

6. *Язвінська О.М.* Консьюмерський Інтернаціонал або глобальна організація захисту інтересів споживачів // *Наук. світ.* – 2003. – № 7. – С. 18–19
7. *Вона ж.* Формування системи захисту прав споживачів в Україні // *Юрид. Вісник України.* – 2003. – № 49. – С. 10; № 51. – С. 12
8. *Вона ж.* Історичні традиції та передумови виникнення консюмеризму в Україні // *Гуман. науки і сучасність.* – Вип. 5. – К.: ВЦ КНТЕУ, 2004. – С. 181–193
9. *Вона ж.* Система захисту прав споживачів в економічно високорозвинених країнах // *Юрид. Україна.* – 2004. – № 2. – С. 55–62
10. *Вона ж.* Захист прав споживачів в сфері транспортного обслуговування населення // 61 наукова конференція професорсько-викладацького складу і студентів Національного транспортного університету: Тези доп. – К.: НТУ, 2005. – 233 с. – С.213–214
11. *Вона ж.* Консьюмерський контроль за дотриманням правил торгівлі транспортними засобами і номерними агрегатами // *Управління проектами. Системний аналіз і логістика: Наук. журн.* – К., НТУ. – 2006. – № 3. – С. 323–329
12. *Вона ж.* Консьюмерське сприйняття сучасної філософії якості // *Вісн. НТУ.* – Вип. 15. – Част 2. – К.: НТУ, 2008. – 420 с. – С. – 344–351
13. *Язвінська О.М., Дудник О.С.* Технічне регулювання як дієвий засіб підвищення якості та безпеки автомобільного обслуговування // *Вісн. НТУ.* – Вип. 17: В 2-х част. – Ч. 1. – К.: НТУ, 2008. – 408 с. – С. 83–91 та ін.
14. *Транспортне право України: Навч. посіб. / Демський Е.Ф., Гіжевський В.К., Демський С.Е., Мілашкевич А.В.; за заг. ред. В.К. Гіжевського, Е.Ф. Демського.* – К., 2002. – 416 с. – С. 9–15, 164.
15. *Про захист прав споживачів: Закон України від 12.05.1991 р. № 1023-ХІІ* (в ред. Закону України від 01.12.2005 р. № 3161-IV)
16. *Про транспорт: Закон України від 10.11.1994 р. № 232/94-ВР*
17. *Про автомобільний транспорт: Закон України від 05.04.2001 р. № 2344-III*
18. *Про дорожній рух: Закон України від 30.06.1993 р. № 3353-ХІІ*
19. *Про обов'язкове страхування цивільно-правової відповідальності власників наземних транспортних засобів: Закон України від 22.09.2005 р. № 2902-IV*
20. *Про додаткові заходи щодо запобігання дорожньо-транспортним пригодам: Указ Президента України від 17.06.2008 р. № 556/2008*
21. *Правила надання послуг пасажирського автомобільного транспорту: Постанова Кабміну України від 18.02.97 р. № 176*
22. *Правила дорожнього руху: Постанова Кабміну України від 10.10.2001 р. № 1306*
23. *Порядок проведення конкурсу на перевезення пасажирів на автобусному маршруті загального користування: Постанова Кабміну України від 29.01.2003 р. № 139*
24. *Порядок здійснення державного контролю на автомобільну транспорті: Постанова Кабінету Міністрів України від 08.11.2006 р. № 1567*
25. *Порядок проведення державного технічного огляду колісних транспортних засобів; Постанова Кабміну України від 09.07.2008 р. № 606*
26. *Основні вимоги щодо забезпечення безпеки перевезень при здійсненні нерегулярних пасажирських перевезень та порядок узгодження їх виконання: Наказ Мінтрансв'язку України від 25.05.2007 р. № 450/167*
27. *Правила обов'язкової сертифікації дорожніх транспортних засобів, їх складових та приладдя: Наказ Мінтрансу України та Держстандарту України від 17.01.1997 р. № 23* (Правила доповнено додатком 9 згідно з Наказом Держспоживстандарту від 25.01.2002 р. № 48)

УДК 629.113

ДО ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТІВ, ЩО ДІЮТЬ НА КЕРУЮЧИЙ КОЛІСНИЙ МОДУЛЬ АВТОМОБІЛЯ

Яценко Д.М.

Постановка проблеми. Однією з найважливіших систем автомобіля є рульове керування. Від досконалості її конструкції залежать керованість автомобіля, стійкість і безпека руху. Оскільки ця

система увесь час перебуває в роботі, то вона безпосередньо впливає на фізичний і технічний стан водія.

Перед конструкторами стоїть завдання створення нових сучасних, більше надійних і довговічних рульових керувань. Таким чином, подальше вдосконалювання систем рульового керування автомобілів стає актуальною науково-технічною проблемою. Однак, незважаючи на досягнуті успіхи в рішенні ряду питань, наукові основи проектування рульових керувань у достатній мері ще не розроблені. У зв'язку із цим на стадії проектування перспективних автомобілів конструктори ще не можуть урахувати з достатньою точністю вплив конструктивної схеми рульового керування, швидкості й траєкторії руху автомобіля та інших факторів на керованість і стійкість руху.

Існуючі в цей час методики розрахунку рульового керування по граничному моменту опору повороту керованих коліс на місці не можуть задовольнити сучасним вимогам, оскільки в експлуатації переважними є динамічні процеси, що супроводжують поворот автомобіля в русі. Тому **метою роботи** є визначення моментів, що діють на керуючий колісний модуль автомобіля для вибору оптимальних конструкцій його рульового керування.

Основна частина. У загальному випадку на керуючий колісний модуль автомобіля $M_{зб}$ у процесі його руху діють такі моменти [1]:

1. Момент опору повороту шини, M_{ω} .
2. Стабілізуючий момент шини керованого колеса, що котиться з відведенням, $M_{ш}$.
3. Пружний момент у рульовому керуванні, M_p .
4. Ваговий стабілізуючий момент, M_{cm} .
5. Момент тертя у шкворневому вузлі керованого моста, M_{mp} .
6. Інерційний момент, M_j .
7. Швидкісний стабілізуючий момент, $M_{рб}$.
8. Момент від рівнодіючої поздовжніх сил, M_{pn} .
9. Гіроскопічний момент, $M_{зир}$.

Усі ці наведені вище моменти складають урівноважену систему, яку можна описати відповідним рівнянням моментів відносно вісі шворня під час коливання керованого колеса:

$$M_{зб} = M_{\omega} + M_p + M_{ш} + M_{mp} + M_j + M_{cm} + M_{рб} + M_{pn} + M_{зир} \quad (1)$$

Дослідженнями, проведеними А.П.Солтусом [1], встановлено, що вплив моментів $M_{рб}$, M_{pn} , $M_{зир}$ на величину моменту опору повороту колеса під час руху незначний, тобто необхідно розглянути лише моменти M_p , $M_{ш}$, M_{cm} , M_{mp} , $M_{ш}$, M_j .

Розглянемо більш детально пружний момент M_p у рульовому керуванні, так як цей момент практично не було досліджено.

Під час прямолінійного руху автомобіля водій утримує рульове колесо у нерухомому стані. У цьому випадку виникає закручування керованого колеса відносно рульового, викликаючи пружний момент у рульовому керуванні, що дорівнює:

$$M_p = C_p \cdot \Theta \quad (2)$$

де C_p —приведена жорсткість рульового керування, Нм/град, яка визначається експериментально;

Θ - кут повороту колеса, град.

Жорсткість приводу рульового керування залежить від конструктивних особливостей конкретного автомобіля, а також від експлуатаційних факторів. У літературних джерелах не зустрічаються дані про цю величину, а тим часом її необхідно враховувати у розрахунках коливання керованих коліс.

Розглянемо, як приклад, розрахунок приведеної жорсткості керуючого колісного модуля для автомобіля ВА3-2121.

Приведену жорсткість керованого колеса можна визначити за такою формулою [1]:

$$C_{пр} = C_{ш} + C_p + \Delta C \quad (3)$$

де $C_{ш}$ - коефіцієнт стабілізуючого моменту шини;

ΔC – додаткова жорсткість керованого колеса;

C_p - жорсткість рульового керування.

Коефіцієнт стабілізуючого моменту шини визначається за формулою:

$$C_{\text{стаб}} := \frac{2 \cdot k_{\Theta} \cdot c_{\omega}}{3} \cdot \left(1 - \frac{\Theta}{\Theta A} \right), \quad (4)$$

де $\beta_{ш} = 0.9$ - кут поздовжнього нахилу шворня в град.

$M = 100 \dots 500$ - прикладений до колеса момент, Н

$\Theta = 4$ - кут повороту колеса відносно вісі шворня в град.

$k_{ш} = 1.1$ - коефіцієнт пропорційності стабілізуючого моменту шини, який урахує

вплив поздовжніх сил на величину стабілізуючого моменту шини

$\Theta A = 27$ - максимальний кут повороту колеса на місці, град.

$G_k = 5000$ - навантаження на колесо, Н

$c_{\omega} = 10 \cdot G_k \cdot 10^{-3}$ - кутова жорсткість шини відносно вертикальної вісі

Жорсткість колісного керуючого модуля C_p можна визначити експериментально, рис. 1. При піддомкращеному лівому керованому колесі, знятій поперечній тязі, зафіксованому в нерухомому стані рульовому колесі до керованого колеса прикладають через важіль з плечем l момент $M = Pl$. Одночасно фіксують кут повороту колеса.

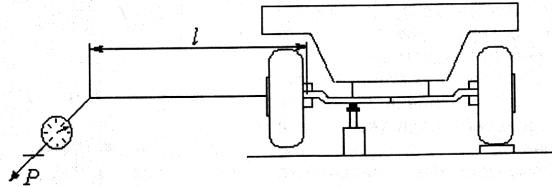


Рис. 1. Експериментальне визначення жорсткості колісного керуючого модуля C_p .

Жорсткість рульового керування в Нм/град

$$C_p = \frac{M}{\Theta} \quad (5)$$

Додаткова жорсткість рульового керування в Нм/град

$$\Delta C = (C_{ш} + C_p) \cdot 0.031 \cdot \beta_{ш} \quad (6)$$

Тоді приведена жорсткість рульового колеса у Нм/град в залежності від прикладеного до колеса моменту визначиться як

$$C_{пр} = C_{ш} + C_p + \Delta C \quad (7)$$

З урахуванням приведеної жорсткості пружний момент у рульовому керуванні в залежності від прикладеного до колеса моменту визначиться як:

$$M_p = C_p \cdot \Theta$$

Після визначення приведеної жорсткості рульового керування і пружного моменту диференціальне рівняння коливань керуючого колісного модуля запишеться у вигляді [1]:

$$J_{ку} \ddot{\Theta} + \frac{a \cdot C_{\omega} \cdot \dot{\Theta}}{2 \cdot \omega_k \cdot r_k} + (C_{ш} + C_p + \Delta C) \cdot \Theta = M_{вз} + (-\text{sign} \cos \omega_k \cdot t) \cdot M_{пр} \quad (8)$$

Підкреслимо, що в цьому рівнянні величина C_p , яка характеризує жорсткість приводу рульового керування, визначається експериментально. Оскільки вище зазначене рівняння є неоднорідним диференціальним рівнянням другого порядку воно потребує перетворення.

З урахуванням перетворень одержимо таке рівняння:

$$\Theta_1 = \Theta \cdot e^{-D_{ш} \cdot \omega_0 \cdot t} \cdot \cos(\omega_0) \cdot \sqrt{1 - D_{ш}^2} \cdot t \quad (9)$$

де $D_{ш}$ - безрозмірний коефіцієнт демпфування шини

$$D_{ш} = \frac{a \cdot c_{\omega}}{4 \cdot \omega_k \cdot r_k \cdot \sqrt{C_{np} \cdot J_{ку}}} \quad (10)$$

де $a = 10$ - велика вісь відбитка шини рівновеликого прямокутника керованого колеса;

$\omega_k = 20$ - кутова швидкість обертання керованого колеса

$r_k = 30$ - радіус керованого колеса

$J_{ку} = 5$ - момент інерції коліс відносно вісей шворнів

$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_{np}}{J_{ку}}}$ - колова частота власних коливань системи

$\Theta = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \end{bmatrix}$ - кут повороту колеса відносно вісі шворня

Тоді маємо:

$$D_{ш} = \frac{a \cdot c_{\omega}}{4 \cdot \omega_k \cdot r_k \cdot \sqrt{C_{np} \cdot J_{ку}}}$$

де $n = \frac{\omega_0 \cdot \sqrt{1 - D_{ш}^2}}{2 \cdot \pi}$ - частота власних коливань системи; $T = \frac{1}{n}$ - період коливань;

$t = \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \end{bmatrix}$ - час коливань

Після визначення коефіцієнтів рівняння (9) загальний розв'язок його запишеться у вигляді:

$$\Theta_1 := \Theta \cdot e^{-D_{ш} \cdot \omega_0 \cdot t} \cdot \cos(\omega_0) \cdot \sqrt{1 - D_{ш}^2} \cdot t \quad (11)$$

Визначимо тепер ваговий стабілізуючий момент.

Поворот керованих коліс автомобілів здійснюється навколо осей, які називають осями шворнів. У загальному випадку ці вісі мають нахил у двох взаємно перпендикулярних площинах - поперечній (бічний нахил) і поздовжній. Такий нахил називають комбінованим нахилом шворня. При дії на колесо вагового навантаження у результаті нахилу шворня виникає момент опору повороту керованого колеса. Величину і напрямок цього моменту необхідно знати під час проектування механізмів рульових керувань автомобілів, оскільки він є складовою частиною моменту опору повороту коліс як на місці, так і під час руху, а також при дослідженні коливань керованих коліс навколо осей шворнів.

Спочатку розглянемо визначення вагового стабілізуючого моменту тільки від поперечного нахилу шворня. У загальному випадку для отримання аналітичних залежностей для його визначення існують три способи [1]: класичної механіки (добуток сили на плече), аналітичної геометрії (векторний добуток двох векторів) і закон збереження енергії. Як приклад, розглянемо визначення вагового моменту відповідно до способу класичної механіки.

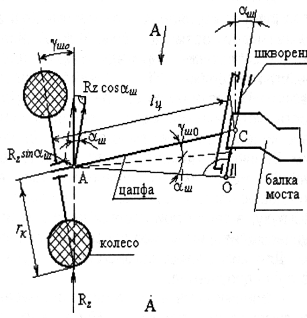


Рис. 2. Схема для визначення вагового стабілізуючого моменту способом класичної механіки

У цьому випадку ваговий стабілізуючий момент M_{ct} запишеться у вигляді:

$$M_{ct} = R_z \cdot \sin(\alpha_{ш}) \cdot L \quad (12)$$

де $\alpha_{ш} = 4$ - кут поперечного нахилу шворня, град

$R_z = 5$ - рівнодіюча нормальних реакцій опорної поверхні на колесо, кН;

$L = 30$ - плече дії сили R_z , см

Оскільки колесо під час коливання повертається відносно вісі шворня з кутовою швидкістю $\omega \neq 0$, то виникає момент опору повороту шини, який з урахуванням викладеного вище дорівнює:

$$M_{\omega} = \frac{c_{\omega} \cdot (a + 2 \cdot r_k \cdot \operatorname{tg}(\beta_{ш})) \cdot \Theta}{2 \cdot V} \quad (13)$$

де $V = 2$ - швидкість руху центра колеса, м/с;

$\beta_{ш} = 0.9$ - кут поздовжнього нахилу шворня, град;

$r_k = 30$ - радіус керованого колеса, см.

Визначимо тепер стабілізуючий момент шини. Під час коливань автомобіль не змінює траєкторію свого руху, а тому при коливанні колесо котиться із змінним кутом відведення, що дорівнює куту коливання колеса. Це викликає стабілізуючий момент шини. Враховуючи, що амплітуда коливань не перевищує 2° [1], стабілізуючий момент шини визначають за формулою:

$$M_{ш} = \frac{k_{ш} \cdot c_{\omega} \cdot \Theta_A}{3} \cdot \left[1 - \left(\frac{\delta - \Theta}{\Theta_B - \Theta_A} \right)^2 \right] \quad (14)$$

де $\Theta_B = 13^\circ$ - мінімальний кут повороту керованого колеса на місці, при якому момент опору повороту шини досягає граничного значення; $\delta = 0.02$ - кут відведення в град.

Оскільки коливання керованого колеса відносно вісі шворня відбуваються з кутовим прискоренням Θ , то виникає інерційний момент:

$$M_j = J_{ки} \cdot \Theta_{пр} \quad (15)$$

де $\Theta_{пр} = 4$ - кутове прискорення, c^{-2}

$J_{ки} = 5$ - момент інерції коліс відносно осей шворнів, $M_j = 20$

Граничний проти коливань момент тертя у шворневому вузлі, під яким будемо розуміти мінімальний момент тертя, що забезпечує стійкість коліс проти коливань, запишеться у вигляді [1]:

$$M_{тр} = \frac{\Delta m \cdot R_g \cdot \Delta l \cdot C_{пр}}{J_{ки}} \quad (16)$$

де $\Delta m = 2$ - приведена маса дисбалансу, кг

$R_g = 27$ - відстань відносно вісі цапфи до маси дисбалансу, см

$\Delta l = 30$ - відстань відносно вісі шворня до маси дисбалансу, см

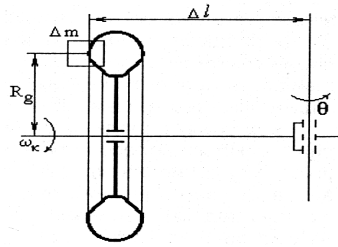


Рис. 5. Схема для визначення збурюючого моменту

Висновки. Визначені основні складові моменту опору повороту керуючого колісного модуля. Ці моменти необхідно враховувати при дослідженні керованості і стійкості руху автомобіля.

Подальший розвиток. У диференціальних рівняннях, що описують рух автомобіля при дії на нього зовнішніх збурень, моменти опору повороту задаються у вигляді двох складових, обумовлених переміщенням (жорсткістю рульового приводу) і швидкістю переміщення деталей рульового приводу (демпфуванням у системі). У зв'язку з цим необхідно записати моменти привести до вказаного вигляду, що і буде зроблено у подальшому.

Література

4. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник. – К.: Арістей, 2006 – 176 с.

УДК 656.052

ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНІ ПРИГОДИ В М.КИЄВІ ТА ЇХ НАСЛІДКИ

Мельниченко О.І. кандидат технічних наук.

Грисяк Ю.С. кандидат економічних наук

Гаранський О.В.

Чечет А.М.

Аналіз статистичних даних в 2010 році щодо стану аварійності в м. Києві порівнюючи з попереднім 2009 роком показав, що кількість дорожньо-транспортних пригод (ДТП) зменшилася на 14,6%, що складає 9093 випадки (з 62173 до 53080). Разом з тим, кількість ДТП з постраждалими зменшилась на 355, що свідчить про динаміку зниження на 12,5 %.[1]

Постановка завдання. Метою дослідження є виявлення тенденції дорожньо-транспортних пригод та їх наслідків.

Виклад основного матеріалу. Кількість учасників дорожньо-транспортних пригод зменшилася на 5,1%, що складає 5613 осіб (з 109888 до 104275), з них кількість загиблих зменшилася на 15,5%, що складає 36 осіб (з 233 до 197), кількість травмованих учасників дорожнього руху зменшилася на 15,8%, що складає 543 особи (з 3439 до 2896).

Таблиця 1

Динаміка дорожньо-транспортних пригод та їх наслідків

Рік	ДТП	ДТП з потерпілими	Загинуло	Число загиблих на 100 ДТП	Поранено	Всього потерпілих	Питома вага загиблих у загальній кількості потерпілих
2008	90448	3617	394	0,4	4213	4607	8,6
2009	62173	2830	233	0,4	3439	3672	6,3
2010	53080	2475	197	0,4	2896	3093	6,4

За 12 місяців найбільше автопригод зареєстровано в січні (питома вага становить 9,2% від усіх ДТП в 2010 році).