

УДК 630.383

Профессор А.В. Скрыпников, докторант С.В. Дорохин,
аспирант А.Г. Чистяков, аспирант Е.В. Чернышова

(Воронеж. гос. ун-т. инж. технол.) кафедра информационных систем, моделирования и управления. тел. 89103434840

E-mail: skrypnikovvsafe@mail.ru

Professor A.V. Skrypnikov, doctoral S.V. Dorokhin,
graduate A.G. Chistiakov, graduate E.V. Chernyshova

(Voronezh state university of engineering technologies) Department of information systems, modeling and control. phone. 89103434840

E-mail: skrypnikovvsafe@mail.ru

Модель движения автомобилей на участках дорог с ограниченной видимостью

Model car traffic on sections of roads with limited visibility

Реферат. Существующие теоретические расчеты скоростей движения на участках горизонтальных и вертикальных кривых разработаны для нужд конструирования и расчета автомобилей и не могут быть использованы для нормирования. При расчете скоростей значения коэффициента сцепления определены при полной блокировке колеса, что не соответствует действительным условиям торможения из условия устойчивости автомобиля в пределах полосы движения. В статье предлагается рассчитать допустимую скорость движения автомобиля для участков горизонтальных и вертикальных кривых на лесных автомобильных дорогах, исходя из требования остановки автомобиля в пределах зоны видимости без потери устойчивости с учетом допущений: в процессе торможения движение остается управляемым, водитель удерживает автомобиль в пределах полосы движения; величина угловой скорости поворота управляемых колес мала; полностью используются тормозные свойства наименее нагруженного колеса; коэффициент сопротивления уводу шин мало зависит от изменения нагрузок на шину; сопротивление качению мало. Изучены нормальные реакции на колесах автомобиля при его торможении, а именно установлено, что если коэффициент сцепления на дороге меньше расчетного по оптимальному торможению, то ограничение интенсивности торможения происходит по опасности потери управляемости автомобиля вследствие юза передних колес. Если коэффициент сцепления на дороге больше расчетного по оптимальному торможению, то ограничение тормозной силы происходит по блокировке колес заднего моста. При сопоставлении полного остановочного пути с имеющейся зоной видимости определяется допустимая скорость движения.

Summary. Existing theoretical calculations speeds in areas of horizontal and vertical curves designed for the needs of construction and calculation of cars and can not be used for valuation. When calculating the value of the coefficient of friction velocity determined at full wheel lock that does not correspond to the actual conditions of braking stability conditions of the car within its lane. The article proposes to calculate the permissible vehicle speed for the sites of horizontal and vertical curves on forest roads from the requirement car stop within the zone of visibility without buckling considering assumptions: during braking movement remains manageable, the driver keeps the car in the outside lane; magnitude of the angular velocity of the steering wheel is small; fully utilized inhibitory properties least loaded wheel; cornering power coefficient of resistance of tires depends little on the change of loads on the bus; low rolling resistance. Studied are normal reactions to the vehicle wheels when braking, namely found that if the friction coefficient on the road for less than the calculated optimal braking, the restriction on the braking occurs danger of losing control of the car skidding due to the front wheels. If the coefficient of friction on the road more than the calculated optimal braking, the braking force limitation occurs for blocking the rear axle. When comparing full stopping distance with the existing area of visibility is determined permissible speed.

Ключевые слова: моделирование, скорость, автомобиль, торможение, нормальная реакция.

Keywords: modeling, speed, car, braking, a normal reaction.

К настоящему времени нет достаточно надежных методов расчета допускаемых скоростей движения для участков с необеспеченной видимостью. Существующие теоретические расчеты скоростей движения на участках горизонтальных и вертикальных кривых разработаны для нужд конструирования и расчета автомобилей и не могут быть использованы для нормирования.

Кроме того, входящие в формулы расчета скоростей значения коэффициента сцепления определены при полной блокировке колеса, что не соответствует действительным условиям торможения из условия устойчивости автомобиля в пределах полосы движения.

© Скрыпников А.В., Дорохин С.В.,
Чистяков А.Г., Чернышева Е.В., 2014

Допустимую скорость движения на участке с криволинейной траекторией будем выбирать, исходя из требования остановки автомобиля в пределах зоны видимости без потери устойчивости. При расчете примем следующие допущения:

1. В процессе торможения движение остается управляемым, водитель удерживает автомобиль в пределах полосы движения. Будем считать, что радиус поворота на всем участке торможения остается постоянным.

2. Величина угловой скорости поворота управляемых колес мала.

3. Водитель осуществляет торможение таким образом, что полностью используются тормозные свойства наименее нагруженного колеса.

4. Коэффициент сопротивления уводу шин мало зависит от изменения нагрузок на шину.

5. Сопротивление качению мало.

Из теории автомобиля известно [1,2], что при криволинейном движении ускорение центра тяжести автомобиля может быть найдено по выражению:

$$j_y = \frac{v^2}{R} + \frac{b}{R} \frac{dv}{dt} + b \frac{v}{L} \frac{d\theta}{dt}, \quad (1)$$

$$j_x = \frac{dv}{dt} - b \frac{v^2}{R^2}, \quad (2)$$

где j_x, j_y - соответственно ускорения, действующие в поперечной и продольном направлениях; v - мгновенная скорость автомобиля; R - радиус поворота; L - база автомобиля; b - расстояние от центра тяжести до оси заднего моста; θ - угол поворота управляемых колес.

Поперечные реакции, действующие на передний и задний мосты автомобиля, определяются из выражения:

$$y_1 = \frac{M_a}{L} \left[\frac{b}{R} v^2 + \frac{b^2 + \rho^2}{R} \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L} (b^2 + \rho^2) \frac{d\theta}{dt} \right], \quad (3)$$

$$y_2 = \frac{M_a}{L} \left[\frac{a}{R} v^2 + \frac{ab - \rho^2}{R} \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L} (ab^2 - \rho^2) \frac{d\theta}{dt} \right], \quad (4)$$

где M_a - масса автомобиля; a - расстояние от центра тяжести до оси переднего моста; ρ - радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести.

В этих выражениях $\frac{dV}{dt} > 0$, если происходит ускоренное движение автомобиля.

При криволинейном движении автомобиля под действием поперечной силы кузов автомобиля поворачивается относительно оси крена на угол ψ . Угол крена кузова может быть найден из выражений:

$$\psi = \frac{M_{\Pi} j_y h_{\psi}}{\left(C_{\psi_1} + C_{\psi_2} \right) - M_{\Pi} g h_{\psi}}, \quad (5)$$

где M_{Π} - поддрессоренная масса; h_{ψ} - плечо крена (расстояние от центра тяжести поддрессоренной массы до оси крена); C_{ψ_1}, C_{ψ_2} - угловые жесткости передней и задней подвески.

При приближенных расчетах в знаменателе выражения (5) можно не учитывать второе слагаемое. Тогда угол крена определится по выражению:

$$\psi = \frac{M_{\Pi} j_y h_{\psi}}{C_{\psi_1} + C_{\psi_2}}. \quad (6)$$

Вследствие крена кузова реакции на внутренних колесах уменьшается, а на внешних возрастает на величину ΔR_z :

$$\Delta R_{z_1} = \frac{C_{\psi_1} \psi}{B_1}, \quad \Delta R_{z_2} = \frac{C_{\psi_2} \psi}{B_2}, \quad (7)$$

где B_1, B_2 - колеи переднего и заднего мостов автомобиля соответственно.

Подставляя (6) в (7) имеем:

$$\Delta R_{z_1} = \frac{C_{\psi_1}}{C_{\psi_1} + C_{\psi_2}} M_{\Pi} j_y \frac{h_{\psi}}{B_1},$$

$$\Delta R_{z_2} = \frac{C_{\psi_2}}{C_{\psi_1} + C_{\psi_2}} M_{\Pi} j_y \frac{h_{\psi}}{B_2}.$$

Нормальные реакции на внутренних колесах:

$$R''_{z_1} = \frac{R_{z_1}}{2} - \Delta R_{z_1},$$

$$R''_{z_2} = \frac{R_{z_2}}{2} - \Delta R_{z_2}. \quad (8)$$

Реакции R_{z_1} и R_{z_2} определяются по выражениям:

$$\begin{aligned} R_{z_1} &= M_a \frac{gb + j_x h_g}{L}, \\ R_{z_2} &= M_a \frac{ga - j_x h_g}{L}, \end{aligned} \quad (9)$$

где h_g - высота центра тяжести автомобиля.

$$\begin{aligned} R_{z_1}'' &= \frac{M_a}{2L} \left(gb + j_x h_g \right) - \\ &- \alpha_1 M_{пj_y} \frac{h_{\psi}}{B_1}, \\ R_{z_2}'' &= \frac{M_a}{2L} \left(ga - j_x h_g \right) - \\ &- \alpha_2 M_{пj_y} \frac{h_{\psi}}{B_2}, \end{aligned} \quad (10)$$

$$\text{где } \alpha_1 = \frac{C_{\psi_1}}{C_{\psi_1} + C_{\psi_2}},$$

$$\alpha_2 = \frac{C_{\psi_2}}{C_{\psi_1} + C_{\psi_2}}.$$

Продольная составляющая горизонтальной реакции дороги внутреннего колеса, которая может быть использована для торможения, находится из соотношений:

$$\begin{aligned} \psi R_{z_1}'' &= \sqrt{(y_1'')^2 + (P_{T1}'')^2}, \\ \psi R_{z_2}'' &= \sqrt{(y_2'')^2 + (P_{T2}'')^2}. \end{aligned} \quad (11)$$

Если коэффициент сцепления на дороге меньше расчетного по оптимальному торможению, то ограничение интенсивности торможения происходит по опасности потери управляемости автомобиля вследствие юза передних колес [3]. Рассмотрим процесс торможения в этом случае. Суммарная тормозная сила, развиваемая автомобилем в этом случае, будет:

$$\begin{aligned} P_m &= P_{m_1} + P_{m_2} = 2P_{m_1}'' + \frac{2P_{m_1}''}{\beta_m} = \\ &= 2P_{m_1}'' \left(1 + \frac{1}{\beta_m} \right), \end{aligned} \quad (12)$$

где β_T - коэффициент распределения тормоз-

$$\text{ной силы: } \beta_T = \frac{P_{m_1}}{P_{m_2}}.$$

Замедление автомобиля связано с тормозной силой соотношением:

$$-\frac{dv}{dt} = M_a^{-1} P_T. \quad (13)$$

Тогда ускорение, направленное вдоль оси автомобиля j_x , исходя из (2) определится выражением:

$$j_x = - \left(M_a^{-1} P_T + b \frac{v^2}{R^2} \right) M_a. \quad (14)$$

Знак (-) указывает, что сила P_T направлена в сторону, противоположную движению автомобиля, обычно слагаемое $b \frac{v^2}{R^2}$ значительно меньше продольного ускорения. Поэтому при приближенных расчетах можно принять:

$$P_T = j_x M_a. \quad (15)$$

В данном выражении знак силы принят положительным, так как направление силы учтено в формулах, определяющих перераспределение нормальных реакций при торможении [4]. Из формул (12) и (15) имеем:

$$P_{m_1}'' = \frac{j_x M_a}{2 \left(1 + \frac{1}{\beta_T} \right)}. \quad (16)$$

Если принять условие, что отношение продольной и поперечной составляющих у внутреннего переднего колеса определяется из выражения $\gamma_1 = \frac{y_1''}{P_T''}$, то из (11) и (16) получим

уравнение для нахождения допустимого замедления автомобиля:

$$R_{z_1}'' = \frac{1}{\varphi_1} \frac{j_x M_a}{2 \left(1 + \frac{1}{\beta_T} \right)} \sqrt{1 + \gamma_1^2}. \quad (17)$$

Или, используя выражение (9), имеем:

$$\begin{aligned} &\frac{M_a}{2L} \left(gb + j_x h_g \right) - \\ &- \alpha_1 M_{пj_x} \frac{j_{\psi}}{B_1} = \frac{M_a}{\varphi} \frac{j_x \sqrt{1 + \gamma_1^2}}{2 \left(1 + \frac{1}{\beta_T} \right)}. \end{aligned}$$

После преобразований получим:

$$j_x = 2 \left(\alpha_1 \frac{M_{\Pi}}{M_a} j_y \frac{h_{\psi}}{B_1} - \frac{gb}{2L} \right) \left(\frac{\frac{hg}{L} - \frac{\sqrt{1+\gamma_1^2}}{\varphi_v \left(1 + \frac{1}{\beta_T} \right)}}{\varphi_v \left(1 + \frac{1}{\beta_T} \right)} \right)^{-1} \quad (18)$$

Аналогичным образом, если принять условие, что ограничение тормозной силы происходит по блокировке колес заднего моста, получим:

$$\begin{aligned} P_m &= P_{m_1} + P_{m_2} = \\ &= 2P''_{m_2} + 2\beta_m P''_{m_2} = 2P''_{m_2} (1 + \beta_T), \\ P_{m_2} &= \frac{j_x M_a}{2(1 + \beta_T)}, \quad i_2 = \frac{Y''_2}{P''_{T_2}}, \\ R''_{z_2} &= \frac{j_x z M_a}{24(1 + \beta_T)} \sqrt{1 + \gamma_2^2}, \\ \frac{M_a}{2L} \left(ga - j_{xz} \frac{hg}{B_z} \right) - \alpha_2 M_{\Pi} \frac{h_{\psi}}{B_z} j_x &= \\ = \frac{j_{x_2} M_a}{2\varphi(1 + \beta_T)} \sqrt{1 - \gamma_2^2} &= \\ j_{x_z} &= 2 \left(\frac{ag}{2L} - \alpha_2 \frac{M_{\Pi}}{M_a} j_x \frac{h_{\psi}}{B_z} \right) \times \\ \times \left(\frac{\frac{hg}{L} + \frac{\sqrt{1+\gamma_2^2}}{(1 + \beta_T)\varphi_v}}{\varphi_v} \right)^{-1} & \quad (19) \end{aligned}$$

В выражениях замедления обозначение показывает, что расчет проводится с учетом зависимости сцепления от скорости, а именно:

$$\varphi_v = \varphi_0 (1 + A v_o), \quad (20)$$

где φ - коэффициент сцепления, замерный при малой скорости; A - коэффициент, зависящий от состояния покрытия, типа шины и скорости движения ($A=0,015-0,03$).

Если коэффициент сцепления на дороге меньше расчетного по оптимальному торможению, то ограничение интенсивности торможения происходит по опасности потери управляемости автомобиля вследствие юза передних колес. В этом случае допустимое замедление автомобиля находится по формуле (18).

Если коэффициент сцепления на дороге больше расчетного по оптимальному торможению, то ограничение тормозной силы происходит по блокировке колес заднего моста. Допустимое замедление в этом случае определяют по формуле (19). Двойным интегрированием формулы (18) или (19) определяется тормозной путь автомобиля S_{τ} [3-5].

Полный остановочный путь автомобиля S_{τ_o} складывается из пути, проходимого автомобилем за время реакции S_o , и тормозного пути S_{τ} :

$$S_{\tau_o} = S_o + S_{\tau}. \quad (21)$$

Длина пути зависит от начальной скорости автомобиля v_o , продолжительности реакции водителя t_p , времени срабатывания привода t_{np} и времени нарастания замедления t_3 .

Таким образом:

$$S_o = \left(t_p + t_{np} + \frac{t_3}{2} \right) v_o. \quad (22)$$

Сопоставляя полный остановочный путь с имеющейся зоной видимости, определяется допустимая скорость движения.

Авторами выполнен расчет допускаемой скорости движения автомобиля для участков горизонтальных и вертикальных кривых на лесных автомобильных дорогах с использованием тормозных свойств наименее нагруженных колес. А также изучены нормальные реакции на колесах автомобиля при его торможении. Представленная методика расчета допускаемой скорости является наиболее надежной для участков с необеспеченной видимостью.

ЛИТЕРАТУРА

1 Скрыпников А.В. Построение процедур выбора управленческих решений на основе оптимизационных моделей // Вопросы современной науки и практики. 2009. № 10(24). С. 217-221.

2 Скрыпников А.В. Разработка теоретических основ и методов управления лесовозным автотранспортом // Бюллетень транспортной информации. 2009. № 9 (171). С. 25-27.

3 Скрыпников А.В. Теоретические основы и методы организации и управления дорожным движением // Бюллетень транспортной информации. 2010. № 1 (175). С.10-15.

4 Скрыпников А.В. Методы, модели и алгоритмы повышения транспортно-эксплуатационных качеств лесных автомобильных дорог в процессе проектирования, строительства и эксплуатации. Монография. М.: ФЛИНТА: Наука, 2012. 310 с.

5 Скрыпников А.В., Скворцова Т.В., Кондрашова Е.В. Пропускная способность регулируемого перекрёстка // Перспективные технологии, транспортные средства и оборудование при производстве, эксплуатации, сервисе и ремонте: межвуз. сборник науч. тр. 2007. № 2. С.201-204.

REFERENCES

1 Skrypnikov A.V. Construction procedures for selecting management decisions based on optimization models. *Voprosy sovremennoi nauki i praktiki*. [Questions modern science and practice. University], 2009, no. 10 (24), pp. 217-221. (In Russ.).

2 Skrypnikov A.V. Develop a theoretical framework and management practices Timber trucks. *Bulleten' transportnoi informatsii*. [Bulletin of transport information], 2009, no. 9 (171), pp. 25-27. (In Russ.).

3 Skrypnikov A.V. Theoretical bases and methods of organization and traffic management. *Bulleten' transportnoi informatsii*. [Bulletin of transport information], 2010, no. 1 (175), pp.10-15. (In Russ.).

4 Skrypnikov A.V. Metody, modeli i algoritmy povysheniia transportnoekspluatatsionnykh kachestv lesnykh avtomobil'nykh dorog v protsesse proektirovaniia, stroitel'stva i ekspluatatsii [Methods, models and algorithms for improving transport and performance of forest roads in the design, construction and operation]. Moscow, FLINTA: Nauka, 2012. 310 p. (In Russ.).

5 Skrypnikov A.V., Skvortsova T.V., Kondrashova E.V. Bandwidth regulated crossroads. *Perspektivnye tekhnologii, transportnye sredstva i oborudovaniie pri proizvodstve, eksplatatii, servise i remonte*. [Emerging technologies, vehicles and equipment in the production, exploitation, service and repair], 2007, no. 2, pp.201-204. (In Russ.).