных колебаний поддресоренных масс:

$$\beta_\delta = \frac{\beta_n \gamma}{\left(n - G_n h_k \cos \gamma_n / (0,5C_p B_p^2) \right)}.$$

Оценка критической скорости по опрокидыванию. В статической постановке задачи [1] не учитывается инерционность поддресоренных масс. Расчетная схема, необходимая для оценки угрозы поперечного опрокидывания, приведена на рисунке, б.

Уравнение момента количества движения относительно точки O имеет вид

$$J_y \omega = mV_y h.$$

Проведя преобразования, аналогичные демонстрируемым в источнике [1], получим выражение для оценки значения критической скорости

$$V_y = \sqrt{2J_y g \left(\sqrt{h^2 + (B/2)^2} - h \right) / (mh^2)}.$$

Динамическая постановка задачи позволяет рассмотреть колебательные процессы, что затруднительно при использовании квазистатического подхода; для анализа поперечного опрокидывания квазистатическую модель, рассмотренную в работе [2], следует расширить путем учета момента инерции автомобиля и сведения внешних воздействий к результирующим силе и моменту.

Список литературы

1. Добрецов Р.Ю., Поршнева Г.П. Автомобиль: поворот, устойчивость, проходимость: конспект лекций / Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. – 44 с.
2. Quasi-static model for estimating the forces acting on a two-axle vehicle in the problem of trajectory stabilization by applying controlled differentials / R. Dobretsov, L. Bao, S. Voinash, R. Zagidullin, L. Sabitov, A. Yakushev, V. Sokolova // Journal of Physics: Conference Series. – 2023. – No. 2573. – P. 012048.
3. Павлов В.В., Кувшинов В.В. Теория движения многоцелевых гусеничных и колесных машин: учебник по специальности «Многоцелевые гусеничные и колесные машины». – Чебоксары, 2011. – 423 с.
4. Петренко А.М. Устойчивость специальных транспортных средств: учебное пособие / МАДИ. – М., 2013. – 41 с.

Об авторах

Добрецов Роман Юрьевич (Санкт-Петербург, Россия) – д-р техн. наук, доцент, профессор Высшей школы транспорта, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, e-mail: dr-idpo@yandex.ru

Бао Лэфу (Санкт-Петербург, Россия) – аспирант Высшей школы транспорта, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, e-mail: baolefu1@gmail.com

Войнаш Сергей Александрович (Казань, Россия) – младший научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории «Интеллектуальная мобильность» Института дизайна и пространственных искусств, Казанский федеральный университет, e-mail: sergey_voi@mail.ru

Загидуллин Рамиль Равильевич (Казань, Россия) – канд. техн. наук, доцент, ведущий научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории «Интеллектуальная мобильность» Института дизайна и пространственных искусств, Казанский федеральный университет, e-mail: r.r.zagidullin@mail.ru

Соколова Виктория Александровна (Казань, Россия) – канд. техн. наук, доцент, ведущий научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории «Интеллектуальная мобильность» Института дизайна и пространственных искусств, Казанский федеральный университет, e-mail: sokolova_vika@inbox.ru