

ВПЛИВ РОБОТИ СТАБІЛІЗАТОРА ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ НА БЕЗПЕКУ РУХУ АВТОМОБІЛЯ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ

INFLUENCE OF ANTI-ROLL BAR ON ROAD SAFETY OF CAR
WHILE DRIVING ON UNEVEN ROAD

Віктор Поляков, Світлана Шарай, Олександр Разбойніков

*Національний транспортний університет
Україна, 01010, м. Київ, вул. Павленка-Омельяновича, 1*

The results of the research of uniform rectilinear movement of a car on a bearing surface, which has a sinusoidal road roughness, was presented. The calculations takes into account changing in the transfer function of the suspension system, as well as the work of bump stop and rebound bumper. Conducted calculations for a car Renault 15TS with anti-roll bar and without was presented.

З точки зору безпеки руху автомобіля раціональним є рух транспортного засобу по рівній дорозі з якісним покриттям. Але в реальних умовах дорожнє покриття з часом руйнується, а на деяких ділянках воно взагалі відсутнє. В роботі [1] А.П. Солтус зазначає: «Автомобіль має зберігати заданий водієм напрямок руху і не змінювати його під дією зовнішніх сил, обумовлених нерівністю опорної поверхні, тобто бути стійким... Стійкість керованих коліс проти коливань є обов'язковою вимогою до керуючого модуля, оскільки керувати автомобілем, у якого керуючі колеса схильні до коливань, небезпечно в першу чергу з точки зору безпеки руху». Тому, виникає потреба в дослідженні впливу роботи стабілізатора поперечної стійкості автомобіля на його курсову стійкість руху та стійкість керованих коліс проти коливань.

Проведено математичне моделювання руху автомобіля по нерівній опорній поверхні. Просторова багатомасова розрахункова схема моделі враховує взаємозв'язок невіднесених частин автомобіля через його несучу систему (піднесену масу); сили та моменти інерції піднесеної та невіднесених мас автомобіля; роботу керуючого колісного модуля; зміну передаточної функції напрямного пристрою підвіски і, відповідно, приведених параметрів її пружного та дисипативного пристроїв; роботу буферів обмеження ходу підвіски; роботу стабілізатора поперечної стійкості; зміну кутів розвалу автомобільних коліс (з урахуванням кінематичних особливостей напрямного пристрою підвіски, та комбінованого нахилу шворня), а також еластичність автомобільних коліс, їх силові та кінематичне відведення, ковзання та відрив від опорної поверхні.

За отриманими математичними залежностями проведено розрахунки для легкового автомобіля Renault 15TS, який рухається прямолінійно з постійною швидкістю 12,5 м/с (45 км/год), з вільним рульовим колесом, при цьому колеса лівого борта автомобіля долають нерівність синусоїдального профілю (висота – 50 мм довжина – 1,0 м). Автомобіль обладнаний незалежними двомажільними підвісками передніх та задніх коліс (шини 165R13). Параметри автомобіля, що необхідні для розрахунків отримані з робіт [2, 3], деякі параметри наведені у таблиці.

Таблиця 1

Параметри автомобіля Renault 15TS [2, 3]

Параметр, одиниці вимірювання	Значення
підресорена маса, кг	968
непідресорена маса, кг	28,5
хід стискання підвіски від положення статичного навантаження, мм	50
приведений до колеса коефіцієнт жорсткості пружного елемента підвіски передніх коліс, що відповідає її статичному положенню, Н/мм	11,4
приведений до колеса коефіцієнт жорсткості пружного елемента підвіски задніх коліс, що відповідає її статичному положенню, Н/мм	15,2
приведений до колеса коефіцієнт жорсткості переднього стабілізатора поперечної стійкості автомобіля, Н/мм	14,4
приведений до колеса коефіцієнт жорсткості заднього стабілізатора поперечної стійкості автомобіля, Н/мм	5,9
приведений до колеса коефіцієнт опору демпфера підвіски на ході стискання, що відповідає її статичному положенню, кН с/м	1,3
приведений до колеса коефіцієнт опору демпфера підвіски на ході відбою, що відповідає її статичному положенню, кН с/м	5,7

Розрахунки проведено для автомобіля з переднім і заднім стабілізаторами (Варіант І, в умовних позначеннях з індексом «ст») та без них (Варіант ІІ, в умовних позначеннях без індексу).

За результатами розрахунків отримано графічні залежності (рис.): поперечного відхилення центру мас автомобіля від прямолінійної траєкторії ΔY_{cm} , ΔY , зміни курсового кута автомобіля ψ_{cm} , ψ та середнього кута повороту керованих коліс θ_{cm} , θ від поточної горизонтальної координати центру мас автомобіля X .

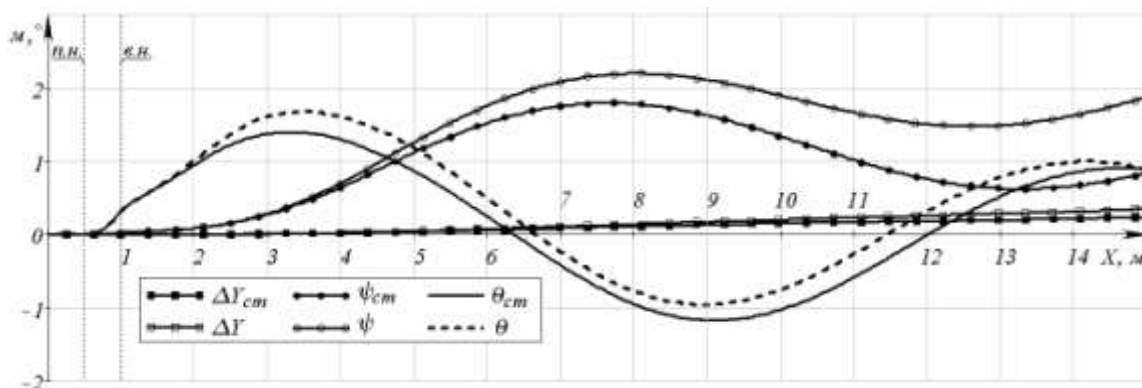


Рис.1 - Залежності поперечного відхилення центру мас автомобіля ΔY_{cm} , ΔY від прямолінійної траєкторії руху, його курсового кута ψ_{cm} , ψ і середнього кута повороту керованих коліс θ_{cm} , θ від поточної горизонтальної координати X центру мас автомобіля

Для зручності аналізу графічних залежностей (рис.) в момент наїзду переднім колесом на початок нерівності (за графіком координата 0,5 м) через координату центру мас автомобіля проведено вертикаль «п.н.» (початок нерівності); в момент долання переднім колесом вершини нерівності (за графіком координата 1,0 м) – відповідно проведено вертикаль «в.н.» (вершина нерівності).

Аналіз графіків свідчить, що в обох варіантах розрахунків руху автомобіля після наїзду на нерівність колесами лівого борту відбувається відхилення (вліво) центру мас автомобіля від заданого напрямку, зміна курсового кута та середнього кута повороту

керованих коліс. При цьому, за 14 м пройденого шляху (за 1,12 с при швидкості 12,5 м/с) з моменту наїзду переднім колесом на вершину нерівності (вертикаль *в.н.*) поперечне відхилення від прямолінійної траєкторії автомобіля з стабілізаторами ΔY_{cm} складає 0,23 м, а поперечне відхилення без стабілізаторів ΔY - досягає значення 0,35 м, що майже на 34 % більше ніж в Варіанті I.

До того ж, значення курсового кута ψ та середнього кута повороту керованих коліс θ автомобіля без стабілізаторів (Варіант II) змінюються від своїх початкових (нульових) в більший мірі у порівнянні з такими ж параметрами автомобіля з стабілізаторами (Варіант I).

Пояснення зазначеному полягає у тому, що при наїзді колесами лівого борту автомобіля на нерівність спостерігається короткочасне відхилення кута крену в правий бік (по відношенню від нульового положення), після чого відбувається його більш довготривале відхилення в протилежний бік. Враховуючи, що разом з несучою системою автомобіля відбувається нахил площин обертання автомобільних коліс (за рахунок кінематичних особливостей напрямного пристрою незалежної двоважільної підвіски), траєкторія центру мас автомобіля відхиляється вліво від заданої прямолінійної (в наслідок кочення еластичних коліс з кінематичним відведенням). Робота стабілізаторів поперечної стійкості зменшує кут нахилу несучої системи автомобіля (а, відповідно, і площин обертання його коліс). Тобто, складова відхилення (за рахунок кінематичного відведення) від прямолінійної траєкторії автомобіля з стабілізаторами ΔY_{cm} , менша ніж складова відхилення (за рахунок кінематичного відведення) від прямолінійної траєкторії автомобіля без стабілізаторів ΔY .

Крім того, після долання вершини нерівності спостерігається короткочасне зменшення вертикальної реакції опорної поверхні на ліве колесо автомобіля, разом з тим, завдяки роботі стабілізатора поперечної стійкості, зменшується вертикальна реакція і на правому колесі (що рухається по рівній опорній поверхні) на відміну від Варіанту II. Тобто, різниця вертикальних реакцій на лівому та правому керованих колесах автомобіля з стабілізатором поперечної стійкості (Варіант I) менша, ніж у автомобіля без стабілізатора (Варіант II). Тобто, робота стабілізатора поперечної стійкості зменшує складову моменту повороту, що діє на керуючий колісний модуль від вагового стабілізуючого моменту. Що, в свою чергу, пояснює менше відхилення від нульового положення середнього кута керованих коліс та, як наслідок, курсового кута і поперечного відхилення центру мас автомобіля від прямолінійної траєкторії.

Висновки. Робота стабілізатора поперечної стійкості поліпшує показники курсової стійкості автомобіля та стійкості керованих коліс проти коливань при русі по нерівній дорозі, що сприяє підвищенню рівня безпеки. При математичному моделюванні руху автомобіля по нерівній дорозі доцільно враховувати роботу стабілізатора поперечної стійкості.

Список літератури

1. Солтус А.П. Основы теории рабочего процесса и расчета управляющих колесных модулей: дис. ... доктора технических наук: 05.05.03 / Солтус Анатолий Петрович. К., 2000. – 460 с.
2. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески / Й. Раймпель; [пер. с нем. А.Л. Карпухина]; под ред. Г.Г. Гридасова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
3. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса / Й. Раймпель; [пер. с нем. В.П. Агапова]; под ред. О.Д. Златовратского. – М.: Машиностроение, 1986. – 316 с.