

УДК 630.383

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАВИСИМОСТИ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ ОТ РАССТОЯНИЯ ВИДИМОСТИ НА КРИВЫХ В ПЛАНЕ

Бурмистрова О.Н., Пластинина Е.В., Тимохова О.М.

ФГБОУ ВПО «Ухтинский государственный технический университет»,

Ухта, e-mail: chonochka@mail.ru

В статье уделено внимание вопросу определения зависимости скорости движения автомобиля от расстояния видимости на кривых в плане. Рассмотрена допустимая скорость движения автомобиля на участке с криволинейной траекторией в пределах зоны видимости без потери устойчивости. Проведен анализ процесса торможения автомобиля, который показывает, что при торможении используются тормозные свойства наименее нагруженного колеса. Выявлено, что условием при определении безопасной скорости движения является длина тормозного пути, которая должна быть меньше или в пределе равной расстоянию видимости. Приведены графики зависимости скорости движения автомобиля от расстояния видимости на кривых в плане при различных коэффициентах сцепления, которые показывают, что превышение значений предельных скоростей может привести к потере устойчивости автомобиля.

Ключевые слова: скорость движения автомобиля, расстояние видимости, коэффициент сцепления, остановочный путь

ON THE DETERMINATION OF DEPENDENCE OF THE VELOCITY OF THE CAR FROM THE VISIBILITY DISTANCE ON THE CURVE PLAN

Burmistrova O.N., Plastinina E.V., Timokhova O.M.

FGBOU VPO «Ukhta State Technical University», Ukhta, e-mail: chonochka@mail.ru

The paper paid attention to determine the dependence of the velocity of the vehicle from a distance visibility on curves in the plane. Considered allowable vehicle speed in an area with a curved path within the line of sight without buckling. The analysis of the braking process of a vehicle, which shows that when braking using braking properties of the least-loaded wheels. Revealed that the condition for determining a safe speed is the stopping distance, which should be less than or equal to the distance in the limit of visibility. Shows a plot of vehicle speed from the visibility distance curves in terms of the coefficients for different coupling, which show that the excess value of the limiting velocities may result in loss of vehicle stability.

Keywords: vehicle speed, visibility distance, friction coefficient, stopping distance

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

1. В процессе торможения движение останется 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 увода шин мало зависит от изменения нагрузок на шину.

5. Сопротивление качению мало.

Из теории движения автомобиля известно [1], что при криволинейном движении ускорение центра тяжести автомобиля может быть найдено следующим образом:

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

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

где j_x, j_y – соответственно ускорения, действующие в поперечном 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 (рис. 1), действующие на передний и задний мосты автомобиля, определяются по выражениям

$$Y_1 = \frac{M_a}{L} \left[\frac{b}{R} v^2 + \frac{b^2 + \rho^2}{R} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L} (b^2 + \rho^2) \frac{d\theta}{dt} \right]; \quad (3)$$

$$Y_2 = \frac{M_a}{L} \left[\frac{a}{R} v^2 + \frac{ab^2 - \rho^2}{R} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L} (ab^2 + \rho^2) \frac{d\theta}{dt} \right], \quad (4)$$

где дополнительно обозначено:

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 (рис. 1). Угол крена кузова в данном случае может быть найден по выражению

$$\Psi = \frac{M_n j_y h_\psi}{(C_{\psi_1} + C_{\psi_2}) - M_n g h_\psi}, \quad (5)$$

где M_n – 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 определяется по выражению

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

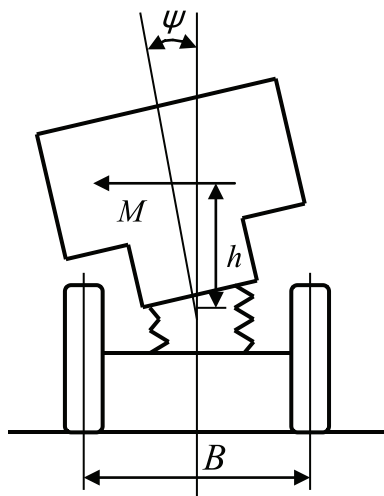
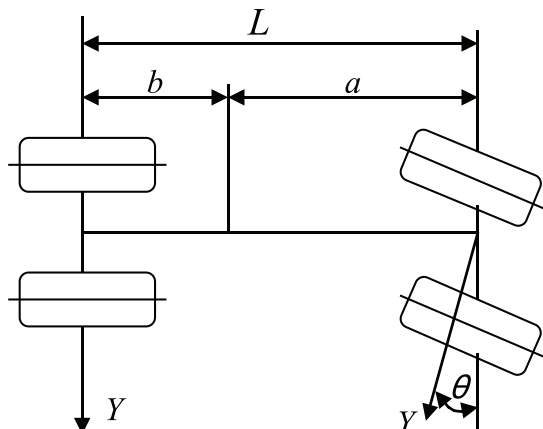


Рис. 1. Схема сил, действующих на автомобиль при его движении на повороте

Вследствие крена кузова автомобиля реакция на внутренних колесах уменьшается, а на внешних возрастает на величину ΔR_{z_1}

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

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

Подставляя уравнение (6) в (7), имеем

$$\Delta R_{z_1} = \frac{C_{\psi_1}}{C_{\psi_1} + C_{\psi_2}} M_n j_y \frac{h_\psi}{B_1};$$

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

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

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

где h_g – высота центра тяжести автомобиля.

$$R'_{z_1} = \frac{M_a}{2L} (gb + j_x h_g) - \alpha_1 M_n j_y \frac{h_\psi}{B_1};$$

$$R'_{z_2} = \frac{M_a}{2L} (ga - j_x h_g) - \alpha_2 M_n j_y \frac{h_\psi}{B_2}. \quad (10)$$

В этих выражениях

$$\alpha_1 = \frac{C_{\psi_1}}{C_{\psi_1} + C_{\psi_2}}; \quad \alpha_2 = \frac{C_{\psi_2}}{C_{\psi_1} + C_{\psi_2}}.$$

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

$$\phi R'_{z_1} = \sqrt{(Y'_1)^2 + (P'_{T_1})^2};$$

$$\phi R'_{z_2} = \sqrt{(Y'_2)^2 + (P'_{T_2})^2}. \quad (11)$$

Если коэффициент сцепления на дороге меньше расчетного по оптимальному торможению, то ограничение интенсивности торможения происходит по опасности потери управляемости автомобиля вследствие юза передних колес. Рассмотрим процесс торможения в этом случае. Суммарная

тормозная сила, развиваемая автомобилем в этом случае, будет

$$P_T = P_{T_1} + P_{T_2} = 2P_{T_1}'' + \frac{2P_{T_1}''}{\beta_T} = 2P_{T_1}'' \left(1 + \frac{1}{\beta_T} \right), \quad (12)$$

где β_T – коэффициент распределения тормозной силы, который соответственно равен

$$\beta_T = \frac{P_{T_1}}{P_{T_2}}.$$

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), определяется выражением

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

Или же при заданном значении j_x тормозная сила P_T должна быть равна

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

В данном случае знак (–) указывает, что сила P_T направлена в сторону, противоположную движению автомобиля, обычно слагаемое bv^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, т.к. направление силы учтено в формулах, определяющих перераспределение нормальных реакций при торможении. Тогда из формул (12) и (15) имеем

$$P_{T_1}'' = \frac{j_x M_a}{2 \left(1 + \frac{1}{\beta_T} \right)}. \quad (16)$$

Если принять условие, что отношение продольной и поперечной составляющих у внутреннего переднего колеса определяется из выражения: $\gamma_1 = Y_1''/P_{T_1}''$, то из (11) и (16) получим уравнение для нахождения допустимого замедления автомобиля:

$$R_{z_1}'' = \frac{1}{\Phi_1} \frac{j_x M_a}{2 \left(1 + \frac{1}{\beta_T} \right)} \sqrt{1 + \gamma_1^2}. \quad (17)$$

Или, используя выражение (10), имеем

$$\begin{aligned} \frac{M_a}{2L} (gb + j_x h_g) - \alpha_1 M_n j_y \frac{h_\psi}{B_1} &= \\ &= \frac{M_a}{\Phi} \frac{j_x \sqrt{1 + \gamma_1^2}}{2 \left(1 + \frac{1}{\beta_T} \right)}. \end{aligned}$$

После преобразования получим

$$\begin{aligned} j_x &= 2 \left(\alpha_1 \frac{M_n j_y}{M_a} \frac{h_\psi}{B_1} - \frac{gb}{2L} \right) \times \\ &\times \left(\frac{h_g}{L} - \frac{\sqrt{1 + \gamma_1^2}}{\Phi_v \left(1 + \frac{1}{\beta_T} \right)} \right)^{-1}. \end{aligned} \quad (18)$$

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

$$P_T = P_{T_1} + P_{T_2} = 2P_{T_2}'' + 2\beta_T P_{T_2}'' = 2P_{T_2}'' (1 + \beta_T);$$

$$P_{T_2} = \frac{j_x M_a}{2(1 + \beta_T)};$$

$$\gamma_2 = \frac{Y_2''}{P_{T_2}''};$$

$$P_{T_2}'' = \frac{j_x M_a}{2\Phi(1 + \beta_T)} \sqrt{1 + \gamma_2^2};$$

$$\frac{M_a}{2L} (ga - j_x h_g) - \alpha_2 M_n \frac{h_\psi}{B_2} j_y =$$

$$= \frac{j_x M_a}{2\Phi(1 + \beta_T)} \sqrt{1 + \gamma_2^2};$$

$$\begin{aligned} j_x &= 2 \left(\frac{ga}{2L} - \alpha_2 \frac{M_n}{M_a} j_y \frac{h_\psi}{B_2} \right) \times \\ &\times \left(\frac{h_g}{L} + \frac{\sqrt{1 + \gamma_2^2}}{(1 + \beta_T)\Phi_v} \right)^{-1}. \end{aligned} \quad (19)$$

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

$$\Phi_v = \Phi_0 (1 + Av_0), \quad (20)$$

где φ_0 – коэффициент сцепления, замеренный 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 .

Полный остановочный путь автомобиля S_{τ_0} складывается из пути, проходимого автомобилем за время реакции S_0 , и тормозного пути S_τ :

$$S_{\tau_0} = S_0 + S_\tau.$$

Длина пути S_0 зависит от начальной скорости автомобиля v_0 , продолжительности реакции водителя t_p , времени срабатывания привода $t_{пр}$ и времени нарастания замедления t_3 .

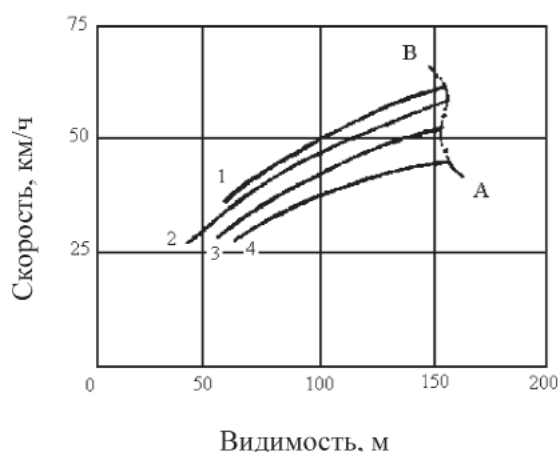


Рис. 2. Зависимость скорости движения автомобиля от расстояния видимости на кривых в плане ($R = 100$):
1, 2, 3 и 4 при коэффициенте сцепления соответственно 0,8; 0,6; 0,4; 0,3

Таким образом

$$S_0 = \left(t_p + t_{пр} + \frac{t_3}{2} \right) v_0. \quad (21)$$

Сопоставляя полный остановочный путь с имеющейся зоной видимости, определяем допустимую скорость движения.

Расчет допускаемой скорости движения производится для грузового автомобиля, у которого неоптимальная развесовка, тормозная система с большим запаздыванием. Водитель имеет замедленную реакцию.

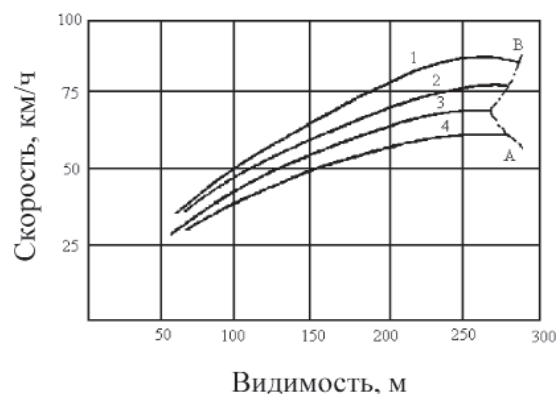


Рис. 3. Зависимость скорости движения автомобиля от расстояния видимости на кривых в плане ($R = 200$ м):
1, 2, 3 и 4 – при коэффициенте сцепления соответственно 0,8; 0,6; 0,4; 0,3

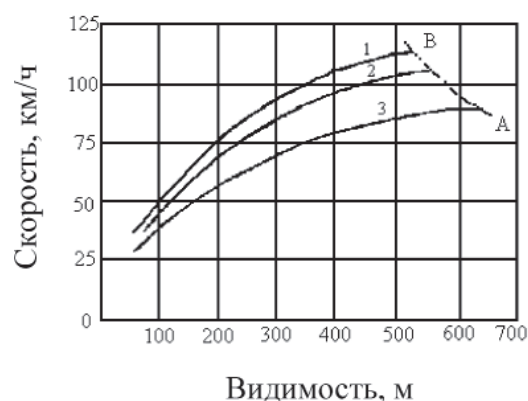


Рис. 4. Зависимость скорости движения автомобиля от расстояния видимости на кривых в плане ($R = 500$ м):
1, 2, 3 – при коэффициенте сцепления соответственно 0,7; 0,5; 0,3

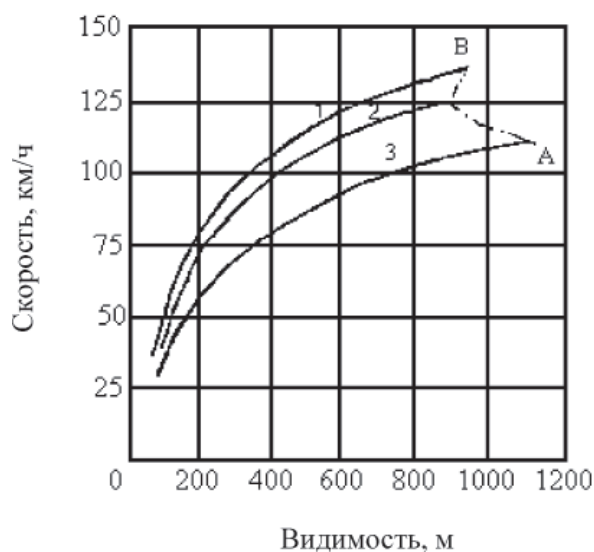


Рис. 5. Зависимость скорости движения автомобиля от расстояния видимости на кривых в плане ($R = 1000$ м): 1, 2, 3 – при коэффициенте сцепления соответственно 0,7; 0,5; 0,3

Линия AB на рис. 2–5 соответствует значению предельных скоростей, превышение которых, согласно теоретическим расчетам может привести к потере устойчивости автомобиля.

Список литературы

1. Астров В.А. Коэффициенты сцепления и параметры шероховатости дорожных покрытий // Автомобильные дороги. – 1973. – № 7.
2. Бельский А.Е. Расчеты скоростей движения на автомобильных дорогах. – М.: Транспорт, 1966. – 122 с.
3. Бурмистрова О.Н. Повышение транспортно-эксплуатационных качеств автомобильных дорог лесопромышленного комплекса / О.Н. Бурмистрова, В.К. Курьянов, Д.Н. Афоничев, А.В. Скрипников. – Воронеж: Изд-во Воронеж. гос. ун-та, 2002. – 176 с.
4. Великанов Д.П. Автомобильные транспортные средства / Д.П. Великанов, В.Н. Вернацкий, Б.И. Нифонтов, И.П. Плеханов. – М.: Транспорт, 1977. – 326 с.
5. Miller A.J. Road traffic flow considered as a stochastic process // Proc/ Camoridge Philos. Soc. – Vol. 58. – P. 312–325.

References

1. Astrov V.A. The coefficient of adhesion and roughness of pavements / Roads. 1973. no. 7.
2. Belsky A.E. Calculate the speed of traffic on the roads. M.: Transport, 1966. 122 p.
3. Burmistrova O.N. Improving performance of transport and highways timber industry / O.N. Burmistrova, V.K. Kuryanov, D.N. Afonichev, A.V. Skrypnikov. Voronezh: Publishing house of Voronezh. state. Univ, 2002. 176.
4. Giants, D.P. Road vehicles / D.P. Giants, V.N. Vernatsky, B.I. Nifontov, I.P. Plekhanov. M.: Transport, 1977. 326 p.
5. Miller A.J. Road traffic flow considered as a stochastic process // Proc / Camoridge Philos. Soc. Vol. 58. P. 312–325.

Рецензенты:

Сушков С.И., д.т.н., профессор кафедры технологии и машин лесозаготовок, ФГБОУ ВПО «Ухтинский государственный технический университет», г. Ухта;

Павлов А.И., д.т.н., профессор кафедры лесных, деревообрабатывающих машин и материаловедения, ФГБОУ ВПО «Ухтинский государственный технический университет», г. Ухта.

Работа поступила в редакцию 18.03.2015.