

Рис. 3. Визначення роботи сил опору на переміщенні незагальмованого автомобіля, який рухається в стані заносу

Дорівнюючи кінетичну енергію поступального руху автомобіля з роботою сил опору на цьому самому переміщенні, для швидкості відкидання матимемо:

$$U = \sqrt{2g \frac{1 - \cos(\gamma_k - \gamma_0)}{\gamma_k - \gamma_0} S_{nn} \varphi_y} \quad (21)$$

У процесі відкидання автомобіль може подолати певну відстань S_{nn} у стані заносу, розвертаючись на кут $\Delta\gamma = \gamma_k - \gamma_0$, після чого ще деяку віддаль S_k подолати в режимі вільного кочення. Володіючи такою інформацією, експерт у формулі (21) повинен також ураховувати й роботу сил опору коченню на переміщенні S_k .

Підсумовуючи викладене, слід відзначити, що закон збереження кількості руху може бути успішно застосований для визначення швидкості ТЗ до зіткнення за наявності даних щодо швидкостей їхнього відкидання (як за напрямком, так і величиною). Визначення величин цих швидкостей за затратами кінетичної енергії на шляху переміщення ТЗ до місця зупинки потребує достатнього обсягу інформації про характер руху ТЗ і дає змогу отримати лише наближені значення, на основі яких можна робити тільки ймовірні висновки. У зв'язку з цим особливої актуальності набувають розроблення та впровадження в експертну практику нових ефективних методів щодо визначення швидкостей відкидання ТЗ.

А. С. Крук, завідувач сектору Волинського відділення Львівського НДІСЕ

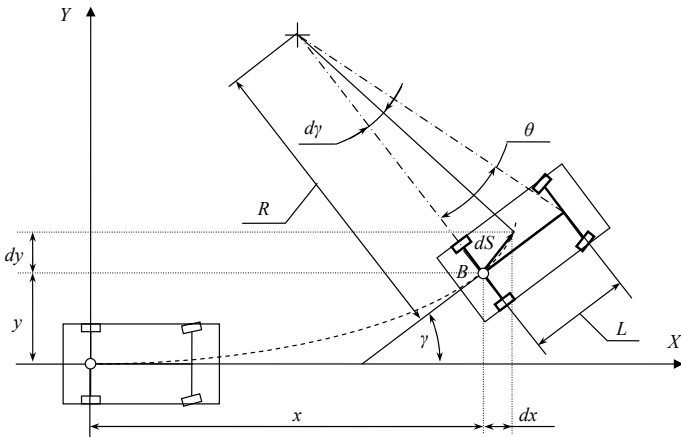
ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ РОЗРАХУНКУ РУХУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ, ОБЛАДНАНОГО АНТИБЛОКУВАЛЬНОЮ СИСТЕМОЮ, ПРИ ВИКОНАННІ МАНЕВРУ З ОДНОЧАСНИМ ЗАСТОСУВАННЯМ ГАЛЬМУВАННЯ

Отримано залежності для розрахунку параметрів маневрування транспортного засобу, обладнаного антиблокувальною системою, при одночасному застосуванні водієм екстреного гальмування.

Получены зависимости для расчета параметров маневра транспортного средства, оснащенного антиблокирующей системой, при одновременном применении водителем экстренного торможения.

Сучасні автомобілі, як правило, обладнуються антиблокувальними системами (АБС) гальм, що запобігають блокуванню коліс під час гальмування й у такий спосіб забезпечують керованість загальмованого транспортного засобу (ТЗ). Це дає змогу водію одночасно із гальмуванням застосовувати маневр, що значно розширює можливості стосовно запобігання дорожньо-транспортної пригоди (ДТП). Експертне дослідження такого руху ТЗ викликає труднощі, оскільки в існуючих методиках маневр розглядається лише за умов, що ТЗ рухається з постійною швидкістю¹. Тому виникає необхідність у новій постановці задачі та розробленні відповідних методичних підходів до її розв'язання.

У цьому плані видається логічним розширення можливостей уже існуючої методики розрахунку параметрів маневрування ТЗ, яка перевірена практикою, на випадок маневру з одночасним застосуванням гальмування. Ураховуючи підхід, запропонований у методичному листі², розглянемо поворот ТЗ у прямокутній системі координат $ХОУ$, початок якої збігається з серединою заднього моста ТЗ, а вісь $ОХ$ – з його поздовжньою віссю в момент початку криволінійного руху (рисунок).



Розрахункова схема маневру автомобіля

¹ Див.: Иларионов В. А. Расчет параметров маневра транспортных средств : метод. письмо для экспертов / В. А. Иларионов, В. И. Чернов, Ф. А. Дадашев. — М. : ВНИИСЭ, 1998. — 32 с.; Иларионов В. А. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий : учеб. для вузов / В. А. Иларионов. — М. : Транспорт, 1989. — 255 с.

² Див.: Иларионов В. А., Чернов В. И., Дадашев Ф. А. Указ. праця.

У загальному випадку під час маневрування ТЗ середина його заднього моста (точка В) переміщується за дугою змінної кривизни. За нескінченно малий проміжок часу dt середина заднього моста опише елементарну дугу dS , а курсовий кут зміниться на нескінченно малу величину $d\gamma$:

$$dS = R(t) d\gamma, \quad (1)$$

де $R(t)$ – радіус кривизни траєкторії переміщення центра заднього моста ТЗ, який визначається кутом $\theta(t)$ повороту керованих коліс у момент часу t :

$$R(t) = \frac{L}{\theta(t)}, \quad (2)$$

де L – база автомобіля.

Під час руху загальмованого автомобіля з достатньою точністю можна вважати, що його швидкість змінюється за лінійним законом, тобто спостерігається рівносповільнений рух:

$$V(t) = V_0 - jt, \quad (3)$$

де V_0 – початкова швидкість автомобіля; j – усталене сповільнення ТЗ.

На основі залежності (1) з урахуванням (2), (3) отримаємо:

$$d\gamma = \frac{dS}{R(t)} = \frac{(V_0 - jt)\theta(t)}{L} dt \quad (4)$$

Експериментальними дослідженнями встановлено, що в небезпечних дорожніх ситуаціях водій, намагаючись відвернути ДТП, повертає рульове колесо досить різко, але на невеликий кут. За таких умов кутова швидкість $\dot{\theta}$ повороту передніх коліс практично стала ($\dot{\theta} = const$) і кут θ повороту керованих коліс змінюється пропорційно до часу¹:

$$\theta(t) = \dot{\theta} \cdot t. \quad (5)$$

З урахуванням цих припущень курсовий кут γ в довільний момент часу t визначається такою залежністю:

$$\gamma(t) = \int \frac{(V_0 - jt) \cdot \dot{\theta} \cdot t}{L} dt = \frac{\dot{\theta}}{L} \left(\frac{1}{2} V_0 - \frac{1}{3} jt \right) t^2. \quad (6)$$

У разі небезпечних дорожніх ситуацій максимальні відхилення курсових кутів зазвичай не перевищують 10–12⁰². Для таких значень можна записати:

$$dx = dS \cos \gamma \approx dS = (V_0 - jt) dt; \quad (7)$$

¹ Див.: Иларионов В. А., Чернов В. И., Дадашев Ф. А. Указ. праця. — С. 8; Иларионов В. А. Указ. праця. — С. 157.

² Див.: Там само.

$$dy = dS \sin \gamma \approx dS \cdot \gamma = \frac{\dot{\theta}}{L}(V_0 - jt) \left(\frac{1}{2}V_0 - \frac{1}{3}jt \right) t^2 dt. \quad (8)$$

Інтегруючи (7), (8), отримаємо:

$$x = S = \int (V_0 - jt) dt = V_0 t - \frac{1}{2} j t^2; \quad (9)$$

$$y = \int \frac{\dot{\theta}}{L}(V_0 - jt) \left(\frac{1}{2}V_0 - \frac{1}{3}jt \right) t^2 dt = \frac{\theta}{120L} (20V_0^2 - 25V_0 j t + 8j^2 t^2) t^3. \quad (10)$$

Формули (6), (9), (10) описують координати x , y середини заднього моста автомобіля та його курсовий кут в будь-який момент часу t і дають змогу встановити положення кожної точки автомобіля в процесі повороту в загальмованому стані за умови, що автомобіль рухається рівносповільнено, а результуючий курсовий кут не перевищує 15° .

Зокрема, наприкінці маневру в момент часу τ_M , коли кут повороту керованих коліс і кривизна траєкторії є максимальними, курсовий кут автомобіля становитиме:

$$\gamma_M = \frac{\dot{\theta}}{6L} (3V_0 - 2j\tau_M) \tau_M^2, \quad (11)$$

а координати середини його заднього моста –

$$x_M = V_0 \tau_M - \frac{1}{2} j \tau_M^2; \quad (12)$$

$$y_M = \frac{\dot{\theta}}{120L} (20V_0^2 - 25V_0 j \tau_M + 8j^2 \tau_M^2) \tau_M^3. \quad (13)$$

Зрозуміло, що формули (11) – (13) є слухними лише за умови руху автомобіля без бокового проковзування. У дійсності технічна можливість протягом фіксованого часу τ_M виконати маневр і досягнути необхідних значень γ_M , x_M , y_M обмежується поперечною стійкістю автомобіля.

Згідно з формулами (11) – (13) при заданій початковій швидкості автомобіля V_0 і відомому сталому сповільненні j , яке він може реалізувати за даних дорожніх умов, можливість протягом фіксованого часу τ_M виконати маневр і досягти поперечного зміщення y_M та курсового кута γ_M залежить від швидкості повороту керованих коліс: чим більша швидкість $\dot{\theta}$, тим більші будуть значення y_M і γ_M . Водночас різке маневрування може спричинити занос автомобіля.

Визначимо максимально допустиму за умови відсутності заносу швидкість $\dot{\theta}_0$ повороту керованих коліс. У момент t_k початку поперечного ковзання шин дорогою відцентрова сила сягає значення сили зчеплення:

$$m \frac{V(t_k)^2}{R(t_k)} = m g \varphi_y, \quad (14)$$

де m – маса автомобіля; g – прискорення вільного падіння.

За умови постійної протягом маневрування швидкості руху ТЗ ($j = 0$; $V=V_0 = const$) це питання не викликає труднощів: максимальна бокова сила, а отже, і максимальна ймовірність заносу, виникає наприкінці маневру ($t_k = \tau_M$), коли радіус траєкторії є мінімальним ($R(\tau_M) = R_{min}$), а кут повороту керованих коліс відповідно максимальний ($\theta = \theta_M$). За таких обставин на підставі рівняння (14) з урахуванням того, що $R(\tau_M) = \frac{L}{\theta_M} = \frac{L}{\theta \tau_M}$, для максимального допустимої за умови відсутності заносу швидкості $\dot{\theta}_0^*$ маємо:

$$\dot{\theta}_0^* = \frac{gL\varphi_y}{V_0^2 \tau_M}. \quad (15)$$

У результаті підставлення отриманого значення $\dot{\theta}_0^*$ у формули (11)–(13) з урахуванням того, що $j = 0$, отримуємо залежності, які й використовуються на даний час при експертному дослідженні параметрів маневрування ТЗ, що рухається з постійною швидкістю.

У разі маневрування загальмованого автомобіля такої однозначності немає, оскільки, з одного боку, збільшення з часом кута повороту передніх коліс зумовлює зменшення радіуса $R(t)$ кривизни траєкторії руху автомобіля і згідно з формулою (14) ймовірність заносу зростає, а з другого – унаслідок гальмування швидкість $V(t)$ руху автомобіля з часом зменшується, що відповідно зменшує ймовірність втрати поперечної стійкості автомобіля.

Оскільки радіус кривизни траєкторії руху автомобіля і його швидкість є функціями часу $\{V = V(t); R = R(t)\}$, то відповідно до рівняння (14) і максимально допустима за умови відсутності заносу швидкість повороту керованих коліс також буде функцією часу. Естановимо вигляд функції $\theta_0(t)$.

Ураховуючи те, що $R(t) = \frac{L}{\theta(t)}$; $\theta(t) = \dot{\theta}_0 t$; $V(t) = V_0 - jt$,

на підставі рівняння (14) отримуємо:

$$\dot{\theta}_0(t) = \frac{gL\varphi_y}{(V_0 - jt)^2 t}. \quad (16)$$

Залежність (16) відображає змінення максимально допустимої за умови відсутності заносу швидкості повороту керованих коліс під час виконання маневру загальмованого ТЗ. Однак в екстремальних умовах не можна вимагати від водія повертати рульове колесо на різних етапах маневрування з різною швидкістю, яка б відповідала

залежності (16). Оскільки в небезпечних дорожніх ситуаціях водій повертає рульове колесо практично з однаковою швидкістю протягом усього маневрування, то для вирішення поставленої задачі, а саме забезпечення керованості ТЗ, необхідно із всієї множини значень функції (16) обрати найменше.

Межі визначення функції $\dot{\theta}_0(t)$ становлять дійсні значення на проміжку $t \in [0; \tau_M]$. Функція має власні розриви II роду в точках $t_{k1} = 0$ та $t_{k2} = \frac{V_0}{j}$, які є критичними. Решту критичних точок знаходимо, дорівнюючи похідну функції до нуля:

$$(\dot{\theta}_0(t))' = \left(\frac{gL\varphi_y}{(V_0 - jt)^2 t} \right)' = - \frac{gL\varphi_y(3j^2t^2 - 4V_0jt + V_0^2)}{(V_0 - jt)^4 t^2} = 0. \quad (17)$$

Дорівнюючи чисельник до нуля, отримаємо:

$$t_{k3} = \frac{V_0}{j} = t_{k2}; \quad t_{k4} = \frac{V_0}{3j}. \quad (18)$$

Аналізуючи отримані значення критичних точок на належність ділянці визначення функції $\dot{\theta}_0(t)$, слід зауважити наступне.

Критична точка $t_{k1} = 0$ збігається з початком ділянки визначення $t \in [0; \tau_M]$, тобто з початком виконання маневру.

Величина $\frac{V_0}{j}$ являє собою час, необхідний для зупинення ТЗ, який рухається зі швидкістю V_0 при гальмуванні зі сталим сповільненням j . Якщо час τ_M , необхідний для виконання маневру, перевищує $\frac{V_0}{j}$, то це означає, що автомобіль зупиниться ще до завершення маневру, і задача, з технічного погляду, втрачає сенс. Отже, з технічної точки зору ділянка визначення функції $\dot{\theta}_0(t)$ обмежена значенням $\frac{V_0}{j}$ і подається проміжком $t \in [0; \frac{V_0}{j}]$.

Обчислимо значення функції $\dot{\theta}_0(t)$ в крайніх і критичних точках ділянки її визначення:

$$\dot{\theta}_0(0) = \dot{\theta}_0(t_{k1}) = \infty; \quad (19)$$

$$\dot{\theta}_0(t_{k2}) = \dot{\theta}_0(t_{k3}) = \dot{\theta}_0\left(\frac{V_0}{j}\right) = \infty; \quad (20)$$

$$\dot{\theta}_0(t_{k4}) = \dot{\theta}_0\left(\frac{V_0}{3j}\right) = \frac{27}{4} gL\varphi_y \frac{j}{V_0^3}. \quad (21)$$

Як бачимо, на ділянці визначення $t \in [0; \frac{V_0}{V_0}]$ функція $\dot{\theta}_\delta(t)$ приймає мінімальне значення при $t_k = \frac{V_0}{3j}$, і воно становить:

$$\dot{\theta}_\delta\left(\frac{V_0}{3j}\right) = \frac{27}{4} gL\varphi_y \frac{j}{V^3}. \quad (22)$$

Якщо протягом маневрування швидкість повороту керованих коліс ТЗ не перевищуватиме значення $\dot{\theta}_\delta = \frac{27}{4} gL\varphi_y \frac{j}{V^3}$, то маневр можна виконати без утрати поперечної стійкості. Отже, швидкість $\dot{\theta}_\delta$ можна вважати максимально допустимою швидкістю повороту керованих коліс за умови відсутності заносу під час виконання маневру загальмованого ТЗ.

Підставляючи значення $\dot{\theta}_\delta$ у залежності (11) – (13) отримаємо формули для розрахування параметрів положення ТЗ наприкінці маневру загальмованого ТЗ, які можна досягти без утрати поперечної стійкості:

$$\gamma_M = \frac{27}{24} g\varphi_y \frac{j}{V_0^3} (3V_0 - 2j\tau_M)\tau_M^2; \quad (23)$$

$$x_M = V_0\tau_M - \frac{1}{2} j\tau_M^2; \quad (24)$$

$$y_M = \frac{9}{160} g\varphi_y \frac{j}{V_0^3} (20V_0^2 - 25V_0j\tau_M + 8j^2\tau_M^2)\tau_M^3. \quad (25)$$

Формули (23) – (25) можуть безпосередньо застосовуватись у відомій методиці розрахунку маневрування ТЗ¹, розширюючи межі її застосування й для випадку загальмованого ТЗ.

¹ Див.: Иларионов В. А., Чернов В. И., Дадашев Ф. А. Указ. праця.