

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Факультет комп'ютерно-інтегрованих технологій,
мехатроніки і робототехніки
Кафедра механічної інженерії та автомобільного транспорту

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до атестаційної роботи
освітнього ступеня магістр

Галузь знань 27 - «Транспорт»
Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

на тему: «Дослідження ефективності роботи електронної системи контролю
стійкості автомобіля в умовах обмеженого зчеплення»

Виконав: студент групи ААГ - 22м



Вадим САМЧУК

Керівник



Володимир ШУМЛЯКІВСЬКИЙ

Завідувач кафедри



Олександр МЕЛЬНИК

Рецензент



Дмитро Богуський

Житомир - 2025 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Факультет: комп'ютерно-інтегрованих технологій, мехатроніки і робототехніки
Кафедра: механічної інженерії та автомобільного транспорту
Освітній ступінь: «магістр»
Галузь знань: 27 «Транспорт»
Спеціальність: 274 - Автомобільний транспорт»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МІ та АТ
Олександр МЕЛЬНИК

«10» 10 2025р.

ЗАВДАННЯ

до атестаційної роботи освітнього ступеня магістр

Самчука Вадима Анатолійовича

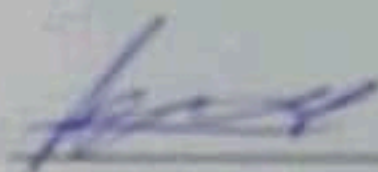
- 1.Тема роботи:** «Дослідження ефективності роботи електронної системи контролю стійкості автомобіля в умовах обмеженого зчеплення» затверджена наказом вищого навчального закладу від «6» жовтня 2025р. №569-с
Керівник роботи: к.т.н., доц. Володимир ШУМЛЯКІВСЬКИЙ
- 2. Строк подання студентом завершеної роботи:** 15.12.2025 р.
- 3. Вихідні дані до роботи:** довідникова література, наукові розробки та публікації, державні стандарти.
- 4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):** вступ, застосування електронної системи контролю стійкості, визначення $\varphi - s$ діаграм на льоду, для автомобіля, оснащеного шипованими шинами, програма і методика експериментальних досліджень, результати експериментальних досліджень та їх аналіз, список використаних джерел.
- 5. Пояснювально - роздавальний матеріал (презентація) - 14 слайдів.**

Дата видачі завдання « 10 » вересня 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

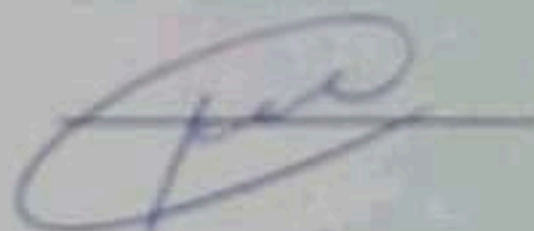
№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів	Проміток
1.	Розділ 1. Застосування електронної системи контролю стійкості	25.09.2025	виконано
2.	Розділ 2. Визначення $\varphi - z$ діаграм на льоду, для автомобіля, оснащеного штовпаними шинами	08.10.2025	виконано
3.	Розділ 3. Програма і методика експериментальних досліджень	30.10.2025	виконано
4.	Розділ 4. Результати експериментальних досліджень	30.11.2025	виконано
5.	Оформлення роботи	05.12.2025	виконано
6.	Рецензування	12.12.2025	виконано
7.	Захист роботи	14.12.2025	виконано

Студент



Вадим САМЧУК

Керівник роботи



Володимир ШУМЛЯКІВСЬКИЙ

РЕФЕРАТ

Магістерської роботи на тему: «Дослідження ефективності роботи електронної системи контролю стійкості автомобіля в умовах обмеженого зчеплення», виконаної студентом групи ААГ-22м, факультету комп'ютерно-інтегрованих технологій, мехатроніки і робототехніки державного університету «Житомирська політехніка» Самчуком Вадимом Анатолійовичем, керівник к.т.н., доцент Шумляківський В.П.

Робота складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаної літератури.

Проведений аналіз даних про зчіпні властивості шин, з якого видно, що у відкритих джерелах немає даних про зчіпні властивості шипованих шин з відведенням на льоду.

У магістерській роботі застосований метод дорожніх випробувань дозволяє отримати дані про зчіпні властивості шипованих шин з відведенням на льоду. У основу методу встановлена обробка даних, зареєстрованих при виконанні маневрів «гальмування задньою віссю в повороті» та «гальмування одним колесом».

Завдяки методу дорожніх випробувань отримані нові $\phi - S$ діаграми для шипованих та нешипованих шин в повздовжньому і поперечному напрямі. Ці діаграми мають між собою значні відмінності. Для шини з шипами за кута відведення 6° максимальний коефіцієнт зчеплення в повздовжньому напрямі становить 0,140 при повздовжньому ковзанні 60%, а для нешипованої шини максимальний коефіцієнт зчеплення в подовжньому напрямі склав 0,090 при повздовжньому ковзанні 15%. З кутом відведення 6° максимальні коефіцієнти зчеплення в поперечному напрямі для шипованої шини склали 0,175, а для нешипованої шини максимальний коефіцієнт зчеплення в поперечному напрямі склав 0,120.

Ключові слова: *стійкість автомобіля, електронна система контролю стійкості, дизель, випробування, зчеплення.*

ABSTRACT

Master's thesis on the topic: «Study of the efficiency of the electronic vehicle stability control system in conditions of limited traction», performed by a student of the AAG-22m group, Faculty of Computer-Integrated Technologies, Mechatronics and Robotics of the Zhytomyr Polytechnic State University, Samchuk Vadim Anatoliyovych, supervisor: Ph.D., associate professor Shumlyakivskyi V.P.

The work consists of an introduction, four chapters, conclusions, and a list of references.

An analysis of data on the traction properties of tires was conducted, which shows that there is no data on the traction properties of studded tires with traction on ice in open sources.

In the master's thesis, the applied road test method allows obtaining data on the traction properties of studded tires with traction on ice. The method is based on the processing of data recorded during the maneuvers "braking with the rear axle in a turn" and "braking with one wheel".

Thanks to the road test method, new φ - S diagrams were obtained for studded and non-studded tires in the longitudinal and transverse directions. These diagrams have significant differences between them. For a studded tire with a 6° camber angle, the maximum longitudinal adhesion coefficient is 0.140 with a longitudinal slip of 60%, and for a non-studded tire, the maximum longitudinal adhesion coefficient is 0.090 with a longitudinal slip of 15%. With a 6° camber angle, the maximum transverse adhesion coefficients for the studded tire were 0.175, and for the non-studded tire, the maximum transverse adhesion coefficient is 0.120.

Key words: *vehicle stability, electronic stability control system, diesel, testing, clutch.*

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОННОЇ СИСТЕМИ КОНТРОЛЮ СТІЙКОСТІ	10
1.1. Огляд конструкції електронної системи контролю стійкості з гідравлічним приводом робочої гальмівної системи.....	11
1.2. Принципи функціонування систем контролю стійкості	19
1.3. Огляд систем активної безпеки, які працюють з електронним контролем стійкості.....	22
1.4. Вимоги до систем електронного контролю стійкості.....	25
1.5. Аналіз робіт з вдосконалення конструкції систем електронного контролю стійкості.....	26
Висновки до розділу.....	31
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ϕ - S ДІАГРАМ НА ЛЬОДУ ДЛЯ АВТОМОБІЛЯ, З ШИПОВАНИМИ ШИНАМИ.....	32
2.1. Обґрунтування методики визначення ϕ - S діаграм з відведенням.....	32
2.2. Визначення ϕ - S діаграм з відведенням на поверхні вкритій льодом....	33
2.3. Обробка даних, отриманих під час випробувальних заїздів.....	38
Висновки до розділу.....	42
РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	43
3.1. Мета і завдання експериментальних досліджень.....	43
3.2. Обладнання для вимірювання параметрів	46
3.3. Визначення вагових та геометричних характеристик автомобіля.....	49
3.4. Метод оцінки ефективності дії системи ЕКС на льоду.....	52
Висновки до розділу.....	58
РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	59
4.1. Аналіз експериментальних ϕ - S діаграм з відведенням на льоду.....	59
4.2. Ефективність дії системи ЕКС на крижаній поверхні.....	66
Висновки до розділу.....	71
ВИСНОВКИ.....	72
Список використаних джерел.....	74

ВСТУП

Електронна система контролю стійкості (ЕКС) є одним із найважливіших досягнень у сфері активної безпеки автомобілів, її впровадження значно сприяло зниженню кількості дорожньо-транспортних пригод, пов'язаних із втратою керуваності. Проте, найбільш критичні ситуації для динаміки автомобіля, що призводять до заносу та неконтрольованого руху, виникають саме на дорожніх покриттях із низьким коефіцієнтом зчеплення, таких як лід і трамбований сніг. Отже, ефективність роботи ЕКС вимагає всебічного дослідження та підтвердження саме в цих складних зимових умовах.

На жаль, чинні міжнародні регуляторні документи, зокрема Правила СЕК ООН №13Н[1] та глобальні технічні правила №8[2], які визначають вимоги до гальмівних систем та оцінки ефективності ЕКС, мають суттєві обмеження. Випробування, передбачені цими стандартами (наприклад, маневр «усічена синусоїда»), проводяться переважно на покриттях із високим або середнім коефіцієнтом зчеплення.

На сьогодні відсутня уніфікована, стандартизована процедура, яка б об'єктивно оцінювала здатність системи ЕКС запобігати втраті стійкості автомобіля на критично низькоадгезійних поверхнях. Особливої актуальності проблема набуває у контексті використання зимових шипованих шин, які є невід'ємним елементом експлуатації автомобілів у суворих зимових регіонах. Зчіпні характеристики (представлені у вигляді $\phi - S$ діаграм) шипованих шин на льоду значно відрізняються від нешипованих. Ці відмінності можуть суттєво впливати на алгоритми роботи ЕКС, оскільки система має адаптуватися до іншої залежності між проковзуванням колеса та коефіцієнтом зчеплення[3].

Однак, в наукових і нормативних джерелах відсутні дані про зчіпні властивості шипованих шин із кутом відведення на льоду, а також не розроблена уніфікована методика та відповідний критерій для оцінки ефективності дії ЕКС саме для автомобілів, оснащених цим типом шин. Ця прогалина призводить до того, що налаштування та калібрування електронних систем активної безпеки можуть бути неоптимальними в умовах, коли вони є найбільш потрібними.

Таким чином, актуальність магістерської роботи полягає у необхідності експериментального заповнення цієї критичної науково-технічної прогалини. Дослідження спрямоване на отримання нових даних про зчепні властивості шипованих шин та розробку обґрунтованого, практично застосовного методу оцінки ефективності системи ЕКС на обледенілій поверхні. Результати роботи матимуть вагомe значення для вдосконалення алгоритмів активної безпеки та підвищення надійності автомобілів в експлуатації протягом зимового періоду.

Метою роботи є дослідження ефективності роботи електронної системи контролю стійкості (ЕКС) автомобіля в умовах обмеженого зчеплення (на льоду) та розробка методики її оцінки для автомобілів, оснащених різними типами шин.

Для досягнення поставленої мети у роботі поставлені такі задачі:

- провести аналіз існуючих конструкцій, принципів функціонування ЕКС та чинних методик оцінки їхньої ефективності;
- обґрунтувати та розробити методику дорожніх випробувань для визначення $\phi - S$ діаграм шипованих та нешипованих шин з кутом відведення на обледенілій поверхні;
- експериментально отримати нові $\phi - S$ діаграми для шипованих та нешипованих шин у поздовжньому та поперечному напрямках на льоду та проаналізувати їхні відмінності.
- розробити метод оцінки ефективності дії системи ЕКС на крижаній поверхні та визначити відповідні критерії оцінки;
- провести експериментальні дослідження ефективності дії системи ЕКС на льоду для автомобіля з різними типами шин та надати порівняльний аналіз результатів.

Об'єкт дослідження. Процес роботи та функціонування електронної системи контролю стійкості (ЕКС) автомобіля під час його руху.

Предмет дослідження. Ефективність роботи системи ЕКС автомобіля в умовах обмеженого зчеплення (на льоду), а також зчепні властивості (у вигляді $\phi - S$ діаграм) шипованих та нешипованих шин, що впливають на цю ефективність.

Практична цінність дослідження полягає в наступному:

1. Отримані експериментальні $\phi - S$ діаграми для шипованих та нешипованих шин на льоду можуть бути використані для удосконалення алгоритмів роботи електронних систем керування (ЕКС, АБС, ПБС) автомобілів, зокрема при їхньому калібруванні для зимових умов.

2. Розроблена методика визначення зчіпних властивостей шин з відведенням на льоду може бути застосована при випробуваннях нових моделей шин та систем активної безпеки.

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОННОЇ СИСТЕМИ КОНТРОЛЮ СТІЙКОСТІ

Електронна система контролю стійкості (ЕКС) з'явилася в процесі розвитку антиблокувальних систем (АБС). Перші дослідні зразки системи ЕКС застосовано у 1992 році, а в 1995 році вона вже з'явилася на серійних автомобілях [4]. На сьогодні система ЕКС включає АБС та протибуксувальну систему (ПБС). Виробники автомобілів застосовують велика кількість аббревіатур, для позначення ЕКС, зокрема:

- ASC (Active Stability Control) і ASTC (Active Skid and Traction Control), застосовується у автомобілях: Mitsubishi;
- Advance Trac, використовується в автомобілях: Lincoln, Mercury;
- CST (Controllo Stabilita), застосовується у автомобілях: Ferrari;
- DSC (Dynamic Stability Control), застосовується у автомобілях: BMW, Ford (тільки в Австралії), Jaguar, Land Rover, Mazda, MINI;
- DSTC (Dynamic Stability and Traction Control), застосовується у автомобілях: Volvo;
- ESC (Electronic Stability Control), застосовується у автомобілях: Chevrolet,
- ESP (Elektronic Stability Program) застосовується у автомобілях: Audi, SKODA, Volkswagen, Bentley, Bugatti, Chery, Chrysler, Citroen, Dodge, Daimler, Fiat, Holden, Hyundai, Jeep, Kia, Lamborghini, Mercedes Benz, Opel, Peugeot, Proton, Renault, Saab, Scania, SEAT, Smart, Suzuki, Vauxhall;
- IVD (Interactive Vehicle Dynamics), застосовується у автомобілях: Ford;
- MSP (Maserati Stability Program), застосовується у автомобілях: Maserati;
- PCS (Precision Control System), застосовується у автомобілях: Oldsmobile (виробництво яких припинене в 2004 році);
- PSM (Porsche Stability Management), застосовується у автомобілях: Porsche;
- RSC (AdvanceTrac with Roll Stability Control), застосовується у автомобілях Ford;

- Stability Trak, застосовується у автомобілях: Buick, Cadillac, Chevrolet (на Corvette називається Active Handling), GMC Truck, Hummer, Pontiac, Saab, Saturn;
- VDC (Vehicle Dynamic Control), застосовується у автомобілях: Alfa Romeo, Fiat, Infiniti, Nissan, Subaru;
- VDIM (Vehicle Dynamics Integrated Management) з VSC (англ. Vehicle Stability Control), використовується в автомобілях: Toyota, Lexus;
- VSA (Vehicle Stability Assist), застосовується у автомобілях: Acura, Honda, Hyundai.

На сьогодні найбільшого поширення набула аббревіатура ESP - Electronic Stability Program.

1.1. Огляд конструкції електронної системи контролю стійкості з гідравлічним приводом робочої гальмівної системи

Для оцінки параметрів руху автомобіля система ЕКС отримує сигнали з сенсорів та обробляє отриману інформацію (рис. 1.1). Таким чином, система здійснює порівняння фактичних параметрів руху автомобіля з розрахунковими, які відповідають куту повороту кермового колеса і швидкості руху автомобіля. Якщо ж фактичні параметри не відповідають розрахунковим, то система ЕКС коректує їх.

Виробники застосовують два типи сенсорів частоти обертання колеса: пасивні (магнітні) та активні (напівпровідникові) [5]. Пасивний сенсор складається з котушки та сердечника (рис. 1.2). Сердечник сполучений з магнітом. Ротор, що обертається, має зубчатий вінець, біля якого розташований сенсор. Коли зазор між сердечником та ротором змінюється, індукується електричний струм, частота якого прямо пропорційна кутовій швидкості обертання колеса. Отримана інформація від сенсора передається по спеціальному кабелю до блоку управління ЕКС. Пасивні індукційні сенсори бувають однополюсними та двополюсними.

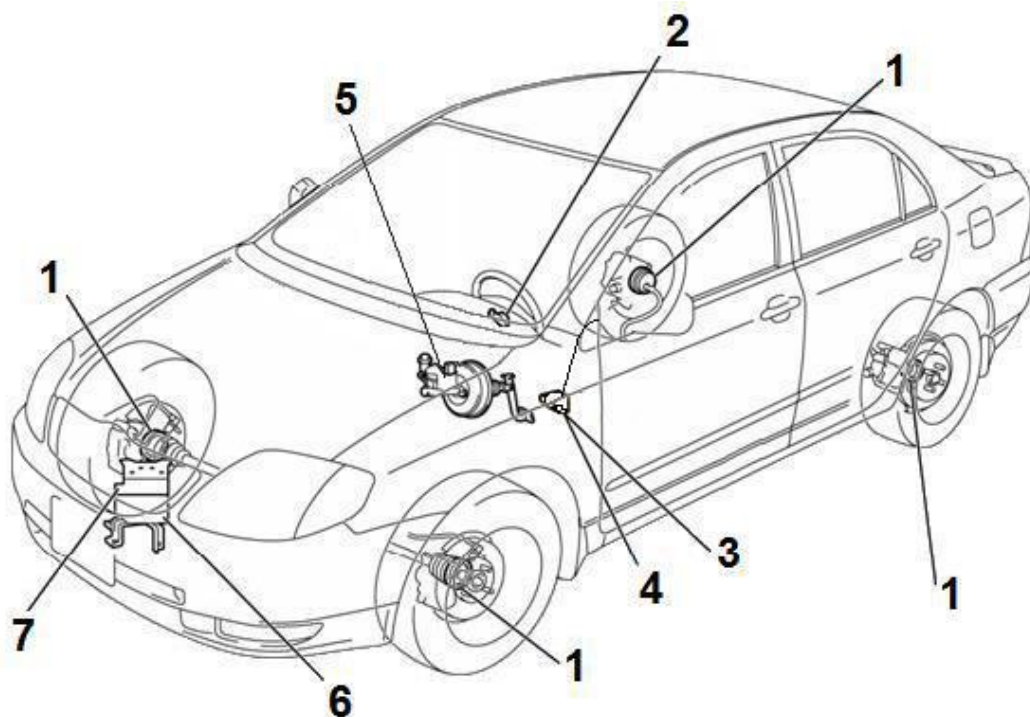


Рис. 1.1. - Розташування сенсорів та блоків управління системи ЕКС[5]:
 1 - сенсори частоти обертання коліс; 2 - сенсор кута повороту кермового колеса; 3 - сенсор відведення; 4 - сенсор повздовжніх і поперечних прискорень; 5 - сенсор тиску в головному гальмівному циліндрі (ГТЦ); 6 – електронний блок системи ЕКС; 7 – гідравлічний блок

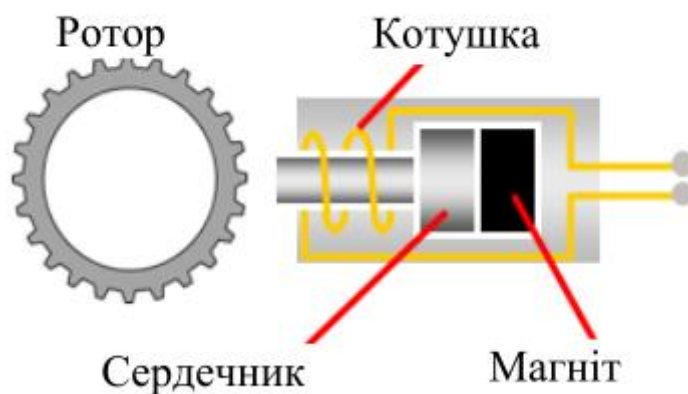


Рис. 1.2. - Пасивний сенсор частоти обертання колеса [5]

Принцип дії активних сенсорів заснований на ефекті Хола. В корпус сенсора встановлено напівпровідникову пластину, до граней якої підводять електричний струм. Кільце постійного магніту кріпиться до маточини колеса і

обертається разом з нею. В результаті, зміни магнітного поля переміщують електрони на один з країв пластини А або В, згідно ефекту Хола (рис. 1.3). Концентрація електронів на одному з країв пластини буде обумовлена полярністю магнітного поля. При обертанні колеса за годинниковою стрілкою електрони накопичуються на верхньому краю пластини, в області А, проти годинникової - в нижньому краю, в області В. Мікросхеми перетворюють сигнал, та на виході виникає напруга, яка передається блоку управління.

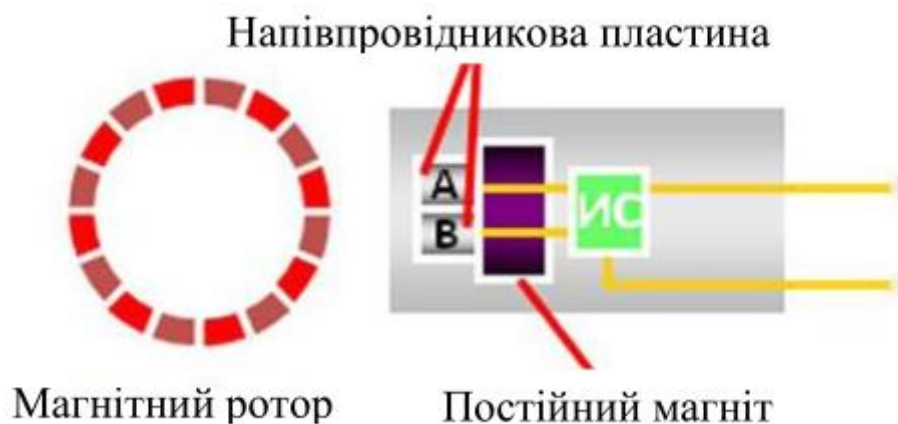


Рис. 1.3. - Активний сенсор частоти обертання колеса [4]:

А – верхня частина напівпровідникової пластини; В – нижня частина напівпровідникової пластини

Перевага сенсора частоти обертання активного типу полягає в здатності визначати дуже малі частоти обертання колеса, що дуже важливо для сучасних систем ЕКС.

Для вимірювання кута повороту кермового колеса використовується декілька типів сенсорів, побудованих на різних фізичних принципах вимірювань: оптичного, індуктивного, сенсор потенціометра Холу і магніторезисторні сенсор [4].

Сенсор потенціометра кута повороту кермового колеса відноситься до контактних сенсорів. Він включає два потенціометри, закріплені на кермовій

колонці. Один потенціометр зміщений щодо іншого на 90° , що дозволяє визначати відносний і абсолютний кути повороту кермового колеса. Зміна опору потенціометра пропорційна куту повороту кермового колеса. Зважаючи на невисоку надійність, пов'язану з наявністю рухомих контактів, сенсори потенціометрів в кермовому управлінні в даний час майже не застосовуються.

Досконалішим сенсорним пристроєм є безконтактний оптичний сенсор кута повороту кермового колеса. Сенсор об'єднує диск з щілинами і фото переривник (рис. 1.4).

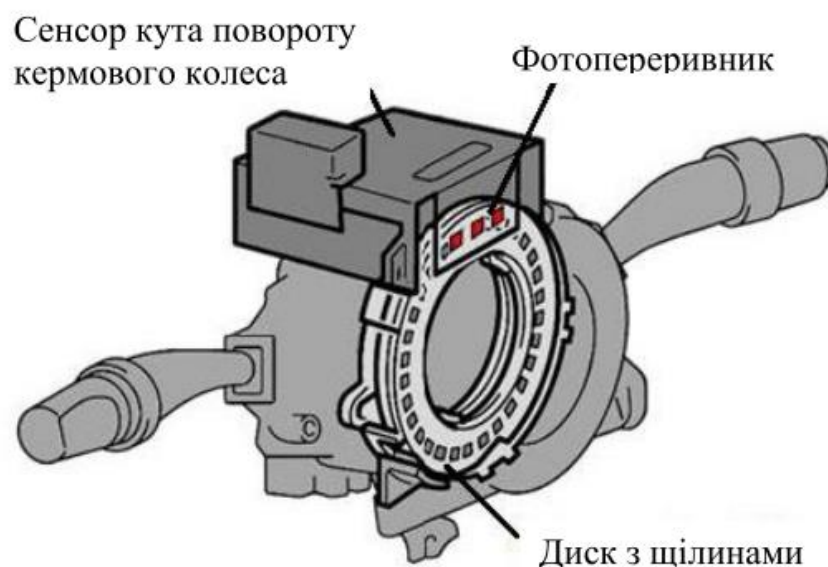


Рис. 1.4. - Оптичний сенсор кута повороту кермового колеса [4]

Диск з щілинами жорстко закріплений на кермовому валу. Він має два сегментарні кільця - внутрішні та зовнішні. На внутрішньому кільці рівномірно по колу розміщені прямокутні отвори, на зовнішньому кільці отвори розташовані нерівномірно. Конструкція внутрішнього кільця дозволяє визначати величину кута повороту кермового колеса. За допомогою зовнішнього кільця оцінюється напрям обертання кермового колеса у будь-який момент часу.

Фото переривник складається з джерела світла - світло діоди та світлочутливих елементів - фото транзистори. Між кільцями розташовані світло діоди, зовні кільце встановлені фото резистори. Кількість світло діодів та фото

резисторів розрізняється залежно від конструкції сенсора. При попаданні променя світла від світло діода на сенсор, в електричному ланцюзі генерується напруга, за умови відключення світла - напруга зменшується. На підставі імпульсів напруги електронний блок управління розраховує кут і напрям повороту кермового колеса.

Індукційний сенсор за принципом своєї будови схожий з індуктивним сенсором частоти обертання колеса, який розглядався вище.

Сенсор кута повороту кермового колеса, заснований на ефекті Хола, крім частоти обертання, здатний вимірювати і обертовий момент на кермовому колесі. Сенсор вбудований в кермову колонку. На кермовому валу встановлений багатополіусний магніт з декількома парами полюсів. На валу-шестерні є два статори із зубами особливої форми. Кермовий вал і вал-шестерня пов'язані один з одним віссю, яка володіє обертовою жорсткістю. Чутливим елементом сенсора обертового моменту є нерухомий сенсор Хола, закріплений на корпусі (рис. 1.5).

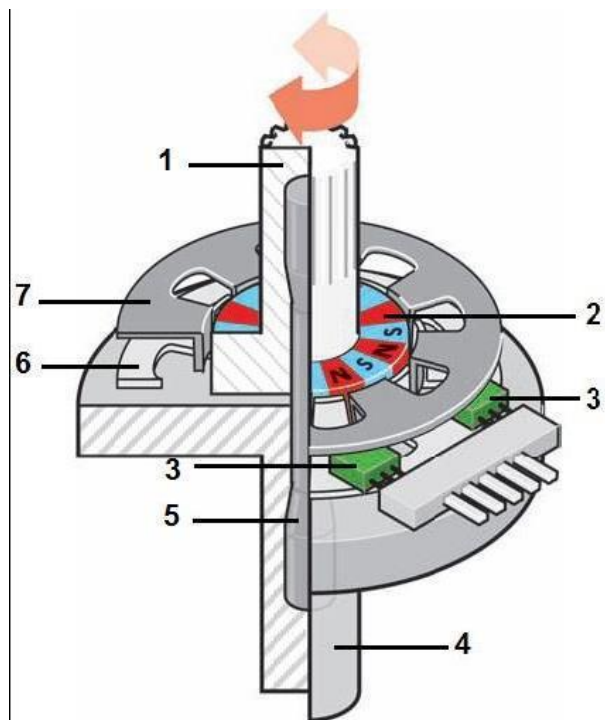


Рис. 1.5. - Сенсор кута повороту кермового колеса, заснований на ефекті Хола [4]:

1 - вхідний вал кермової колонки; 2 - кільцевий магніт; 3 - сенсор хола; 4 - вихідний вал-шестерня; 5 - торсійна вісь; 6 - перший статор; 7 – другий статор.

Принцип дії сенсора побудований на вимірюванні кута закручування торсійної осі, який пропорційний обертовому моменту на кермовому колесі. У початковому положенні (положення кермового колеса, відповідне прямолінійному руху) зубці статорів розташовані строго між полюсами магнітів, що відповідає мінімальному сигналу сенсора. При повороті кермового колеса торсійна вісь закручується. Відповідно, багатополіусний магніт повертається відносно статорів. Максимальний сигнал сенсора досягається, коли зуби кожного із статорів розташовуються напроти полюсів магніту. У цьому положенні створюється максимальний магнітний потік, який фіксується сенсорами Хола. Для інших положень сенсора є проміжними.

Кут закручування торсійної осі відносно невеликий, тому діапазон вимірювання сенсора складає $4 - 5^\circ$ в кожную сторону. Сенсор обертового моменту побудований на ефекті Хола, дозволяє добитися високої точності вимірювання. Для компенсації температурних переміщень при вимірюванні обертового моменту може мати вбудований сенсор температури.

Багато в чому схожу конструкцію має магніторезисторний сенсор обертового моменту. Його вимірювання також здійснюється за кутом закручування торсійної осі. На валу кермової колонки розташований багатополіусний магніт, а на валу-шестерні два магніторезисторні чутливі елементи. Повертаючи магнітний диска, магніторезисторні елементи фіксують зміну магнітного потоку і формують електричний сигнал.

Для визначення фізичних сил, діючих на автомобіль, використовуються сенсори повздовжнього, поперечного прискорень та повороту навколо вертикальної осі. Існує безліч різних конструкцій цих сенсорів. Як правило ці сенсори об'єднані в один корпус [4].

Для вимірювання відхилення автомобіля, використовують гіротон у формі камертона (рис. 1.6). Кожен важіль сенсора має вібраційну зону та зону вимірювання. Зона вимірювання зсунута на 90° по відношенню до вібраційної зони, до якої кріпиться керамічний елемент. Подаючи змінну напругу елемент примушує вібрувати камертон. Зона вимірювання сполучена з іншим елементом.

Цей елемент покликаний генерувати напругу, коли під дією зовнішньої сили відбувається деформація кераміки.

Відхилення визначається зоною вимірювання, згідно ступеню та напрямку деформації п'єзоелектричного керамічного елемента.

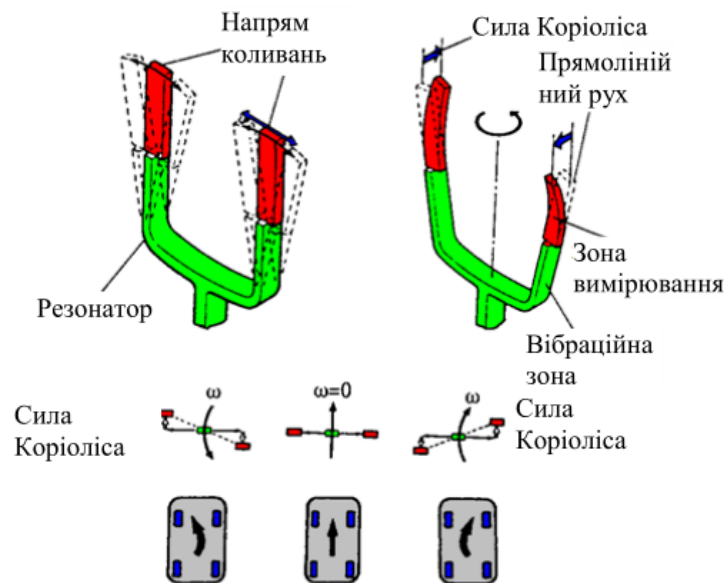


Рис. 1.6. - Принцип роботи сенсора відхилення [4]

Для визначення повздовжнього та поперечного прискорень на автомобіль встановлені два сенсори, що складаються з п'єзоелектричних елементів. Під час прискорень частина балансування сенсорів деформується подібно плоскій пружині. П'єзoeлемент деформується і виробляє електричний сигнал, який подається в електронний блок управління системи ЕКС.

Сенсор тиску встановлений в головному гальмівному циліндрі призначений для вимірювання тиску в гальмівній системі, який нагнітається водієм за допомогою педалі гальма. Основний елемент сенсора - мікроелектронний чіп, виконаний із застосуванням кремнієвої діафрагми [5].

Для зменшення кількості дротів найчастіше електронний блок управління системи ЕКС суміщають з виконавчим механізмом.

Блок управління має мікроконтролери з блоком постійної пам'яті. Так встановлені запускаючі та комутуючі пристрої для включення каналів управління і контрольних ламп, напівпровідникові реле для подачі живлення на електроспоживачі (гідро клапани та насоси нагнітання) [5].

Крім інформації з основних сенсорів, блок управління системою ЕКС, може отримувати інформацію від інших систем автомобіля по комунікаційній шині передачі даних CAN. Схема роботи сучасної системи ЕКС представлена на рис. 1.8 [4].

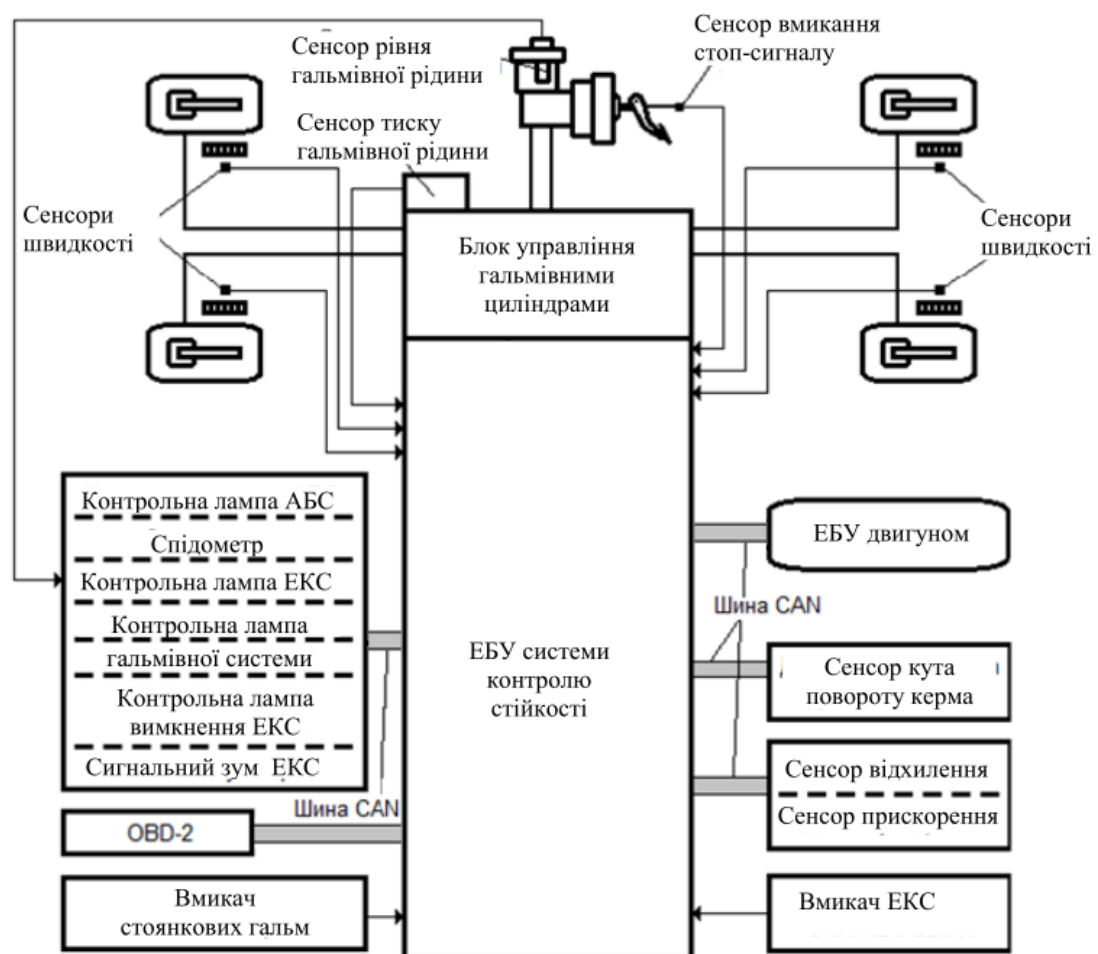


Рис. 1.8. - Схема роботи електронної системи контролю стійкості [4]

ЕБУ обчислює швидкість автомобіля, розраховувавши середнє значення частот обертання чотирьох коліс та інформації з сенсорів прискорень. Ступінь прискорення колеса визначається завдяки обчислення різниці частот обертання колеса через фіксовані інтервали часу. Кутова швидкість (момент відхилення),

величини повздовжніх та поперечних прискорень дають блоку управління інформацію про сили, діючі на автомобіль. Інформація з сенсора кута повороту кермового колеса, тиску в гальмівній системі та блоку управління двигуном дає ЕБУ системи контролю стійкості інформацію про бажання водія.

Використовуючи цю інформацію, відповідно до закладених алгоритмів, ЕБУ системи видає відповідні сигнали на виконавчі механізми.

Функцію виконавчого механізму виконує блок клапанів, який регулює гідравлічний тиск в циліндрах кожного колеса окремо, за допомогою модуляторів та насоса. Блок управління робочими циліндрами гальм може мати різний принцип роботи модуляторів: клапанні, золотникові, діафрагмові, змішані. Клапанні модулятори розрізняють по двох видах управління робочими циклами: двофазні (скидання тиску - збільшення) і трифазні (скидання - витримка - збільшення тиску). Від частоти, з якою модулятор може здійснювати робочий цикл, залежить діапазон регулювання відносного ковзання колеса, а, отже, і якість роботи системи. Трифазний модулятор забезпечує дещо меншу витрату робочого тіла.

В сучасних системах ЕКС використовуються клапанні блоки управління робочими циліндрами гальм з поворотним насосом. У деяких конструкціях, також зустрічається акумулятор для рідини. У контролюючій системі блок клапанів приймає сигнали від електронного блоку управління. Під час надходження відповідного сигналу електромагнітні клапани регулюють тиск в робочих гальмівних циліндрах. Тиск може збільшуватися, зменшуватися, або утримуватися.

1.2. Принципи функціонування систем контролю стійкості

ЕКС покликана, в першу чергу, запобігати мимовільному виходу автомобіля з траєкторії руху при проходженні поворотів, перестроюваннях та інших ситуаціях, які можуть спричинити за собою втрату зчеплення задніх коліс

(надмірне повертання), втрату зчеплення передніх коліс (недостатнє повертання) (рис. 1.9).

Недостатнє чи надмірне повертання ЕКС визначає по значеннях бічного прискорення та кутової швидкості автомобіля. Необхідний момент відхилення визначається по швидкості автомобіля та даним з сенсора кута повороту кермового колеса. Фактичний момент відхилення визначається сенсором відхилення автомобіля, тоді, як дані сенсора прискорення, разом з швидкістю автомобіля, визначають напрям руху центру мас[6].

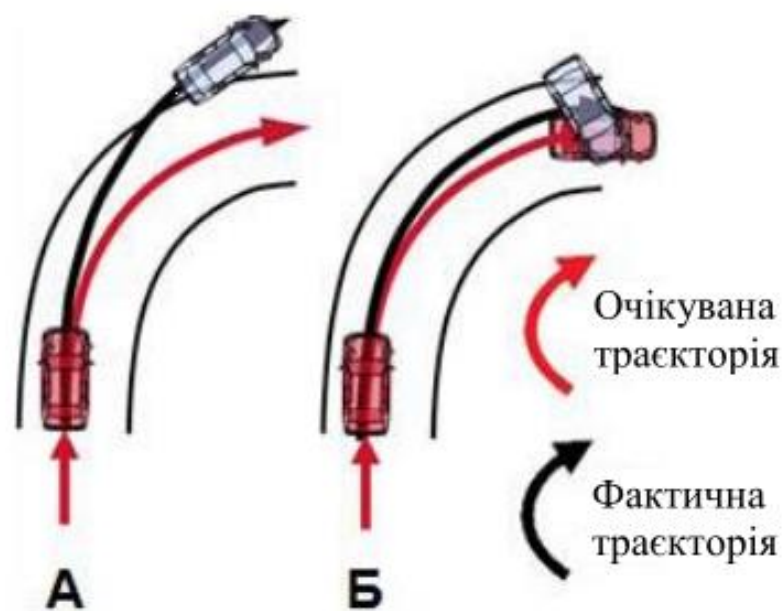


Рис. 1.9. - Рух без ЕКС:

А - надмірне повертання; Б - недостатнє повертання

Недостатня повертання реєструється, коли фактичний момент відхилення виявляється менше, ніж розрахунковий, виходячи з показників сенсорів. При цьому автомобіль виконує поворот по більшому радіусу, ніж намагався зробити водій.

Надмірна повертання визначається, як дуже високий ступінь відхилення для траєкторії руху автомобіля, в порівнянні з траєкторією, що задається водієм.

Метод визначення надмірної керованості відрізняється від методу визначення недостатньої керованості: у випадку надмірної повертання, фактичний

ступінь відхилення може бути рівним розрахунковому відхиленню. Для визначення траєкторії центру мас використовується інформація від сенсорів частоти обертання та бічного прискорення автомобіля.

Недостатня керованість без повного заносу передньої осі в окремому випадку може усуватися шляхом гальмування задньої осі для зниження швидкості та гальмуванням внутрішнього колеса передньої осі для формування компенсуючого моменту відхилення всередину повороту за рахунок збільшення тиску в робочому гальмівному циліндрі (рис. 1.10, А). Але зважаючи на перерозподіл маси на передній осі автомобіля, ця умова дуже обмежена.

Недостатня керованість з повним заносом передньої осі, коли зчеплення передньої осі мінімальне, усувається шляхом гальмування задньої осі для зниження швидкості та формування компенсуючого моменту відхилення за рахунок збільшення тиску в робочому гальмівному циліндрі внутрішнього колеса в порівнянні із зовнішнім (рис. 1.10, Б).

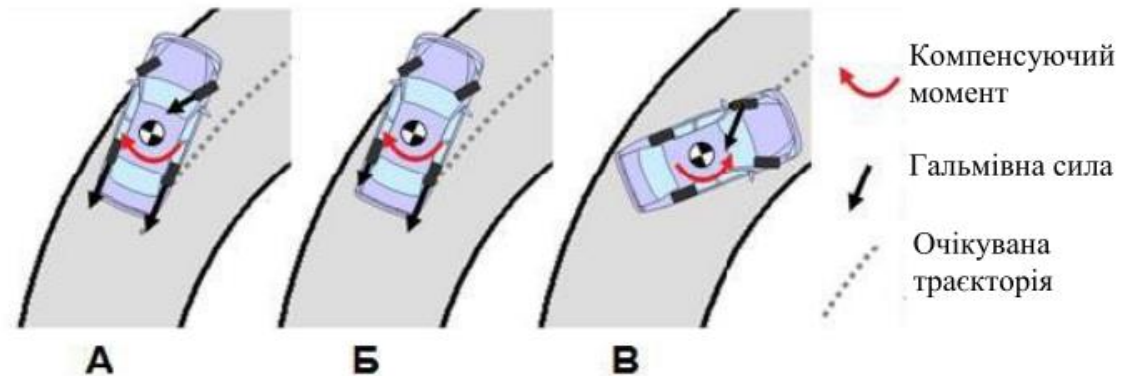


Рис. 1.10. - Методи збереження стійкості та корекції параметрів керованості автомобіля:

А - при недостатньому повертанні без повного заносу передньої осі; Б - при недостатньому повертанні з повним заносом передньої осі; В - при надмірному повертанні.

Надмірне повертання усувається пригальмовуванням зовнішнього переднього колеса. В результаті створюється момент відхилення направлений назовні (до зовнішньої сторони траєкторії повороту автомобіля рис. 1.10, В).

При гальмуванні в повороті та виникненні надмірного або недостатнього повороту, система регулює тиск в гальмівних механізмах певних коліс, відповідно до алгоритмів спільної роботи ЕКС та антиблокувальної системи (АБС). Пріоритетом при цьому є збереження стійкості та керованості автомобіля, а вже потім скорочення гальмівного шляху.

Окрім дії на гальмівні механізми система ЕКС так само може впливати на роботу автоматичної коробки передач та обертовий момент двигуна (функція протибуксуючої системи).

1.3. Огляд систем активної безпеки, які працюють з електронним контролем стійкості

Крім власної функції, ЕКС входить у комплекс різних систем активної безпеки, таких як АБС (антиблокувальна система), ПБС (протибуксуюча система), EBD (Electronic Brake force Distribution) електронний розподіл гальмівних сил, BAS (Brake Assist System) система екстреного гальмування, ETS (Electronic Traction System) система регулювання тягового зусилля, EBR (Electronic Brake Regulation) система регулювання гальмування двигуном на слизькій дорозі [6].

Задачею АБС є підтримка гальмуючого або привідного колеса в режимі оптимального відносного ковзання, за якого повздовжній коефіцієнт зчеплення шин (φ_x) з опорною поверхнею приймає значення, близькі до максимальних. Це представлено так званою φ - S діаграмою, відображеною на рис. 1.11. [6].

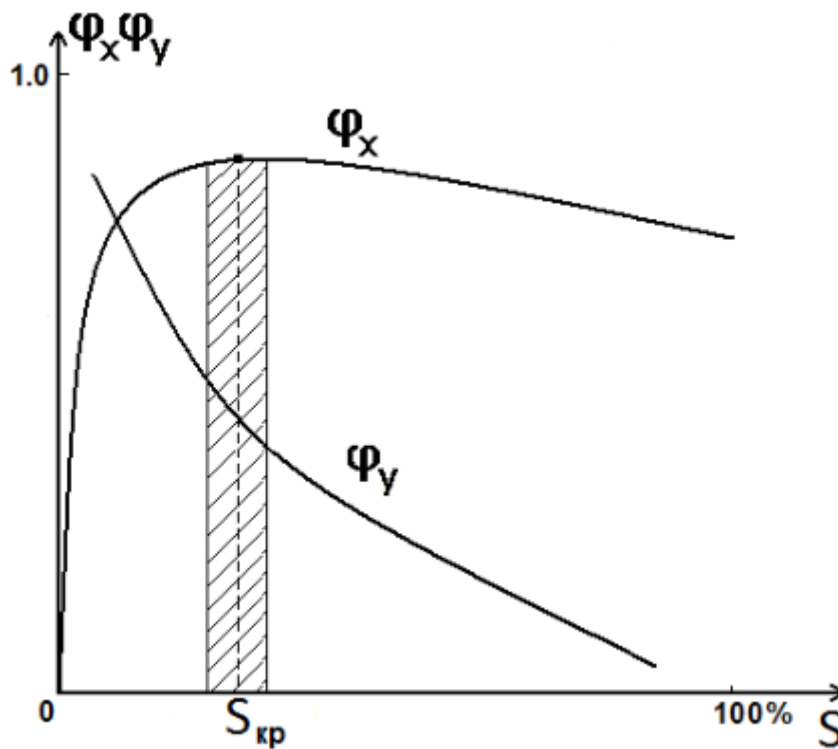


Рис. 1.11. - φ - S діаграма гальмівного режиму колеса на покритті «сухий асфальт» [6]

Застосування АБС, надало змогу автомобілю наступних властивостей: підвищення активної безпеки автомобіля, а саме підвищення гальмівної ефективності (особливо на слизьких поверхнях), продовження терміну служби шин, поліпшення стійкості та керованості в гальмівному режимі.

В основі роботи протибуксувальної системи також лежить принцип підтримки оптимального відносного ковзання (буксування) привідних коліс в тяговому режимі. Переваги цієї системи полягають в підвищенні стійкості автомобіля під час рушання з місця, розгоні та русі по поверхні з низьким коефіцієнтом зчеплення і збільшенні тягової сили. При цьому знижується стомлюваність водія, збільшується інформативність управління, поліпшується інтенсивність розгону, прохідність (особливо яскраво це забезпечується на обледенілій або мокрій та забрудненій дорозі), зменшуються навантаження в трансмісії при різкій зміні коефіцієнта зчеплення.

Характер кривих для гальмівного і тягового режимів майже ідентичні. Криві для тягового режиму «дзеркально» повернені щодо кривих для гальмівного

режиму [7]. У обох випадках криві мають максимум, відповідний критичному відносному ковзанню $S_{кр}$, яке потрібно забезпечити застосовуючи автоматичне регулювання ковзання колеса в гальмівному режимі, та в режимі буксування.

Для своєї роботи АБС досить сенсорів частоти обертання коліс, проте, за наявності на автомобілі ЕКС, ці системи можуть використовувати також інформацію з сенсорів прискорень та відхилення для точнішого регулювання гальмівного і тягового режимів завдяки інформації про стійкість автомобіля.

Електронна система розподілу гальмівного зусилля (EBD) оптимізує розподіл гальмівного зусилля перед блокуванням коліс між передньою і задньою осями, та між лівими і правими колесами, що зменшує вірогідність початку дії АБС. Це допомагає мінімізувати гальмівний шлях та зберегти стійкість автомобіля, адаптуючи розподіл тиску в гальмівній системі до режиму завантаженості кожного колеса транспортного засобу.

Для своєї роботи система EBD отримує інформацію з сенсорів частоти обертання коліс.

Основним призначенням системи екстреного гальмування (BAS) є забезпечення додаткового гальмівного зусилля для допомоги водію досягти максимального гальмівного зусилля при екстреному гальмуванні.

Для розпізнавання екстреного гальмування BAS збирає інформацію з сенсора тиску в головному гальмівному циліндрі та сенсорів частоти обертання і розраховує похідну тиску dp/dt .

Електронна система регулювання тягового зусилля (ETS) є автоматичною системою для запобігання пробуксовуванню привідних коліс під час початку руху, розгону, руху по прямій та в поворотах на бездоріжжі. Вона служить для досягнення найбільш оптимального розгону при різних станах дорожнього покриття і забезпечує стабілізацію автомобіля на дорозі. Система здійснює гальмівну дію на одне або обидва пробуксовуючі ведучі колеса. Відмінність від системи ПБС полягає у тому, що ETS розподіляє тягові сили по бортах до початку пробуксовування, передаючи більший обертовий момент на зовнішнє привідне колесо під час повороту.

Система регулювання гальмування двигуном на слизькій дорозі (EBR) допомагає автомобілю з підвищеною прохідністю почати рух на покриттях з низьким коефіцієнтом зчеплення. Система збирає інформацію з сенсорів частот обертання коліс та завдяки управління дросельною заслінкою або зменшення подачі палива знижує тягу на привідних колесах автомобіля. За цих обставин водію не потрібно користуватися педалями гальма та подачі палива, йому залишається тільки змінювати рульовим колесом напрям руху.

Додатково до системи ЕКС під'єднані сенсори електропідсилювача кермового управління. Система фіксує зусилля кермового управління відповідно до стану стійкості. У випадку недостатнього кута повороту допоміжне зусилля збільшується і допомагає водію коректувати стійкість, а при збільшеному куті навпаки.

1.4. Вимоги до систем електронного контролю стійкості

Транспортні засоби, оснащені системою ЕКС, повинні задовольняти наступним вимогам [1, 7]:

З кожен автомобіль, що потрапляє під дію регламенту і обладнаний системою ЕКС повинен прикладати гальмівний момент окремо на всі чотири колеса та відповідно мати алгоритм контролю, що дозволяє використовувати цю здатність;

З зберігати працездатність у всьому діапазоні швидкостей транспортного засобу на всіх етапах водіння, включаючи прискорення, та уповільнення, за винятком випадків, коли водій відключив ЕКС, коли автомобіль рухається з швидкістю менше 20 км/год, або рухається заднім ходом;

З зберігати працездатність навіть за умови включення антиблокувальної системи гальм, або антипробуксовуючої системи;

З коли завершена первинна самоперевірка в процесі запуску та під час перевірок достовірності впродовж не більш 2 хвилин. при управлінні.

Ефективність дії системи регламентують перевіряти тільки на покриттях з високим коефіцієнтом зчеплення.

Швидкість відхилення, визначена через 1 с. після завершення повороту кермового колеса не повинна перевищувати 35% від першого пікового значення швидкості відхилення, зареєстрованого після зміни знаку кута повороту кермового колеса на зворотний (між першим і другим піковими значеннями) в процесі одного і того ж випробувального прогону.

Швидкість відхилення, виміряна через 1,75 с. після завершення повороту кермового колеса не повинна перевищувати 20% від першого пікового значення швидкості відхилення, зареєстрованого після зміни знаку кута повороту кермового колеса на зворотний (між першим і другим піковими значеннями) в процесі одного випробувального прогону.

Бічний зсув центру тяжіння транспортного засобу по відношенню до його первинного прямолінійного курсу повинен складати не менше 1,83 м для транспортних засобів з максимальною масою 3500 кг та менше 1,52 м для транспортних засобів з максимальною масою більше 3500 кг; ці значення визначають через 1,07 с. після початку повороту кермового колеса.

Розрахунок бічного зсуву здійснюється за допомогою подвійного інтеграла за часом від функції виміряного бічного прискорення в центрі тяжіння транспортного засобу згідно формули [6]:

$$\int \int a_{п.г}.dt$$

1.5. Аналіз робіт з вдосконалення конструкції систем електронного контролю стійкості

Існує велика кількість наукових праць на тему гальмівної динаміки, керованості та стійкості автомобіля. Окремо з них можна виділити праці, присвячені впливу електронних систем на активну без ЕКС автомобіля. Проте, в

основному, всі ці дослідження проводилися на стенді в лабораторних умовах, або на полігоні на твердому покритті з високим коефіцієнтом зчеплення. Дослідження електронних систем контролю стійкості на льоду при оснащенні автомобіля шипованими шинами представлені у невеликій кількості. Найближчими і актуальнішими дослідженнями з даного питання є роботи таких дослідників, як Зотов, Н.М., Балакіна Е. В.[9], Расејка Н.В.[7, 9], і ін.

Солтус А.П. у своїй роботі [11] представив поведінку пневматичної шини в умовах дії на колесо не тільки гальмівної або тягової сили, але, одночасно, і бічного відведення в стаціонарному і нестаціонарному режимі. Згідно досліджень побудовано залежності бічної та повздовжньої реакцій від ковзання для нешипованих шин з відведенням (рис.1.12) і зроблено наступні висновки:

- характеристики рухомого колеса можуть значно відрізнятися від стаціонарних, особливо, при розгальмовуванні колеса;

- за умови руху без відведення прояв динамічних властивостей шини обмежується областю малих дотичних реакцій;

- 1) при русі з відведенням прояв динамічних властивостей шини в області малих проковзувань дещо ослабляється, а в області великих - істотно посилюється;

- 2) при русі без відведення динамічні властивості колеса у області великих дотичних сил, близьких до граничних по зчепленню, визначаються практично тільки інерцією колеса;

- 3) при русі з відведенням динамічні властивості колеса формуються переважно несталим характером бічної деформації шини та інерцією колеса;

- 4) зі збільшенням швидкості руху, величини кута відведення і зменшенням темпу (частоти) зміни гальмівного моменту прояв динамічних властивостей шини зменшується.

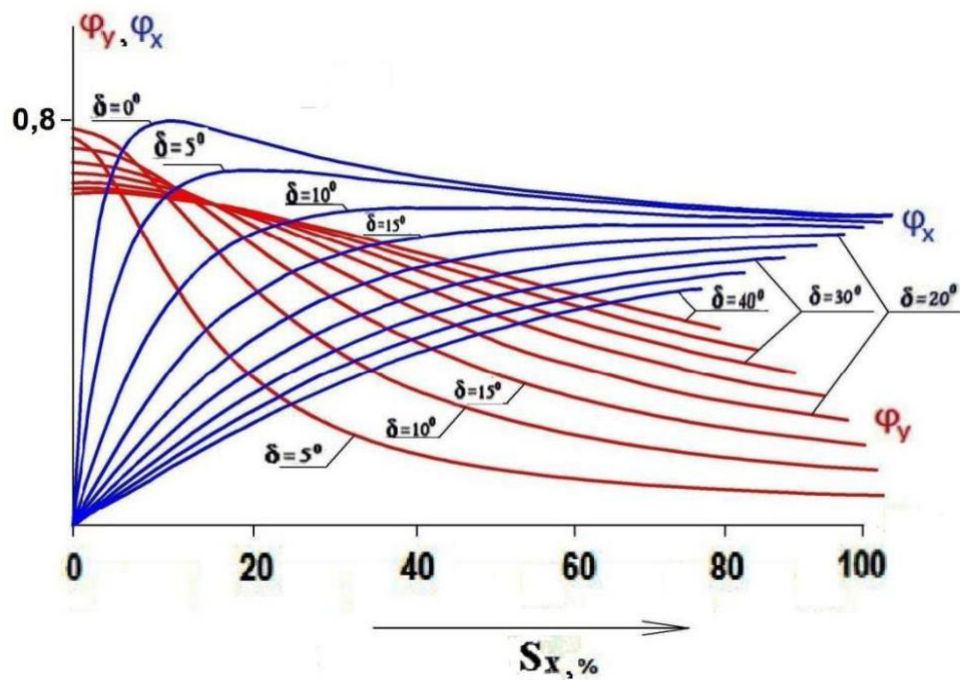


Рис. 1.12. - Залежність бічної та повздовжньої реакцій від ковзання для нешипованої шини [10]

В роботах науковців [11, 12] розглядалася поведінка нешипованої пневматичної шини на льоду за результатами випробувань на стенді з заморожуваним крижаним барабаном діаметром 1.6 м. Температура крижаного барабана підтримується в діапазоні не вище -5°C шляхом обдування його охолодженим повітрям. Недоліком даного методу є неможливість проведення випробувань шипованої шини, оскільки шпильки створюють крижану крихту на обмерзлій поверхні барабана. Основний акцент робився на виявлення оцінних параметрів зчепних властивостей шин автотранспортного засобу, які можна було б використовувати для проведення експертизи ДТП.

Аналізуючи ці роботи можна зробити наступні основні висновки:

- розроблена методика стендових випробувань шин легкових автомобілів дозволяє визначити їх зчепні властивості з обледенілою поверхнею, та розширює спектр випробувань на відповідність шин умовам експлуатації на обмерзлих дорожніх покриттях (погрішність вимірювання коефіцієнта зчеплення шин з льодом складає $\pm 4\%$);

- діапазон зміни коефіцієнта зчеплення шин з опорною поверхнею для втрамбованого снігу становить 0,1 - 0,25, а для обледенілої поверхні 0,08 - 0,15);
- у зимових шин коефіцієнт зчеплення на 20 - 30% вищий, ніж у всесезонних.

Голландський учений Расејка Н.В. підбирав спеціальні коефіцієнти K_i для конкретної моделі шини, нормального навантаження колеса і кута розвалу. За допомогою цих коефіцієнтів обчислювалися реакції опорної поверхні залежно від відведення та повздовжнього ковзання колеса: $R_x=f(S, K_i)$; $R_y=(\delta, K_y)$ [10].

Згідно опрацьованих наукових праць [11, 12, 13, 14] за темою магістерської роботи зроблено наступні висновки:

- Автомобільне колесо доцільно розглядати, як механізм другого рангу, в якого силові та кінематичні співвідношення описуються по-різному. Опис силових співвідношень запропоновано вести за допомогою коефіцієнта трансформації k , а кінематичних - за допомогою передавального відношення i (привідний режим) або коефіцієнта відносного ковзання δ (гальмуючий режим).

- Процес гальмування автомобільного колеса в другому інтервалі зміни його коефіцієнта відносного ковзання δ нестійкий. Колесо в цьому випадку автоматично переходить до повного блокування (юз). Ефективне усунення цього шкідливого явища можливе завдяки встановленню на автомобіль антиблокувальної системи.

- Проведені по запропонованій методиці розрахунки показали, що концепція про постійність уповільнення автомобіля впродовж всього часу гальмування не відтворює фізичну суть цього процесу.

- Дослідження принципів можливостей, застосованих в даний час АБС, показали, що системи, засновані на підтримці постійного рівня кутового уповільнення гальмуючого колеса, поступаються системам, робота яких ґрунтується на принципі підтримки постійного відношення v/ω . Слід зазначити, що АБС цих двох типів все ж таки поступаються ідеальному, який відстежує на колесі максимум гальмівної сили.

- Дослідження розподілу енергії між гальмівним механізмом і прямою контакту його шини показало, що у разі екстреного гальмування автомобіля велика частина енергії розсівається в плямах контакту шин, а у випадку гальмування з АБС, велика частина енергії розсівається в гальмівних механізмах.

- Зчіпні якості шин з дорожніми покриттями необхідно оцінювати $\phi - S$ діаграмами, які несуть в собі найбільшу кількість інформації про кочення гальмуючого колеса по дорозі та характеристики тертя шин під час контакту з дорожнім покриттям.

- Для оцінки характеристик тертя шини з дорожнім покриттям необхідне визначення залежності коефіцієнта тертя від швидкості ковзання в ширшому діапазоні зміни швидкості. Будь-яка методика оцінки характеристики тертя повинна це враховувати.

Висновки до розділу

Проведений аналіз дозволяє зробити наступні висновки:

1. Випробування ефективності дії електронної системи контролю стійкості згідно правил ЄЕК ООН № 13-Н, проводяться на твердому покритті з високим коефіцієнтом зчеплення із застосуванням роботизованого керування на одному типі нешипованої шини.
2. Випробування ефективності дії ЕКС на покритті з низьким коефіцієнтом зчеплення не проводяться. Оскільки методику проведення випробувань, описану в правилах ЄЕК ООН № 13-Н неможливо застосувати для визначення ефективності дії ЕКС на автомобілях, оснащених шипованими шинами.
3. У науково-технічній літературі дуже обмежена інформація про залежність коефіцієнта зчеплення від ковзання (ϕ - S діаграма) з відведенням для шипованої шини на слизькій поверхні.
4. Необхідно удосконалити методику визначення ϕ - S діаграм з відведенням для шипованих шин на поверхні вкритій льодом.
5. Необхідно обґрунтувати критерії та метод визначення ефективності дії ЕКС на слизькій поверхні, для автомобіля оснащеного шипованими шинами.

РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ϕ - S ДІАГРАМ НА ЛЬОДУ ДЛЯ АВТОМОБІЛЯ З ШИПОВАНИМИ ШИНАМИ

2.1. Обґрунтування методики визначення ϕ - S діаграм з відведенням

Згідно проведеного аналізу в першому розділі було встановлено, що ϕ - S діаграми в повздовжньому напрямі для шипованих і нешипованих шин мають значні відмінності, які можуть впливати на ефективність дії системи АБС. З метою підвищення ефективності дії цієї системи, для автомобіля оснащеного шипованими шинами, алгоритм її роботи повинен бути побудований відповідно для роботи з такими рушіями.

З огляду на те, що система ЕКС використовує ті ж механізми гальмування, що і АБС, та за тим же принципом загальмовує колеса і підтримує їх ковзання, можна зробити припущення, що і ефективність дії системи ЕКС може залежати від форми ϕ - S діаграми[15].

У відкритих джерелах обмежено інформацію про ϕ - S діаграми на льоду для шипованих шин з відведенням. Ці діаграми для нешипованих шин визначалися тільки за допомогою стендового методу. Проте, на існуючих стендах неможливо випробувати шиповану шину, через те, що шпильки проти ковзання створюють крижану крихту на поверхні крижаного барабана, яка швидко відокремлюється, що змінює умови дослідження. Виходячи з цього, необхідна розробка методики визначення ϕ - S діаграм з відведенням для шипованої і нешипованої шини на льоду за допомогою дорожнього методу[16].

Вимоги до методики, яка пропонується у магістерській роботі:

- можливість визначення необхідних параметрів для побудови ϕ - S діаграм в повздовжньому та поперечному напрямках з відведенням;
- у випробуваннях повинне бути використане дорожнє покриття з суцільним шаром льоду відповідної товщини, що дозволяє випробовувати шиповані шини;
- випробування повинні бути відтворюваними та володіти прийнятною повторюваністю результатів;

- індивідуальні особливості випробувача не повинні робити істотного впливу на результати випробувань.

Розробка методики визначення φ - S діаграми з відведенням на льоду для шипованих та нешипованих шин дасть можливість визначати нові дані про зчпні властивості досліджуваних рушіїв[17, 18, 19].

В процесі роботи система ЕКС гальмування окремих коліс відбувається під час руху автомобіля. Необхідною умовою вивчення характеру взаємодії пневматичної шини з опорною поверхнею є побудова сумарної φ - S діаграми, яка відповідно є геометричною сумою коефіцієнтів зчеплення в повздовжньому та поперечному напрямках рис.2.1.

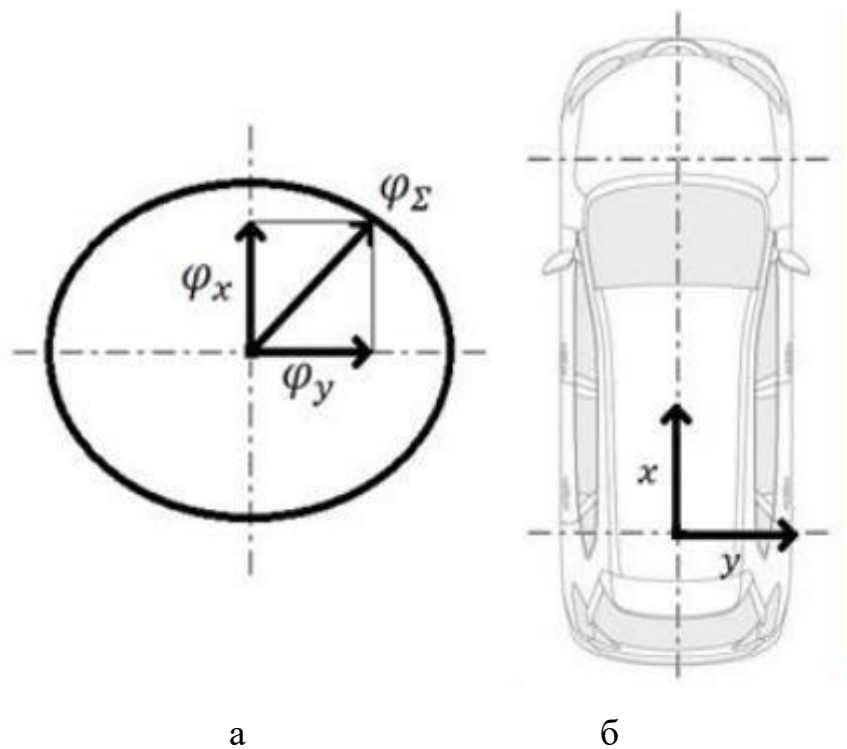


Рис. 2.1. - Схема коефіцієнтів зчеплення в повздовжньому та поперечному напрямках: а - еліпс зчеплення; б - система координат.

2.2. Визначення φ - S діаграм з відведенням на поверхні вкритій льодом

Вимірювальні прилади, які використовуються в процесі проведення випробувань, повинні бути атестовані та відкалібровані. Під час досліджень вимірювальне устаткування дозволяло визначати: тривалість (t) з точністю до 0,01

с; шлях автомобіля (S) відповідно до 1%; швидкість руху задньої осі автомобіля (V_a) та кожного з коліс ($V_{\text{ПП}}$, $V_{\text{ПЛ}}$, $V_{\text{ЗП}}$, $V_{\text{ЗЛ}}$) - до 1,5%; кут повороту рульового керма (α) – до $0,1^\circ$; зусилля дії на орган управління робочою гальмівною системою (F_T) – до 3%; кутову швидкість автомобіля щодо трьох координатних осей (ω_x , ω_y , ω_z) - 10 %; повздовжнє, поперечне і вертикальне прискорення автомобіля по трьох осях (J_x , J_y , J_z) – до 1 %; масу, навантажень на колесо та маси баласту – до 0,5 кг; вимірювання лінійних розмірів – до 0,25 мм; кутів нахилу автомобіля за допомогою квадранта – до $30''$; тиску повітря в шинах – до 0,01 МПа.

У вказаній погрішності включені неточності вимірювань, вимірювальних приладів і обробки результатів випробувань.

Як випробувальне покриття пропонується використовувати поверхню вкриту шаром криги. Для отримання адекватних результатів необхідно ретельно відстежувати за станом льоду, тому що він не є стабільним покриттям. Беручи до уваги досвід проведення подібних випробувань на льоду [17], необхідно підтримувати наступні показники: температура льоду не повинна відрізнятися на величину більше 4°C під час заїздів; температура повітря не повинна відрізнятися на величину більше 5°C ; швидкість вітру будь-якого напрямку не повинна бути більше 5 м/с; сонячне освітлення повинно бути стабільним; опади не допускаються.

Випробувальні заїзди повинні проводитися в прямому та зворотному напрямі[20, 21].

В разі виходу автомобіля за розмічений коридор випробувальної ділянки результати заїзду не приймаються до уваги.

Забороняється проводити випробування в умовах недостатньої видимості під час дощу, снігопаду, туману, а також з видимістю менше 300 м.

Перед проведенням заїздів лід повинен бути очищений від снігу, піску та інших предметів.

Для визначення статичних навантажень на всі колеса автомобіль проходив процедуру зважування.

Вимірювальне і реєструюче устаткування повинне бути надійно змонтоване на автомобілі без можливості самовільних переміщень.

Автомобіль повинен пройти обкатку не менше 2000 км. Шини автомобіля повинні мати пробіг не менше 500 км. Тиск в шинах повинен бути виставлене номінальний відповідно до інструкції з експлуатації автомобіля (допускається відхилення $\pm 0,005$ МПа).

На шини автомобіля повинні бути нанесені контрольні мітки контрастного кольору шириною близько 10 см для візуалізації процесів, що відбуваються з колесами автомобіля рис.2.2.



Рис. 2.2. - Контрольні мітки для візуалізації процесів, що відбуваються з колесом

До кузова повинен бути надійно прикріплений баласт, вільне переміщення якого не допускається. Перед початком випробувальних заїздів агрегати трансмісії і ходової частини автомобіля повинні бути прогріті до робочих температур короткочасним пробігом.

Для проведення випробувань повинен бути підготовлений льодовий майданчик прямокутної форми довжиною не менше 300 м та шириною відповідно

10м. і крижаний круг середнім радіусом 30 м. Лід повинен заливатися водою температурою $+10 \pm 5^{\circ}\text{C}$ рівномірно на втрамбований сніг товщиною не менше 5 см. Заливання здійснюється необхідне число разів для досягнення товщини льоду не менше 2 см. Перерва між послідовним нанесенням шарів води повинна бути не менше 3 годин.

Поверхня з льоду повинна мати однорідну структуру, рівномірно покривати поверхню майданчика з ухилом не більше 1%.

Безпосередньо перед випробуваннями у разі потреби здійснюється прибирання крихти льоду та снігу за допомогою автомобіля, обладнаного щітками. Пластиковими конусами розмічається випробувальна ділянка необхідної ширини для конкретного випробувального заїзду.

Для подальшого детального аналізу процесів, що відбуваються з автомобілем, необхідно встановити устаткування для відео фіксації випробувальних заїздів з обох боків автомобіля. Устаткування встановлюється на відстані не менше 10 м від розміченої випробувальної ділянки за спеціальною огорожею на висоті 1,5 м. Роздільна здатність відеокамери не нижче 1280×720 з частотою кадрів 39 - 42 Гц.

Для визначення $\phi - S$ діаграми в повздовжньому та поперечному виконано два види випробувань: № 1 «гальмування одним заднім колесом»; № 2 «гальмування задньою віссю в повороті».

Випробування № 1 «гальмування одним заднім колесом» призначено для визначення коефіцієнта зчеплення в повздовжньому напрямі (ϕ_x). З огляду на те, що на керовану вісь сильний вплив роблять кути встановлення коліс, всі розрахунки проводяться, щодо задньої осі автомобіля. Основа методики проведення випробування полягає у вимірюванні параметра повздовжнього прискорення кузова автомобіля над задньою віссю J_x у всьому діапазоні повздовжніх та поперечних ковзань (S_x, S_y).

Під час випробувань № 1 автомобіль рухається з початковою швидкістю $30 \pm 2 \text{ км/год}$ на нейтральній передачі. В'їжджаючи в розмічену ділянку виконується гальмування з різним зусиллям дії на орган управління робочої гальмівної

системи, необхідним для отримання всього спектру повздовжніх та поперечних ковзань (S_x , S_y). Гальмування продовжується до повної зупинки. За необхідності допускається відключення підсилювача гальмівного приводу. При цьому кермо повинне знаходитися в положенні, яке забезпечує прямолінійний рух автомобіля.

Випробування є серією з 40 гальмувань, виконаних в прямому та зворотному напрямі, для правого і лівого задніх коліс, а також для шипованої та нешипованої шини.

При випробуванні №1 визначаємо наступні залежності: швидкості руху задньої осі автомобіля від часу; кутової швидкості заднього колеса від часу; повздовжнього та поперечного прискорення задньої осі автомобіля від часу; швидкості riskання автомобіля від часу.

Випробування № 2 «гальмування задньою віссю в повороті» призначено для визначення коефіцієнта зчеплення в поперечному напрямі (ϕ_y). У основі маневру лежить вимірювання параметра поперечного прискорення кузова автомобіля над задньою віссю (J_x) у всьому діапазоні повздовжніх і поперечних ковзань (S_x , S_y). В процесі цих випробувань автомобіль рухається в повороті з середнім радіусом 30 метрів та швидкістю 30 ± 10 км/год. Вїзджаючи на розмічену ділянку виконується гальмування з різним зусиллям дії на орган управління робочої гальмівної системи, необхідним для отримання всього спектру повздовжніх та поперечних ковзань. Під час проведення випробування допускається підтримка швидкості автомобіля шляхом одночасної дії на орган управління робочою гальмівною системою та педалі акселератора. Допускається в перебігу одного заїзду виконувати декілька таких циклів гальмування. За необхідності допускається відключення підсилювача гальмівного приводу. В процесі проведення випробування можлива будь-яка дія на кермо автомобіля.

Випробування № 2 також є серією з 40 випробувальних заїздів, виконаних в прямому та зворотному напрямках, для шипованих і нешипованих шин.

2.2. Обробка даних, отриманих під час випробувальних заїздів

За параметрами, отриманими під час випробувань № 1 побудовано графіки зміни J_x , J_y , V_a , δ , $V_{зп}$, $V_{зл}$, від часу t , та визначено ковзання (S_x , S_y) загальмованого колеса з виразів:

$$S_x = \frac{V_a \cos \delta - \omega \cdot r_{кс}}{V_a} \quad (2.1)$$

$$S_y = \sin \delta \quad (2.2)$$

де: δ - кут відведення, радіани;

V_a - модуль вектора швидкості автомобіля, щодо опорної поверхні, м/с;

ω - кутова швидкість загальмованого колеса, с⁻¹;

$r_{кс}$ - радіус кочення колеса у вільному режимі, м.

Коефіцієнт зчеплення (φ_x) визначається як відношення повздовжньої гальмівної сили (R_x), реалізованої в плямі контакту загальмованого колеса, до динамічного вертикального навантаження на внутрішнє (при повороті) колесо задньої осі ($R_{z2дин.внутр.}$):

$$\varphi_x = \frac{R_x}{R_{z2дин.внутр}} \quad (2.3)$$

Гальмівна сила (R_x) розраховується на підставі уповільнення автомобіля з урахуванням величини опору коченню незагальмованої осі, яка складає 0,015 динамічного навантаження на привідну вісь та 0,01 на ведену. Якщо автомобіль передньопривідний, то:

$$R_x = J_x m_a - 0,015 R_{z1дин.} - 0,01 R_{z2дин.зов.} \quad (2.4)$$

Для задньопривідного автомобіля:

$$R_x = J_x m_a - 0,01 R_{z1дин.} - 0,015 R_{z2дин.зов.} \quad (2.5)$$

У випадку повнопривідного автомобіля:

$$R_x = J_x m_a - 0,015 R_{z1\text{дин.}} - 0,015 R_{z2\text{дин.зов.}} \quad (2.6)$$

де: J_x - повздовжнє прискорення кузова над задньою віссю автомобіля, м/с^2 ;

m_a - маса автомобіля, кг;

$R_{z1\text{дин.}}$ - динамічне вертикальне навантаження на передню вісь, Н;

$R_{z2\text{дин.зов.}}$ - динамічне вертикальне навантаження на зовнішнє колесо задньої осі під час повороту, Н.

Динамічне вертикальне навантаження на загальмовану вісь або колесо розраховується з врахуванням їх довантаження чи розвантаження в процесі гальмування колеса. Для передньої осі застосовуємо вираз:

$$R_{z1\text{дин.}} = \frac{m_a g \left(\frac{R_{z1\text{стат.}}}{R_{z1\text{стат.}} + R_{z2\text{стат.}}} L + \frac{h g J_x}{g} \right)}{L} \quad (2.7)$$

Відповідно для задньої осі:

$$R_{z2\text{дин.}} = \frac{m_a g \left(\frac{R_{z2\text{стат.}}}{R_{z1\text{стат.}} + R_{z2\text{стат.}}} L - \frac{h g J_x}{g} \right)}{L} \quad (2.8)$$

Під час повороту динамічне вертикальне навантаження на зовнішнє колесо задньої осі визначається з виразу:

$$R_{z1\text{дин.зов.}} = \frac{m_a g \left(\frac{R_{z1\text{стат.зов.}}}{R_{z1\text{стат.внутр.}} + R_{z2\text{стат.зов.}}} B + \frac{h g J_y}{g} \right)}{B} \quad (2.9)$$

Відповідно на внутрішнє колесо:

$$R_{z1\text{дин.внутр.}} = \frac{m_a g \left(\frac{R_{z1\text{стат.внутр.}}}{R_{z1\text{стат.внутр.}} + R_{z2\text{стат.зов.}}} B - \frac{h_g J_y}{g} \right)}{B} \quad (2.10)$$

де: h_g - висота центру мас автомобіля, м.;

L - база автомобіля, м.;

B - колія задньої осі автомобіля, м.;

J_x, J_y - повздовжнє та поперечне прискорення кузова над задньою віссю автомобіля, м/с^2 ;

$R_{z1\text{стат}}, R_{z2\text{стат.}}$ - статичне вертикальне навантаження на передню та задню осі, Н;

$R_{z1\text{стат.зов.}}, R_{z2\text{стат.внутр.}}$ - статичне вертикальне навантаження на зовнішнє та внутрішнє колеса задньої осі під час повороту, Н;

$R_{z1\text{дин.}}, R_{z2\text{дин.}}$ - динамічне вертикальне навантаження на передню та задню осі, Н;

В результаті утворюється масив даних коефіцієнта зчеплення в повздовжньому напрямі (ϕ_x) та відносних ковзань в повздовжньому та поперечному напрямках. За отриманими даними будуються залежності $\phi_x(S_x, S_y)$.

Аналогічно за даними, отриманими під час випробувань № 2 будуються $J_x, J_y, V_a, \delta, V_{зп}, V_{зл}$, від часу t , та за формулами (2.1), (2.2) розраховуються значення ковзання коліс в повздовжньому і поперечному напрямках та будуються таблиці. Коефіцієнт зчеплення в поперечному напрямку визначається як відношення бічної сили, реалізованої в плямі контакту коліс, до динамічного вертикального навантаження на задню вісь, тобто з виразу:

$$\phi_y = \frac{R_y}{R_{z2\text{дин.}}} \quad (2.11)$$

Бічна сила (R_y) розраховується на підставі бічного прискорення з урахуванням перерозподілу навантажень під час гальмування задньою віссю.

Відповідно до рекомендацій для передньопривідного автомобіля:

$$R_y = J_y m_a - 0,015 R_{z1\text{дин.}} \quad (2.12)$$

Якщо автомобіль задньопривідний:

$$R_y = J_y m_a - 0,01 R_{z1\text{дин.}} \quad (2.13)$$

де: J_y - поперечне прискорення кузова над задньою віссю автомобіля, м/с^2 ;

m_a - маса автомобіля, кг ;

$R_{z1\text{дин.}}$ - динамічне вертикальне навантаження на передню вісь, Н .

Динамічне вертикальне навантаження на загальмовувану вісь розраховується з врахуванням довантаження або розвантаження в процесі гальмування задньої осі відповідно до формул (2.7) та (2.8). У інтервалі гальмування аналізуються ділянки, де $S_x, S_y = \text{const}$ (допуск $\pm 1 \%$) впродовж не менше $0,3\text{с}$.

В результаті утворюється масив даних коефіцієнта зчеплення в повздовжньому напрямі (ϕ_x) і відносних ковзань в повздовжньому та поперечному напрямках. У відповідності до отриманими даними побудовано поверхні $\phi_y(S_x, S_y)$.

На основі $\phi - S$ діаграм в подовжньому та поперечному напрямках побудовано сумарну $\phi - S$ діаграму нешипованої і шипованої шини (див. рис. 2.1.а). Залежність (ϕ_x, ϕ_y) від ковзання колеса в повздовжньому та поперечному напрямках розраховується за формулою:

$$\phi_{\Sigma}(S_x, S_y) = \sqrt{\phi_x^2(S_x, S_y) + \phi_y^2(S_x, S_y)}, \quad (2.14)$$

де: ϕ_x, ϕ_y - коефіцієнти зчеплення в повздовжньому та поперечному напрямках;

S_x, S_y – повздовжнє та поперечне ковзання колеса, $\%$.

Висновки до розділу

1. Застосована методика дозволяє отримати $\phi - S$ діаграми на поверхні вкритій льодом з відведенням за допомогою полігонних випробувань на автомобілях з ошипованими шинами, без застосування спеціальних шинних тестерів.
2. Отримані результати під час випробувань, будуть використані в процесі удосконалення систем активної безпеки.

РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Мета і завдання експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є:

- перевірка працездатності методики отримання залежностей $\varphi - S$ діаграм на поверхні вкритій льодом в повздовжньому та поперечному напрямках з відведенням;
- перевірка працездатності та адекватності методу визначення ефективності дії систем ЕКС.

Завданнями експериментального дослідження є:

- підготовка експериментального автомобіля, оснащення його шинами необхідного типу;
- установка та налаштування вимірювальної і реєструючої апаратури, підготовка випробувального устаткування;
- проведення експериментальних заїздів;
- обробка та аналіз результатів випробувань.

Як об'єкт випробувань використовувався легковий повнопривідний автомобіль марки Nissan моделі X-Trail III (рис. 3.1), оснащений сучасною системою ЕКС. Компанія Nissan для позначення даної системи використовує торгове найменування Vehicle Dynamic Control (VDC), Основні характеристики випробувального автомобіля представлені в керівництві по експлуатації Nissan X-Trail III [22] і на сайті виробника [23].

В процесі проведення випробувань на автомобіль встановлювалися два типи зимових шин: з шипами та нешиповані шини марки Yokohama IceGUARD Stud iG55 (рис. 3.2). Обидві шини пройшли повний технологічний цикл виробництва, мають однаковий номер партії, конструкцію, склад шини і малюнок протектора, але, один комплект був знятий з лінії ошиповки для проведення випробувань. Таким чином, відмінність шин полягає тільки в наявності шпильок

проти ковзання. Цим досягається виключення інших чинників в процесі визначення ступеня вплив шпильок проти ковзання на загальний процес взаємодії шин з опорною поверхнею. Основні технічні характеристики шин, що використовуються, представлені в таблиці 3.1.



Рис. 3.1. - Випробувальний автомобіль Nissan X-Trail III



а)

б)

Рис. 3.2. - Зимові шини марки Yokohama IceGUARD Stud iG55: а) з шипами; б) без щипів

Таблиця 3.1

Основні технічні характеристики шин [19]

Тип	Зимові шиповані	Зимові не шиповані
Марка	Yokohama	Yokohama
Модель	IceGUARD Stud iG55	IceGUARD Stud iG55
Розмірність	225/55 R18	225/55 R18
Індекс навантаження	102 (850 кг)	102 (850 кг)
Індекс швидкості	T (190 км/ч)	T (190 км/ч)
Число шпильок	128	-
Маса колісного диску з шиною, кг	13,4	13,2
Стан	Нове	Нове
Маса шини	13,2 кг	13 кг

Для візуалізації процесів роботи ЕКС на всі шини білою фарбою були нанесені контрольні мітки, представлені на рис. 2.2.

Для забезпечення загальмовування окремо передньої або задньої осі автомобіля під час проведення випробувань застосовувалися спеціальні затискачі для перетискання гальмівних шлангів (рис. 3.3).



а)

б)

Рис. 3.3. - Затискачі для перекривання гальмівних шлангів (а) і їх встановлення (б)

3.2. Обладнання для вимірювання параметрів

Для вимірювання досліджуваних параметрів на автомобіль встановлено наступну вимірювальну та реєструючу апаратуру Німецького виробництва: виносні сенсори частоти обертання коліс WPT фірми KISTLER; сенсор зусилля натиснення на гальмівну педаль CPFTA фірми KISTLER; універсальна вимірювальна система збору та обробки даних CS 1016 FAMOS Online фірми IMC; сенсори прискорень та кутових швидкостей Tri-Axial Navigational Sensor (TANS) фірми KISTLER; динамометричне вимірювальне кермо MEASUREMENT STEERING WHEEL (MSW) фірми KISTLER; GPS антена фірми IMC. Також використовувалася система зчитування параметрів руху автомобіля за допомогою бортової комунікаційної шини передачі даних CAN.

Живлення устаткування здійснювалося від бортової мережі автомобіля через блок розподілу Small 12V Power Distributor Box.

Розміщення вимірювальної та реєструючої апаратури відображено на рис. 3.4. Оскільки застосовувався широкий спектр апаратури, на рис. 3.5. показано схему її з'єднання у вимірювальний комплекс. Окрема робота була проведена по реєстрації даних, отриманих від штатних сенсорів автомобіля через бортову комунікаційну шину CAN. Для цього був задіяний окремий «порт» блоку реєстрації та аналізу даних. З огляду на те, що робот для керма не може бути змонтований при встановленому динамометричному вимірювальному кермі MSW, а інформація про поворот необхідна під час виконання маневру «усічена синусоїда». то інформацію отримували з штатного сенсора, встановленого на автомобілі за допомогою з'єднання апаратури з бортовою комунікаційною шиною CAN автомобіля.

Кутова швидкість коліс вимірювалася зовнішніми виносними сенсорами WPT [20]. Рухома частина сенсора жорстко фіксуються на кріпильних гайках колеса. Відповідно нерухома частина кріпиться до кузова автомобіля спеціальними вакуумними кронштейнами через телескопічні штанги, які

дозволяють компенсувати вертикальні переміщення коліс щодо кузова в межах ходу підвіски, а також поворот передніх керованих коліс під час маневрування автомобіля.

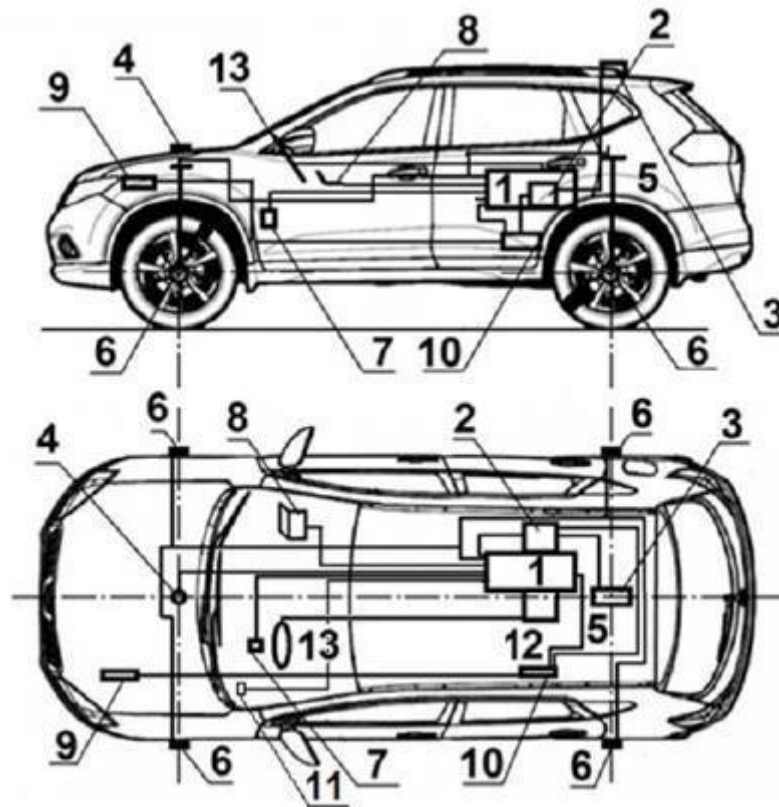


Рис. 3.4. - Схема розміщення на автомобілі вимірювальної та реєструючої апаратури:

1 - компактна мобільна система збору і обробки даних CS 1016 FAMOS Online; 2 - CDS-GPS-процесор; 3 - GPS-антенна CDS-GPS; 4 - GPS-антенна IMC; 5 - сенсор прискорень і кутових швидкостей TANS; 6 - виносний сенсор кутової швидкості колеса WPT; 7 - сенсор зусилля натиснення на педаль гальма CPFTA; 8 - ноутбук з програмним забезпеченням IMC; 9 - акумуляторна батарея автомобіля; 10 - блок розподілу живлення Small 12 V Power Distributor Box; 11 - система реєстрації даних, отриманих через бортову комунікаційну шину передачі даних CAN; 12 - MSW процесор; 13 - динамометричне вимірювальне кермо MSW.

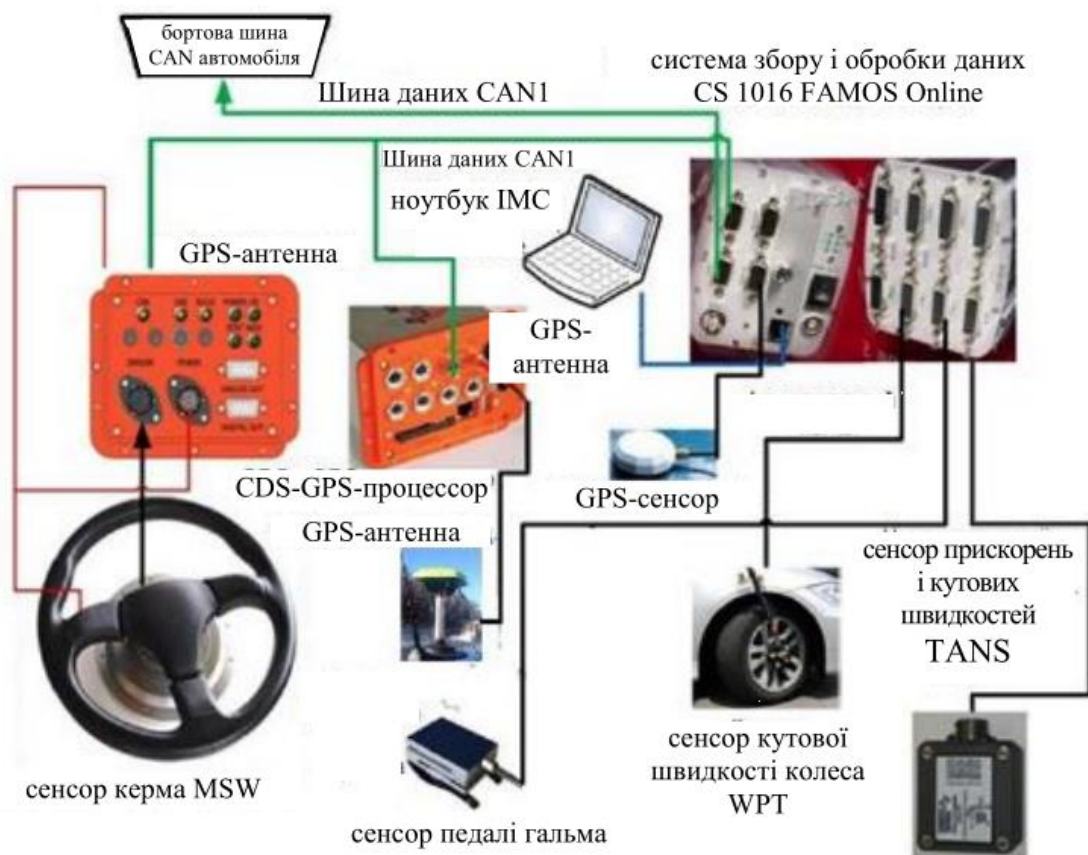


Рис. 3.5. - Схема з'єднань вимірювального та реєструючого обладнання

Дві антени GPS використовувалися для визначення географічних координат двох точок автомобіля. Антена №1 встановлювалася на капот в районі центру передньої осі автомобіля, антена №2 закріплено на дах, в районі центру задньої осі. Обидві антени синхронізувалися в мобільній системі збору та обробки даних ІМС CS 1016 FAMOS ONLINE. Антена № 1 підключена до з'єднання «ANT» системи ІМС, одночасно антена № 2 підключалася до реєстратора даних CDS-GPS CLOGMA, де сигнал оброблявся, перетворювався в цифровий та по шині CAN надходив у відповідний роз'єм «CAN 2» на корпусі системи збору та обробки даних ІМС.

На штатне кермо автомобіля встановлюються рульове колесо MSW та його вимірювальний модуль за допомогою адаптера з затискачами (рис. 3.6). Цей

пристрій складається з ротора і статора обладнаного тензометричними сенсорами, які визначають зусилля на кермі, а також імпульсного сенсора для визначення кута повороту. Інформація з модуля MSW перетворювалася в цифровий сигнал та по шині CAN передавалася реєстратору даних CDS-GPS CLOGMA звідки він разом з цифровим сигналом антени № 2 передавався на відповідний роз'єм «CAN 2» на корпусі системи збору та обробки даних ІМС.



а)

б)

Рис. 3.6. Вимірювальний пристрій MSW/S Measurement Steering Wheel:

а - процесорний модуль; б - вимірювальний модуль та кермо MSW

Вимірювання зусилля дії на педаль робочої гальмівної системи під час гальмування здійснювалось за допомогою сенсора CPFTA. Його закріплено на педаль за допомогою спеціального затискача та з'єднано кабелем з системою ІМС, яка передавала покази сенсора в режимі реального часу на монітор комп'ютера типу «ноутбук» з програмним забезпеченням ІМС DEVICES 2.7R3.

3.3. Визначення вагових та геометричних характеристик автомобіля

Після встановлення на автомобіль вимірювального та реєструючого устаткування за допомогою електронної ваги ВПП-2-1 були виміряні нормальні реакції на колесах та визначені координати центру мас. Дана методика передбачає

визначення навантажень на колеса в горизонтальному положенні (кут нахилу автомобіля $\beta=0^\circ$) і в трьох похилих положеннях автомобіля, отриманих шляхом підйому задньої осі на кути 6° , 7° , 8° . Ці кути вимірюються за допомогою оптичного квадранта КО-3ОМ.

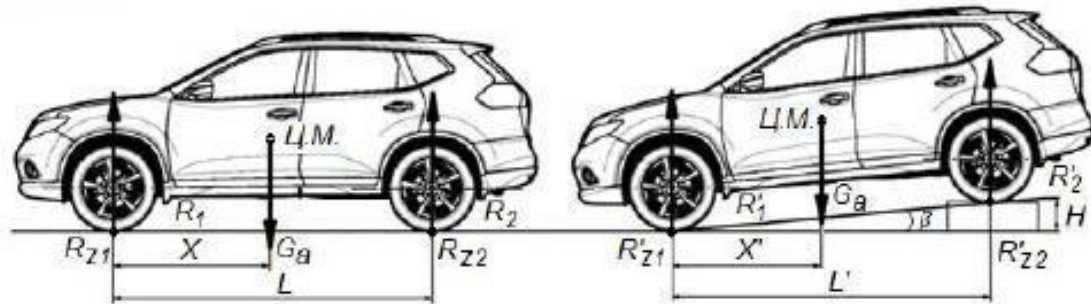


Рис. 3.7. - Розрахункова схема для визначення координат центру мас

В процесі цих вимірювань за допомогою штангенрейсмусу 100-1000 були визначені необхідні надалі величини статичних радіусів коліс автомобіля. База автомобіля вимірювалася за допомогою рулетки ЗПК3-10АУТ/1.

Відповідно до вдосконаленої методики, яка враховує різницю статичних радіусів передніх та задніх коліс, розраховувалася висота центру мас (H) для трьох похилих положень[24, 25]:

$$h_g = r_c + \frac{\Delta m L}{m_a \tan \alpha}, \quad (3.1)$$

де: r_c - статичний радіус коліс, мм;

L - база автомобіля, мм;

Δm - різниця між навантаженнями на передню вісь в горизонтальному та похилому положеннях автомобіля, кг;

m_a - маса автомобіля, кг;

$\tan \alpha$ - значення тангенсу кута нахилу автомобіля.

Аналізуючи формулу (3.1) бачимо, що вона не враховує різницю статичних радіусів коліс передньої та задньої осей, яка виникає через різницю тиску в шинах

і навантажень на осі. Виходячи загальні фізичні залежності, ця формула була допрацьована з урахуванням різниці радіусів коліс передньої та задньої осей:

$$h_g = r_{c\text{cp}} + \frac{\Delta m L}{m_a \tan \alpha}, \quad (3.2)$$

$$r_{c\text{cp}} = r_{c1} + \frac{m_{a2}}{m_{a1}} (r_{c2} - r_{c1}) \quad (3.3)$$

де $r_{c\text{cp}}$ - середній статичний радіус коліс автомобіля в поперечній площині, що проходить через центр мас, мм;

r_{c1}, r_{c2} – відповідно статичні радіуси коліс передньої та задньої осі, мм;

m_{a2} - навантаження (маса) на задню вісь в горизонтальному положенні, кг;

Для виконання випробувальної програми були задіяні: водій - маса тіла 75 кг та пасажир – дослідник - маса тіла 92 кг.

Результати розрахунку висоти центру мас за формулою (3.2) представлені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2

Висота центру мас випробувального автомобіля

Стан Ухилу	α	$\tan \alpha$	Δm	h_q
1	$\alpha_1 = (\alpha_{1\text{KB}} - \alpha_{\text{KB}}) = 9^\circ 26' - 3^\circ 29' = 5^\circ 97'$	0,1045	20 кг	645,2 мм
2	$\alpha_2 = (\alpha_{2\text{KB}} - \alpha_{\text{KB}}) = 10^\circ 31' - 3^\circ 29' = 7^\circ$	0,1234	24 кг	650,2 мм
3	$\alpha_3 = (\alpha_{3\text{KB}} - \alpha_{\text{KB}}) = 11^\circ 28' - 3^\circ 29' = 7^\circ 9'$	0,1402	27,5 кг	652,9 мм
Середнє арифметичне значення висоти центру мас:				650 мм

За остаточний результат маси автомобіля приймається середнє арифметичне чотирьох набутих значень відповідно до протоколу:

$$m_a = (1673 + 1672,5 + 1672 + 1673)/4 = 1670 \text{ кг.}$$

Розподіл навантаження по колесах та загальна маса автомобіля з експертами-випробувачами склала: переднє ліве колесо - 479,5 кг; переднє праве

колесо - 460 кг; передня вісь - 939,5 кг; заднє ліве колесо - 371 кг; заднє праве колесо - 362,5 кг; задня вісь - 733,5 кг; загальна маса автомобіля - 1670 кг.

Для збереження вагових характеристик автомобіля під час випробувань рівень палива в баку підтримувався в діапазоні 20...30 л.

3.4. Метод оцінки ефективності дії системи ЕКС на льоду

В результаті аналізу, проведеного в першому розділі, було встановлено, що в даний час в Україні окремі правила відносно керованості та стійкості автомобілів категорії М1, К1, скасувалися. Згідно Технічному регламенту митного союзу (ТР ТС 018/2011) випробування автомобіля на стійкість зводиться до визначення ефективності дії системи ЕКС за допомогою правил ЄЕК ООН №13Н-00 [1]. Ці Правила включають частину глобальних технічних правил (ГТП) №8 [2]. Згідно яких, ефективність дії системи ЕКС визначається за наслідками виконання маневру «усічена синусоїда» із застосуванням рульового робота шляхом вимірювання швидкості ризикання через певні інтервали часу після завершення повороту керма. Недоліком такого методу є вузька область застосування. Метод, запропонований в ГТП №8, розроблений для випробувань автомобіля на опорній поверхні з високим коефіцієнтом зчеплення. Проте, очевидно, що втрата стійкості та керованості автомобіля більш вірогідна на поверхні з низьким коефіцієнтом зчеплення (втрамбований сніг, лід). Таким чином, необхідна розробка методики та критерію оцінки ефективності дії ЕКС, що дозволяє проводити випробування на опорних поверхнях з низьким коефіцієнтом зчеплення[26, 27].

Ошиповування протектора шини також може впливати на ефективність дії ЕКС, оскільки змінюється зчеплення колеса в повздовжньому та поперечному напрямі залежно від прослизання колеса. Методика випробувань, вказана в правилах ЄЕК ООН №13Н - 00 та ГТП №8, відповіді на це питання не дає.

До методу оцінки ефективності дії системи ЕКС, що застосовано у магістерській роботі, були сформульовані наступні вимоги:

- можливість визначення необхідних параметрів для розрахунку критерію;
- можливість оцінювати ефективність на різних покриттях з низьким коефіцієнтом зчеплення;
- у випробуваннях повинне бути використане дорожнє покриття, що дозволяє випробовувати шиповані шини;
- індивідуальні особливості випробувача не повинні робити впливу на результати випробувань.

Як випробувальне покриття пропонується використовувати крижану поверхню. Не дивлячись на те, що лід не є стабільним покриттям, можливе отримання адекватних результатів випробувань. Необхідно ретельно відстежувати температуру та стан крижаного покриття від одного випробувального заїзду до іншого.

За основу методу оцінки ефективності дії ЕКС, що застосовано у роботі, вирішено використовувати методику, описану в Правилах ЄЕК ООН №13Н - 00.

Випробувальний маневр виконувався у вигляді «Усіченої синусоїди», виконуваний за допомогою рульового робота, але із зміненими параметрами повороту керма та швидкості руху автомобіля.

Завдяки проведенню попередніх випробувань експериментальним шляхом були визначені оптимальні значення параметрів руху автомобіля та налаштування рульового робота.

Швидкість виконання маневру «усічена синусоїда на льоду» була зменшена до 45 ± 2 км/год. Кут повороту керма рульовим роботом визначається за формулою: $\alpha' = 3,3A'$, де A' кут повороту керма за максимально можливого бічного прискорення при русі автомобіля без ковзання на швидкості 45 км/год[28, 29].

Розглядаючи поведінку випробовуваного автомобіля в процесі маневру «усічена синусоїда» на покритті з високим коефіцієнтом зчеплення, було встановлено, що втрата стійкості та керованості більш вірогідна в завершальній

фазі маневру. Тому на завершальній фазі вимірюють показник кутової швидкості автомобіля щодо вертикальної осі (ω_z) по методиці Правил ЄЕК ООН №13Н - 00.

В процесі виконання маневру «усічена синусоїда на льоду» втрата керованості та стійкості може виникнути у будь-який момент часу. Виходячи з цього, було вирішено розбити маневр на 6 характерних ділянок та для кожного оцінювати ефективність дії системи ЕКС (рис. 3.8). На першій ділянці більш вірогідний знос автомобіля, на другому і подальших можливий знос та занесення автомобіля.

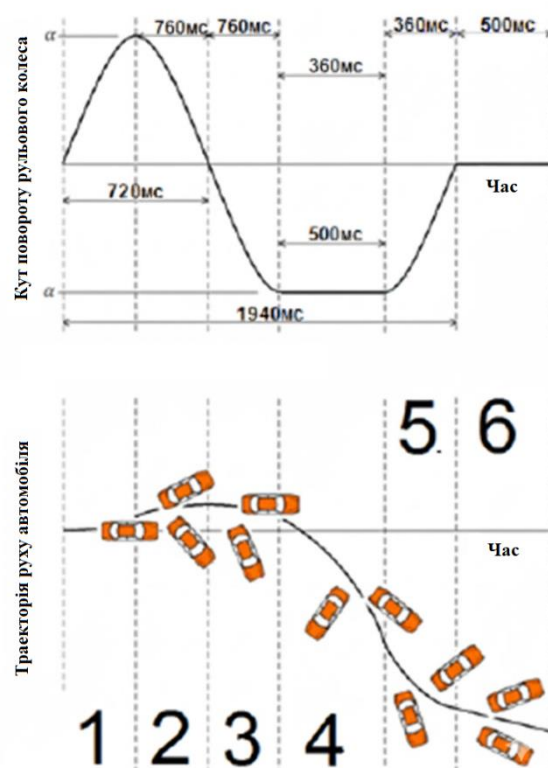


Рис. 3.8. - Приклади можливої втрати стійкості та керованості автомобіля на ділянках під час виконання маневру «усічена синусоїда»

Як оцінний критерій використовують кутову швидкість автомобіля щодо вертикальної осі (ω_z). В нашому випадку це неможливо, оскільки на кожній подальшій ділянці кутова швидкість залежатиме від спрацьовування системи на попередніх ділянках. Також неможливо використовувати умову зсуву центру мас автомобіля щодо первинного прямолінійного курсу, яка повинна складати не менше 1,83 м. Виходячи з цього, вирішено використовувати значення середнього

кутового прискорення автомобіля щодо вертикальної осі $\varepsilon_{z \text{ cp } i}$ на ділянці заїзду з рульовим роботом:

$$\varepsilon_{z \text{ cp } i} = \frac{\int_0^{t_d} \varepsilon_{z i}(t) dt}{t_d}, \quad (3.4)$$

$$\varepsilon_{z i} = \frac{d\omega_{z i}}{dt}, \quad (3.5)$$

де: ω_z - кутова швидкість автомобіля, щодо вертикальної осі, рад/с;

ε_z - кутове прискорення автомобіля, щодо вертикальної осі, рад/с²;

$\varepsilon_{z \text{ cp}}$ - середнє кутове прискорення автомобіля, щодо вертикальної осі, рад/с²;

t_d - час ділянки, с.

Очевидно, що, чим швидше і адекватніше автомобіль реагує на зміну кута повороту керма, тим інтенсивніше змінюється його кутова швидкість щодо вертикальної осі (ω_z). Система ЕКС може впливати на гальмівні механізми автомобіля та створювати розвертаючий момент щодо вертикальної осі, тим самим впливаючи на кутову швидкість автомобіля та кутове прискорення.

Для визначення ефективності дії системи ЕКС середнє значення кутового прискорення автомобіля щодо вертикальної осі ($\varepsilon_{z \text{ cp}}$) на ділянці заїзду з рульовим роботом порівнюється із значенням, що ідеалізується ($\varepsilon_{z \text{ ід.ср}}$). Чим ближче значення середнього реального та середнього ідеального кутового прискорення, тим ефективніше робота системи ЕКС на ділянці маневру «усічена синусоїда».

Ідеальні кутове прискорення та кутова швидкість є характеристиками, які можливі за наступних умов:

- автомобіль має абсолютно жорсткий кузов, ідеальну підвіску;
- автомобіль не має люфтів в рульовому та інших механізмах;
- автомобіль рухається без відведень коліс з малою швидкістю.

Значення середнього кутового прискорення автомобіля, яке ідеалізується, на ділянці щодо вертикальної осі ($\varepsilon_{i \text{ ід.ср}}$) визначається з формул:

$$\varepsilon_{i \text{ з ср ід}} = \frac{\int_0^{t_{i \text{ д}}} \varepsilon_{i \text{ з ід}}(t) dt}{t_{i \text{ д}}}, \quad (3.6)$$

$$\varepsilon_{i z \text{ ін}} = \frac{d\omega_{i z \text{ ід}}}{dt}, \quad (3.7)$$

Потрібне кутове прискорення автомобіля визначаємо з виразу:

$$\omega_{z \text{ шд}} = \frac{V_a}{R}, \quad (3.8)$$

де: V_a – модуль вектора швидкості автомобіля відносно вертикальної осі, м/с; R – радіус повороту задньої осі автомобіля, м.

Радіус траєкторії руху центру задньої осі автомобіля визначається з врахуванням кута повороту керма (α) під час маневру «усічена синусоїда» визначається за формулою:

$$R = \frac{L}{tg \frac{\alpha}{U_{py}}}, \quad (3.9)$$

де L – база автомобіля, м;

α – кута повороту керма під час маневру «усічена синусоїда», град;

U_{py} – передавальне число рульового управління.

Різницю між реальним та ідеальним прискоренням на ділянках маневрування (Δ) визначаємо з виразів:

для шипованих шин

$$\Delta_{\text{ш ув}} = \varepsilon_{z \text{ ср ід } i} - \varepsilon_{z \text{ ср } i \text{ ш ув}} \quad (3.10)$$

$$\Delta_{\text{ш вим}} = \varepsilon_{z \text{ ср ід } i} - \varepsilon_{z \text{ ср } i \text{ ш вим}} \quad (3.11)$$

Для нешипованих шин

$$\Delta_{\text{нш ув}} = \varepsilon_{z \text{ ср ід } i} - \varepsilon_{z \text{ ср } i \text{ нш ув}} \quad (3.12)$$

$$\Delta_{\text{нш вим}} = \varepsilon_{z \text{ ср ід } i} - \varepsilon_{z \text{ ср } i \text{ нш вим}} \quad (3.13)$$

Ефективність дії системи ЕКС на одному типі шин (K_i) визначається таким чином:

$$K_{ш i} = \left| \frac{\Delta_{ш ув}}{\Delta_{ш вим}} \right| \quad (3.14)$$

$$K_{нш i} = \left| \frac{\Delta_{нш ув}}{\Delta_{нш вим}} \right| \quad (3.15)$$

Умова ефективності на одному типі шин: $K_{ш i} < 1$ та $K_{нш i} < 1$. В цьому випадку можна стверджувати, що стійкість і керованість автомобіля з системою не гірші, ніж без неї.

Для визначення ефективності дії системи ЕКС на різних типах шин необхідно вибрати ділянки заїзду з рульовим роботом, де на всіх типах шин спрацювала система ЕКС. Для цих ділянок обчислюється значення ефективності на різних типах шин (E):

$$E_{ш} = \frac{\varepsilon_{z \text{ ср } i \text{ ш ув}}}{\varepsilon_{z \text{ ср } i \text{ ш вим}}} \quad (3.16)$$

$$E_{нш} = \frac{\varepsilon_{z \text{ ср } i \text{ нш ув}}}{\varepsilon_{z \text{ ср } i \text{ нш вим}}} \quad (3.17)$$

Величина Δ_E показує в скільки разів ефективність на одному типі шин вище, ніж на іншому:

$$\Delta_E = \frac{E_{нш}}{E_{ш}} \quad (3.18)$$

Якщо ж на даній ділянці ефективність з включеною системою була нижчою, ніж з відключеною, то Δ_E показує, в скільки разів ефективність на одному типі шин нижче, ніж на іншому.

За допомогою розробленого критерію можливо визначати ефективність дії системи ЕКС на льоду, а так само на інших покриттях, проте, з іншими налаштуваннями рульового робота.

Висновки до розділу.

1. За об'єкт випробувань обрано типовий легковий автомобіль Nissan X-trail 2015 модельного року, оснащений системою ЕКС. Встановлене на автомобіль вимірювальне устаткування дозволяє визначати необхідні показники з необхідною точністю.

2. Застосований метод дозволяє оцінювати ефективність дії системи ЕКС на льоду на автомобілях, оснащених шипованими шинами.

Дані, отримані під час випробуваннях можуть бути використані в процесі удосконалення систем активної безпеки.

РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Відповідно до методики випробувань приведені всі умови та характеристики випробувальних заїздів. Якщо дослідний автомобіль виїжджав за межі розміченого випробувального коридору, то заїзд вважався незарахованим.

Під час проведення випробувальних заїздів здійснювалася відео зйомка, яка використовувалася в процесі вивчення поведінки автомобіля на крижаній поверхні.

4.1. Аналіз експериментальних φ - S діаграм з відведенням на льоду

За результатами випробувальних маневрів «Гальмування задньою віссю в повороті» та «Гальмування одним заднім колесом», згідно формул описаних в пункті 2.3 були визначені та побудовані графіки залежностей φ_x , φ_y , δ , S_x , α від часу t .

Для побудови φ - S діаграм в повздовжньому та поперечному напрямках аналізувалися певні інтервали, де ковзання колеса в повздовжньому напрямі (S_x) було в межах погрішності проведення експерименту, при цьому решта значень бралася по середній величині на аналізованому інтервалі. Приклади обробки представлені на рис. 4.1.

Результати випробувального маневру «Гальмування одним заднім колесом» приведені в таблиці 4.1 та 4.2, а за випробувального маневру «Гальмування задньою віссю в повороті» в таблиці 4.3 та 4.4.

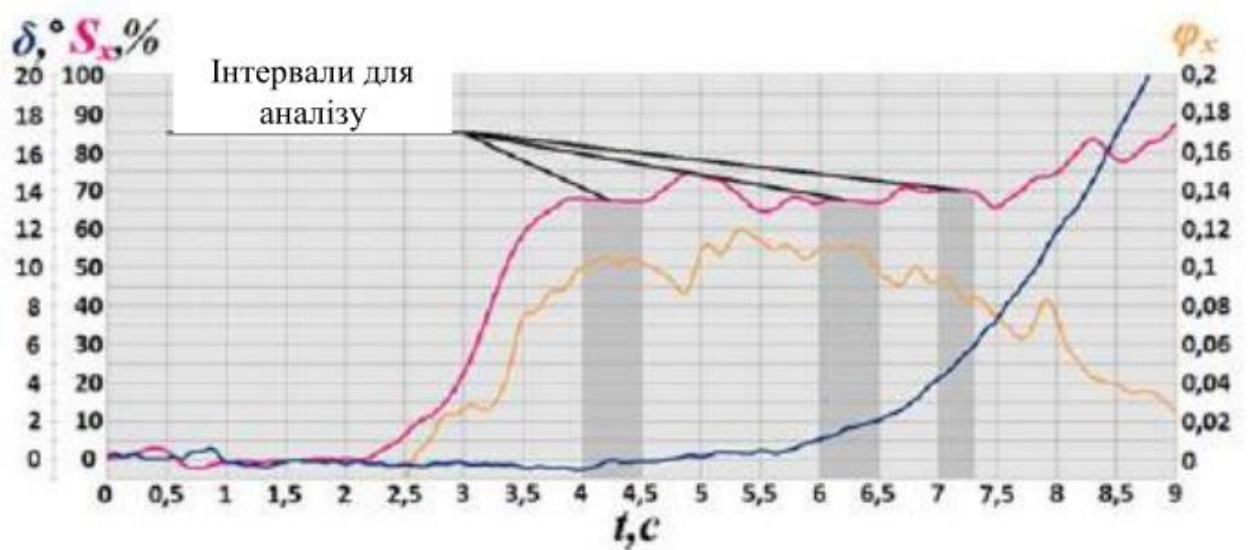


Рис. 4.1 - А) - Залежності φ_x , δ , S_x від часу в процесі маневру «Гальмування одним заднім колесом»

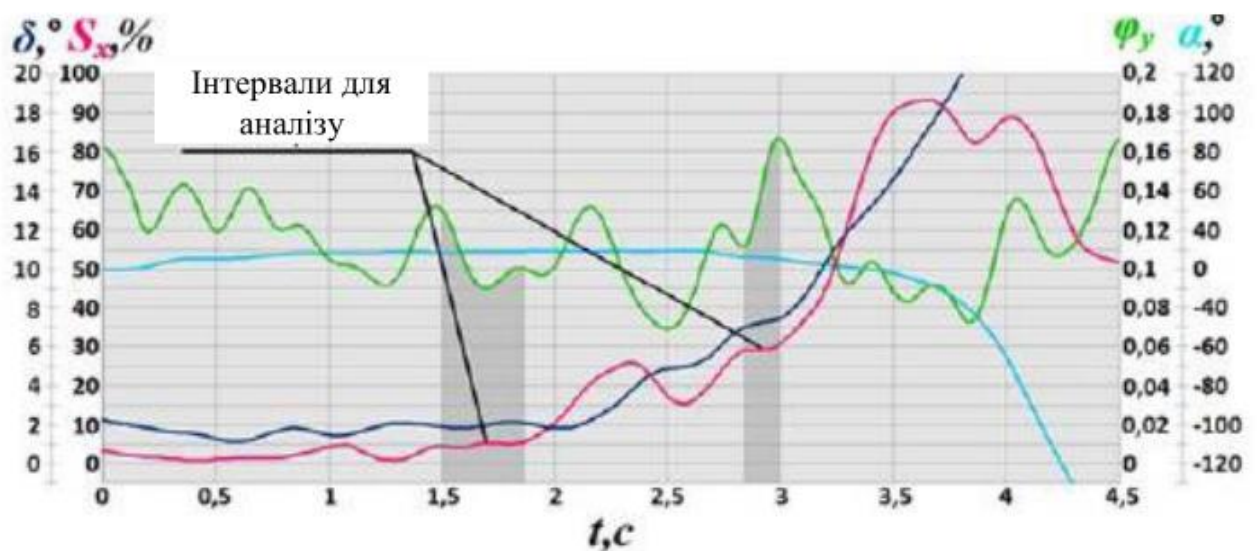


Рис. 4.1 - Б) - Залежності φ_y , δ , S_x , α від часу в процесі маневру «Гальмування задньою віссю в повороті»

де: α - кут повороту керма;

δ - кут відведення задньої осі;

S_x - повздовжнє ковзання колеса;

φ_x - коефіцієнт зчеплення в повздовжньому напрямі; φ_y - коефіцієнт зчеплення в поперечному напрямі; t - час.

Таблиця 4.1

Залежність коефіцієнта зчеплення від ковзання та кута відведення
(гальмування одним заднім колесом, шини - зимові шиповані)

$S_y=0\%; \delta=0^\circ$										
$S_x, \%$	5	10	15	20	30	40	50	70	90	100
φ_x	0,165	0,173	0,175	0,178	0,180	0,180	0,178	0,170	0,155	0,145
$S_y = 3,4\%; \delta = 2^\circ$										
φ_x	0,130	0,160	0,164	0,165	0,168	0,170	0,170	0,160	0,140	0,125
$S_y = 6,9\%; \delta = 4^\circ$										
φ_x	0,130	0,154	0,155	0,156	0,158	0,160	0,160	0,150	0,130	0,110
$S_y = 10,4\%; \delta = 6^\circ$										
φ_x	0,074	0,870	0,097	0,105	0,120	0,127	0,135	0,140	0,120	0,100
$S_y = 13,9\%; \delta = 8^\circ$										
φ_x	0,025	0,040	0,055	0,065	0,080	0,085	0,090	0,095	0,100	0,09

Таблиця 4.2

Залежність коефіцієнта зчеплення від ковзання та кута відведення
(гальмування одним заднім колесом, шини - зимові без шипів)

$S_y=0\%; \delta=0^\circ$										
$S_x, \%$	5	10	15	20	30	40	50	70	90	100
φ_x	0,165	0,162	0,161	0,158	0,15	0,142	0,140	0,130	0,120	0,110
$S_y = 3,4\%; \delta = 2^\circ$										
φ_x	0,135	0,155	0,152	0,150	0,145	0,137	0,130	0,120	0,110	0,100
$S_y = 6,9\%; \delta = 4^\circ$										
φ_x	0,130	0,150	0,147	0,145	0,140	0,130	0,120	0,110	0,100	0,095
$S_y = 10,4\%; \delta = 6^\circ$										
φ_x	0,070	0,085	0,088	0,090	0,085	0,080	0,075	0,070	0,065	0,060
$S_y = 13,9\%; \delta = 8^\circ$										
φ_x	0,025	0,040	0,048	0,051	0,055	0,048	0,038	0,03	0,022	0,020

Таблиця 4.3

Залежність коефіцієнта зчеплення від ковзання та кута відведення
(гальмування задньою віссю в повороті, шини - зимові шиповані)

$S_y = 3,4\%; \delta = 2^\circ$										
$S_x, \%$	5	10	15	20	30	40	50	70	90	100
φ_y	0,151	0,140	0,115	0,097	0,075	0,054	0,043	0,039	0,036	0,032
$S_y = 6,9\%; \delta = 4^\circ$										
φ_y	0,172	0,162	0,129	0,100	0,079	0,057	0,050	0,047	0,045	0,040
$S_y = 10,4\%; \delta = 6^\circ$										
φ_y	0,176	0,167	0,144	0,111	0,094	0,072	0,057	0,047	0,043	0,040
$S_y = 13,9\%; \delta = 8^\circ$										
φ_y	0,180	0,173	0,158	0,126	0,108	0,075	0,057	0,047	0,043	0,040

Таблиця 4.4

Залежність коефіцієнта зчеплення від ковзання та кута відведення
(гальмування задньою віссю в повороті, шини - зимові без шипів)

$S_y = 3,4\%; \delta = 2^\circ$										
$S_x, \%$	5	10	15	20	30	40	50	70	90	100
φ_y	0,144	0,126	0,108	0,086	0,064	0,043	0,029	0,021	0,016	0,009
$S_y = 6,9\%; \delta = 4^\circ$										
φ_y	0,162	0,144	0,117	0,063	0,045	0,028	0,021	0,018	0,014	0,010
$S_y = 10,4\%; \delta = 6^\circ$										
φ_y	0,120	0,116	0,105	0,090	0,075	0,050	0,038	0,027	0,016	0,012
$S_y = 13,9\%; \delta = 8^\circ$										
φ_y	0,090	0,085	0,080	0,073	0,065	0,050	0,036	0,029	0,020	0,013

Згідно представлених результатів в таблицях 4.1 - 4.4 побудовано φ - S діаграми для зимових шипованих та нешипованих шин з відведенням (рис. 4.2)

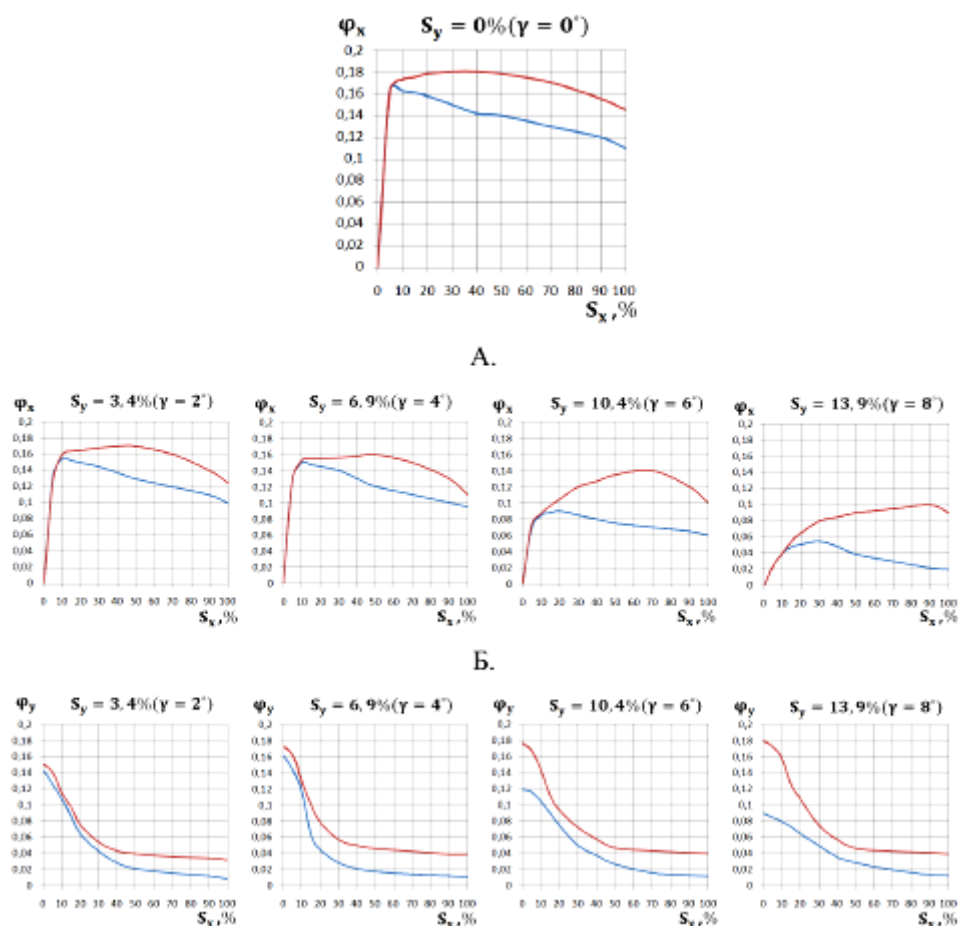


Рис. 4.2 - $\varphi_x(S_x, S_y)$ та $\varphi_y(S_x, S_y)$ діаграми для зимових шипованих та нешипованих шин на льоду: А - в подовжньому напрямі без відведення; Б –відповідно з відведенням; — шини без шипів; — шиповані шини

На рис. 4.2 А зображені φ - S діаграми отримані експериментальним шляхом без відведення. Її характер схожий з тими діаграмами, які в своїх роботах представили інші дослідники [3, 12], що доводить працездатність застосованого методу дослідження.

Для наочності представимо досліджувані залежності у вигляді тривимірних поверхонь рис. 4.3 - 4.6.

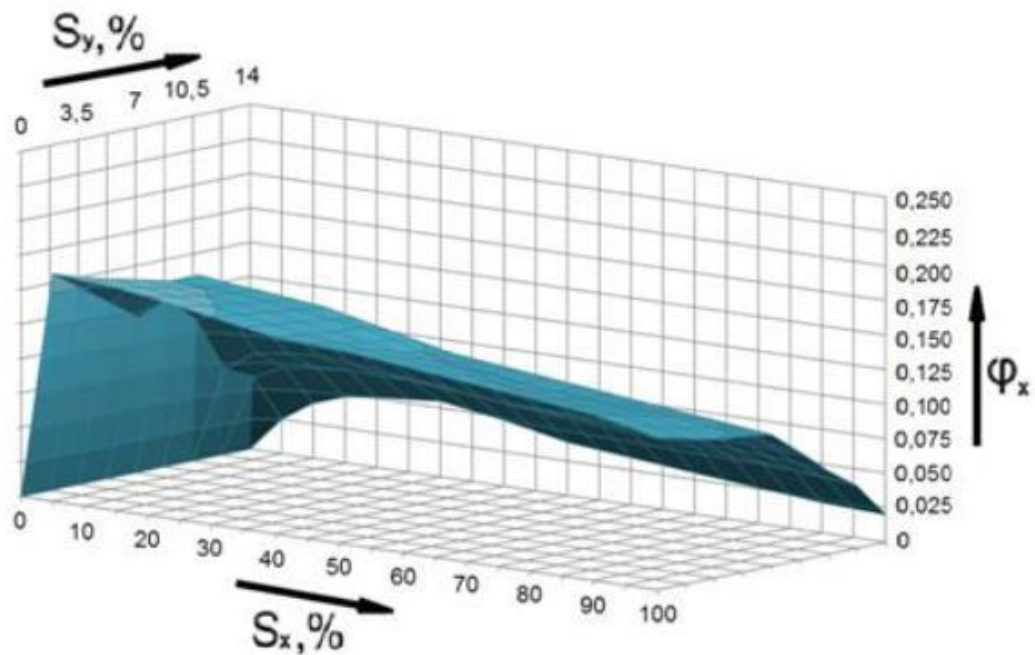


Рис. 4.3. - Поверхня $\varphi_x(S_x, S_y)$ для зимових шин без шипів

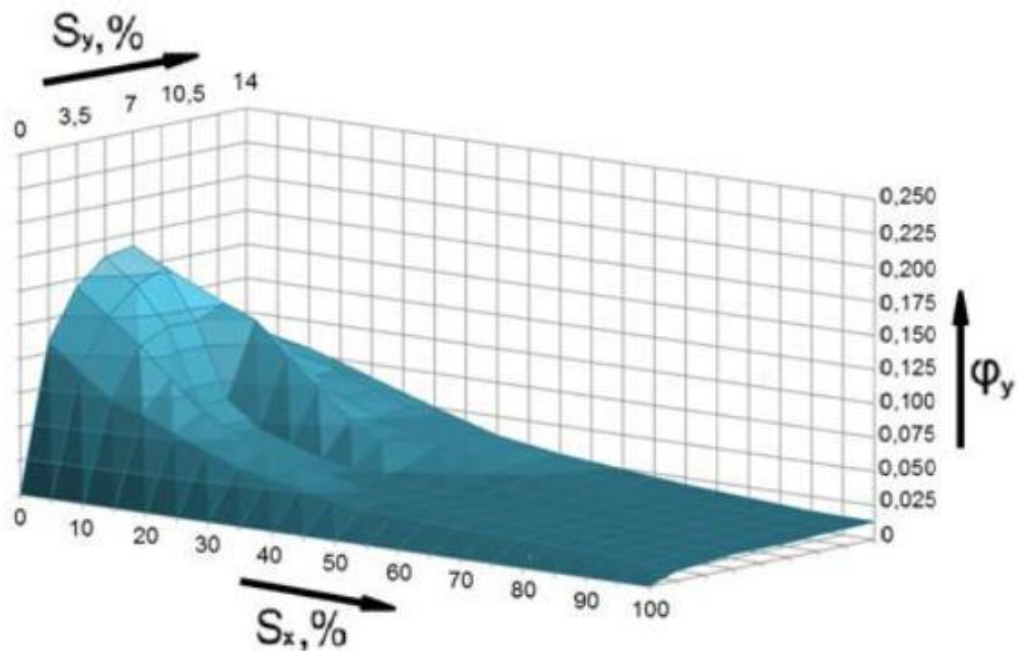


Рис. 4.4. - Поверхня $\varphi_y(S_x, S_y)$ для зимових шин без шипів

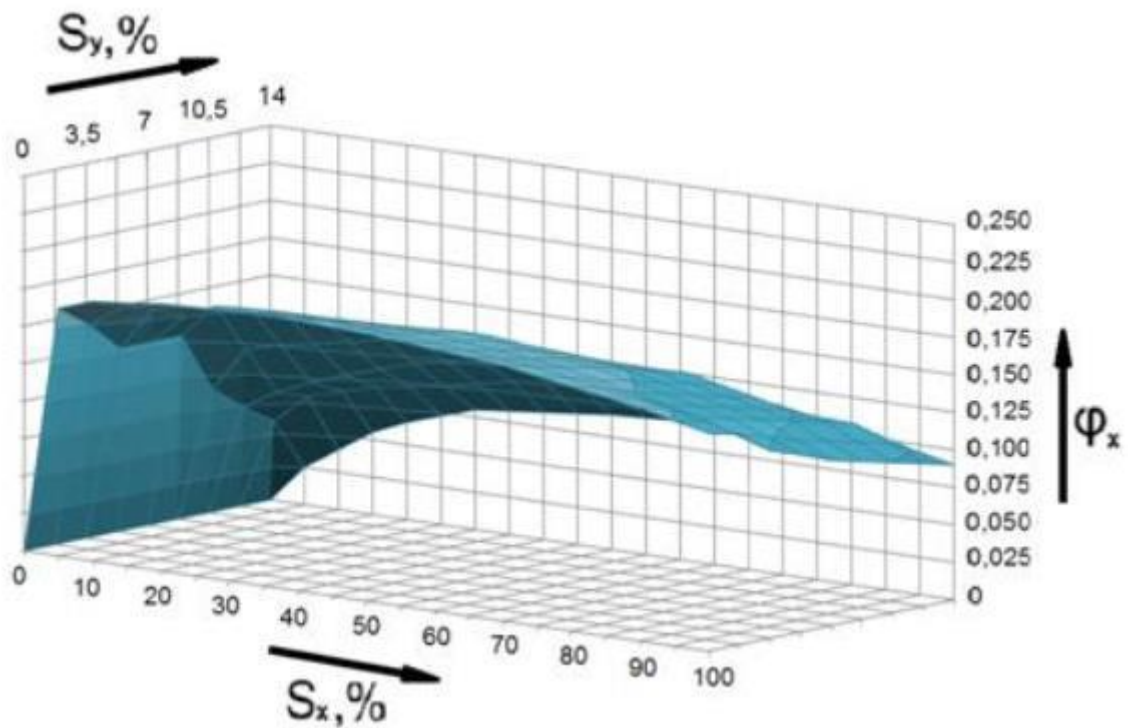


Рис. 4.5. - Поверхня $\phi_x(S_x, S_y)$ для зимових шин з шипами

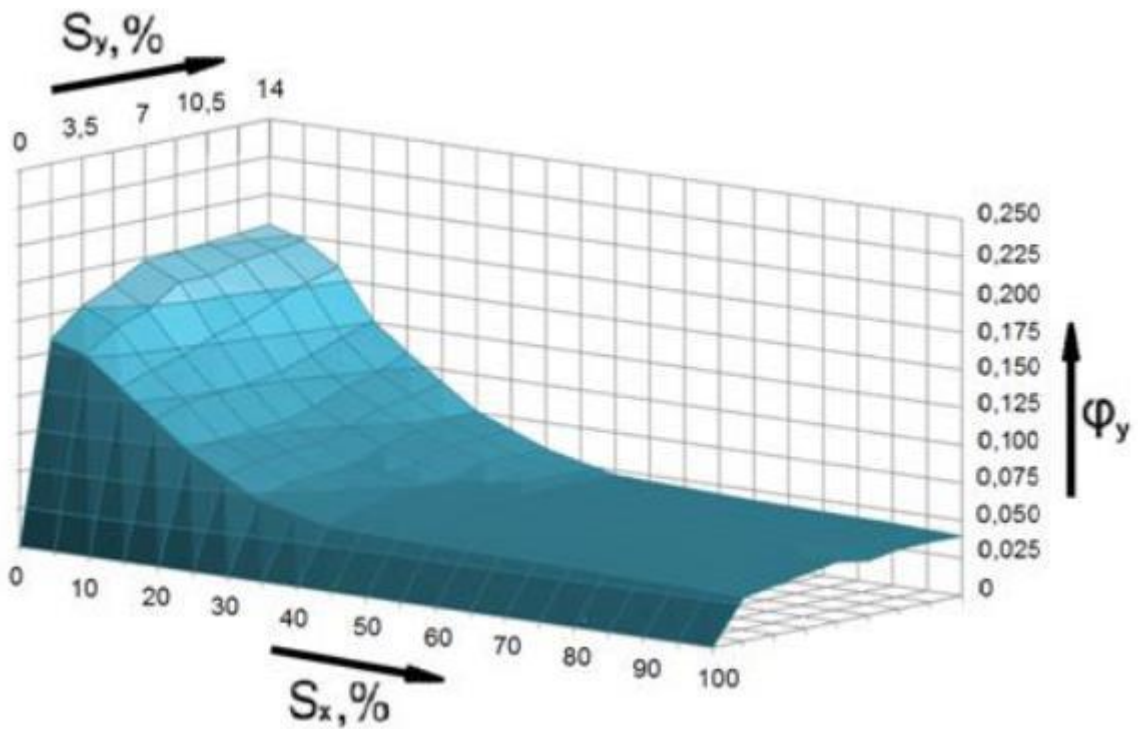


Рис. 4.6. - Поверхня $\phi_y(S_x, S_y)$ для зимових шин з шипами

На основі аналізу побудованих поверхонь можна стверджувати, що максимум поверхні $\phi_x(S_x, S_y)$ для шини з шипами йде у бік великих ковзань в повздовжньому напрямі S_x . Для нешипованих шин це зростання менше. В

поперечному напрямі S_y під час зростання ковзань поверхня $\varphi_x(S_x, S_y)$ для шини з шипами падає з меншою інтенсивністю, ніж поверхня для нешипованої шини.

Абсолютний максимум поверхні для шини з шипами виріс зі значення 0,165 до 0,180.

В поперечному напрямку (рис. 4.4 та рис. 4.6) поверхня $\varphi_y(S_x, S_y)$ для шини з шипами не має яскраво вираженого максимуму, ніж для нешипованої.

Абсолютний максимум поверхні для шини з шипами виріс зі значення 0,162 до 0,18 та продовжував збільшуватись за умови збільшенні ковзання в поперечному напрямі S_y .

Шляхом векторного складання залежностей $\varphi_x(S_x, S_y)$ та $\varphi_y(S_x, S_y)$ можна отримати залежність $\varphi_\Sigma(S_x, S_y)$, яка описує сумарне зчеплення шини з опорною поверхнею, рис.4.7 - 4.8.

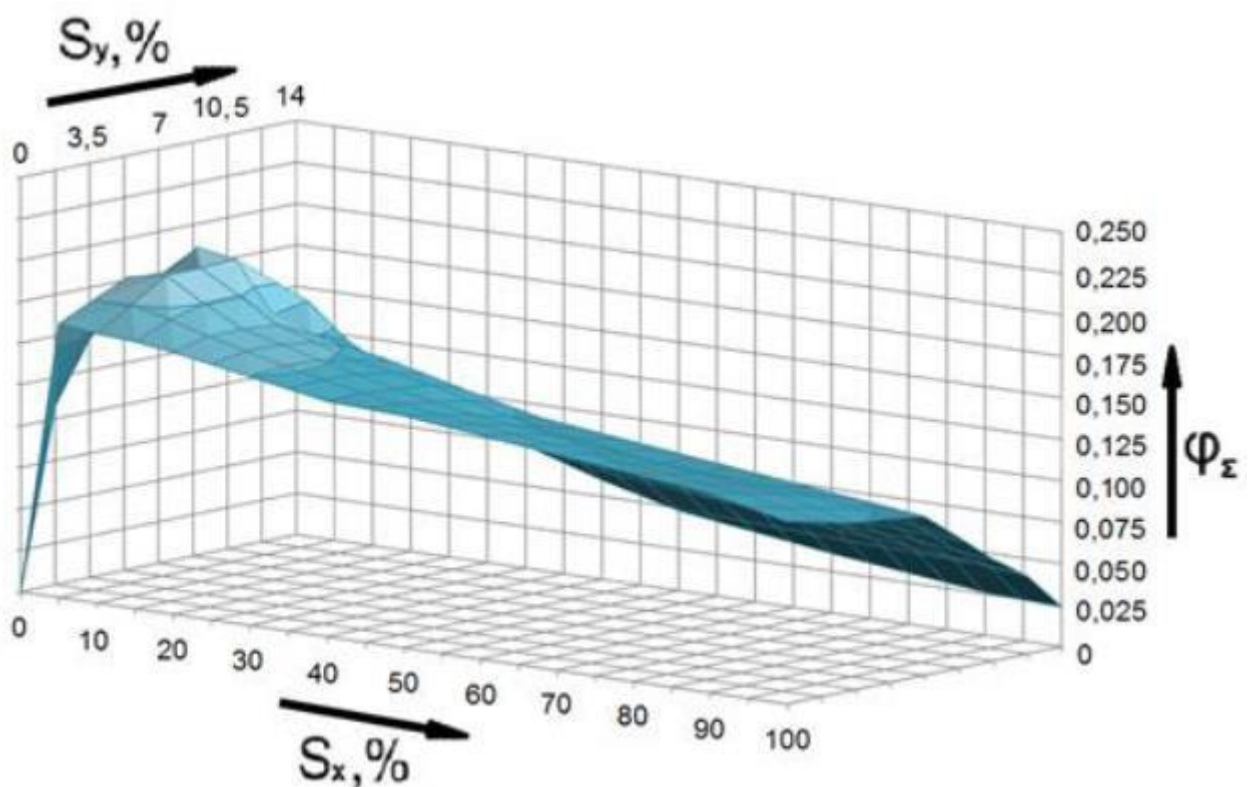


Рис. 4.7. - Поверхня $\varphi_\Sigma(S_x, S_y)$ на льоду для зимової шини без шипів

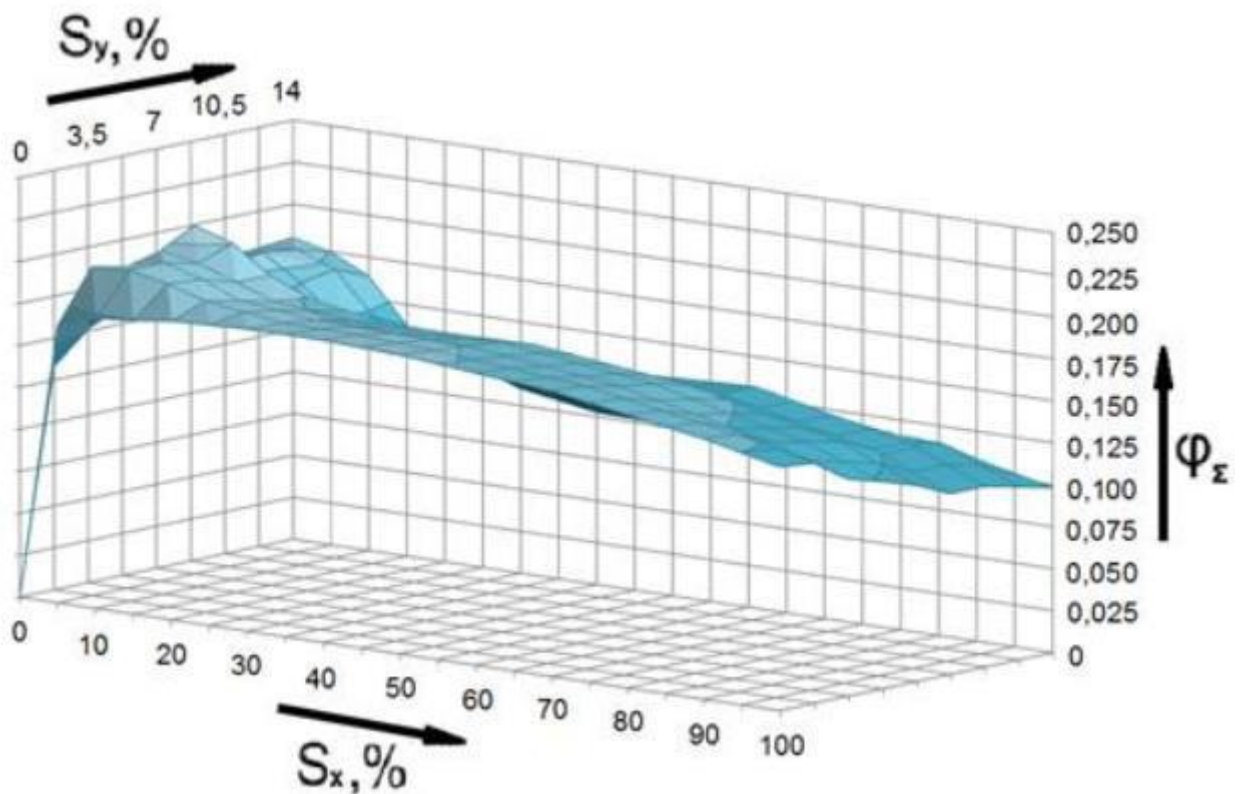


Рис. 4.8. - Поверхня $\varphi_{\Sigma}(S_x, S_y)$ на льоду для зимової шини з шипами

Аналіз побудованих діаграм показує, що абсолютний максимум коефіцієнта зчеплення шипованої шини по відношенню до нешипованої виріс із значення 0,19 до 0,21. Зі зростанням ковзань, як в подовжньому, так і в поперечному напрямі, поверхня діаграми шипованої шини не має такого різкого падіння, ніж у шини баз шипів. Це пояснюється тим, що шипи на колесах працює тільки досягши ковзання колеса більше 5%, як в повздовжньому, так і в поперечному напрямках. Це створює сприятливіші умови для роботи системи ЕКС.

4.2. Ефективність дії системи ЕКС на крижаній поверхні

За результатами випробувальних маневрів «усічена синусоїда на льоду» були визначені значення кута повороту рульового колеса (α), швидкостей коліс автомобіля ($V_{\text{пп}}$, $V_{\text{пл}}$, $V_{\text{зп}}$, $V_{\text{зл}}$), модуль вектора швидкості автомобіля щодо опорної поверхні (V_a), та значення кутової швидкості автомобіля (ω_z) щодо вертикальної осі для двох типів шин: шипованої та без шипів, а також для двох

режимів стану системи ЕКС: увімкнута і відключена. Приклади цих залежностей представлені на рис. 4.9., 4.10. За допомогою формули 3.8 була розрахована кутова швидкість автомобіля, яка приймається за ідеальну та відображена на цих рисунках.

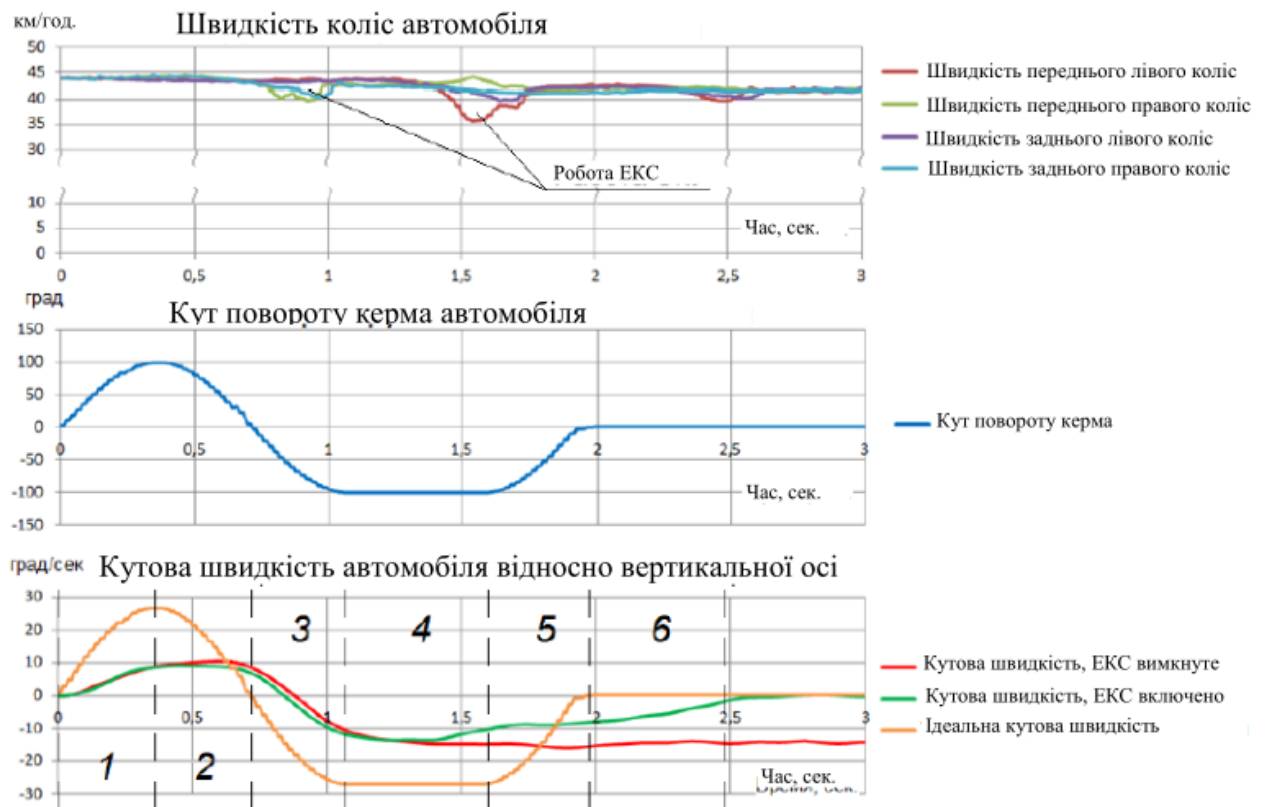


Рис. 4.9. - Залежності швидкостей коліс, кута повороту керма, реальної та ідеальної кутових швидкостей автомобіля щодо вертикальної осі від часу для шини без шипів

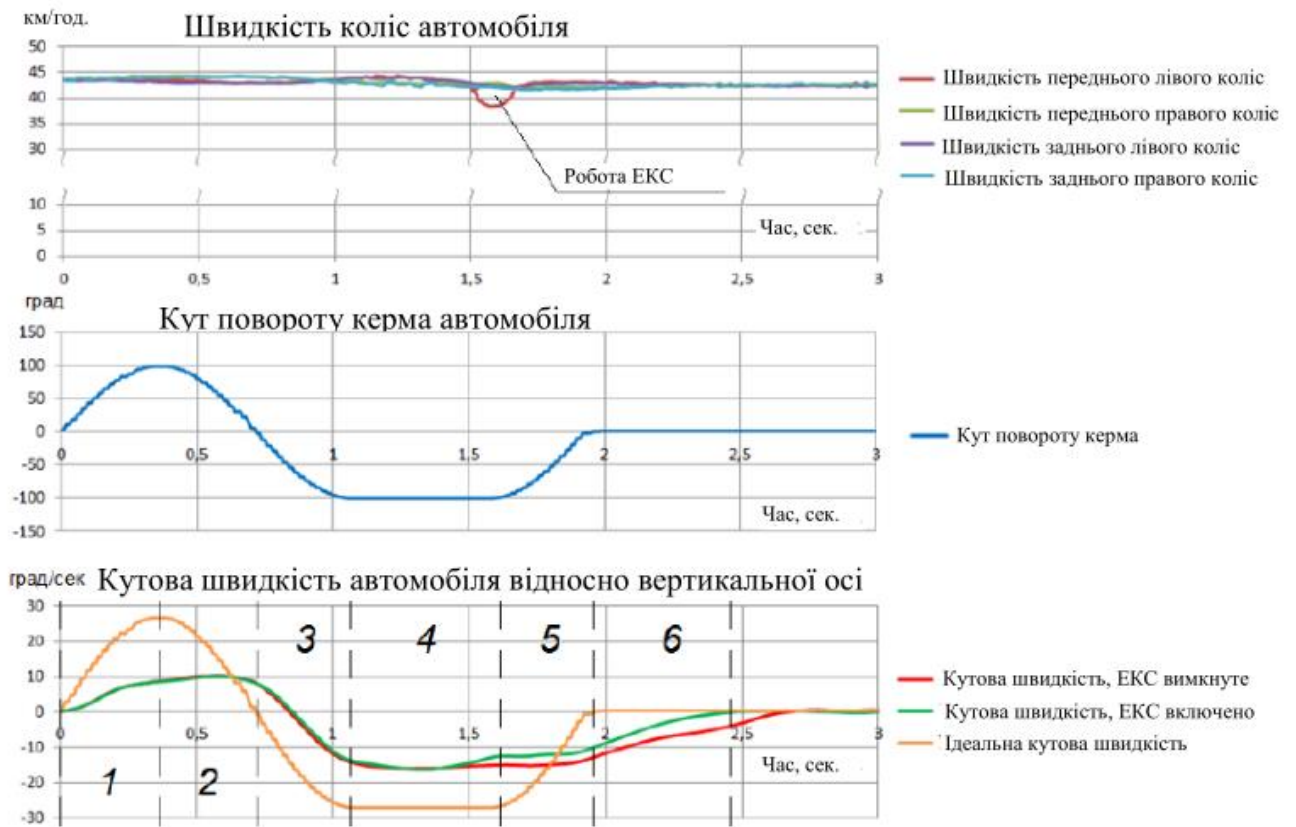


Рис. 4.10. - Залежності швидкостей коліс, кута повороту керма, реальної та ідеальної кутових швидкостей автомобіля щодо вертикальної осі від часу для шипованої шини

З представлених графіків можна визначити у які моменти часу спрацьовувала система ЕКС, та як робота системи впливає на кутову швидкість автомобіля по відношенню до вертикальної осі.

Аналізуючи побудовані діаграми можна стверджувати, що система частіше спрацьовує на нешипованих шинах, ніж на шипованих. За відключеної системи характер зміни кутової швидкості, щодо вертикальної осі ближчий до тієї, що вважається ідеальною на шипованих шинах, ніж без шипів.

Обидва ці факти пояснюються вищими зчіпними властивостями шипованих шин.

За допомогою формул 3.6 - 3.8 були розраховані значення середнього кутового прискорення автомобіля щодо вертикальної осі на ділянках, представлених в таблиці 4.5 - 4.6.

Таблиця 4.5

Значення середнього та ідеального кутового прискорення автомобіля навколо вертикальної осі по ділянках, для нешипованої шини

№ ділянки	$ \epsilon $, град/с ² прийнято ідеальним	$ \epsilon $, град/с ² ЕКС включено	$ \epsilon $, град/с ² ЕКС відключено
1.	73,4	24,6	25,1
2.	73,4	3,8	1
3.	73,4	52,6	53,7
4.	0	1,7	8,9
5.	73,4	5,6	2,9
6.	0	13,1	2,4

Таблиця 4.6

Значення середнього та ідеального кутового прискорення автомобіля навколо вертикальної осі по ділянках, для шипованої шини

№ ділянки	$ \epsilon $, град/с ² прийнято ідеальним	$ \epsilon $, град/с ² ЕКС включено	$ \epsilon $, град/с ² ЕКС відключено
1.	73,4	24,3	24,5
2.	73,4	2,1	1
3.	73,4	62,5	62,4
4.	0	1,2	2
5.	73,4	3,8	1,8
6.	0	19,6	17,8

Розраховані значення кутових прискорень потрібно порівнювати один з одним на одному типі пневматичних шин. За найкраще значення приймається та величина, яка ближча за своєю величиною до кутового прискорення, що вважається ідеальним, після першого спрацьовування системи ЕКС на ділянках №1 - №5. Ділянку №6 розглядаємо особливим чином, тобто на ній якнайкращим значенням кутового прискорення вважається найбільша величина. Аналізуючи таблиці 4.5 - 4.6 можна стверджувати, що на ділянках №2 - №5 значення кутових прискорень при включеній системі ЕКС ближчі до значень, що ідеалізуються, ніж за відключеної системи. Також на ділянці №6 найбільше значення кутового прискорення досягається коли система включена.

Для того що б визначити ефективність системи ЕКС, за умови оснащення автомобіля шипованими шинами, слід вибрати найяскравішу ділянку, де спрацьовує система ЕКС на шипованих та нешипованих шинах. У нашому випадку це ділянка №4, де кутове прискорення, що ідеалізується, рівне 0.

Ефективність дії системи ЕКС на цій ділянці визначається з виразів:

$$E_{\text{нш}} = \frac{\varepsilon_{\text{ЕКС ув нш}}}{\varepsilon_{\text{ЕКС вим нш}}} = \frac{8,9}{1,7} = 5,2 , \quad (5.1)$$

$$E_{\text{ш}} = \frac{\varepsilon_{\text{ЕКС ув ш}}}{\varepsilon_{\text{ЕКС вим ш}}} = \frac{2}{1,2} = 1,7 , \quad (5.2)$$

де: $E_{\text{нш}}$ - ефективність системи ЕКС на нешипованих шинах; $E_{\text{ш}}$ - ефективність системи ЕКС на шипованих шинах;

$\varepsilon_{\text{ЕКС ув нш}}$, $\varepsilon_{\text{ЕКС вим нш}}$ - кутове прискорення відповідно з включеною та виключеною системою ЕКС на нешипованих шинах, град/сек²;

$\varepsilon_{\text{ЕКС ув ш}}$, $\varepsilon_{\text{ЕКС вим ш}}$ - кутове прискорення відповідно з включеною та виключеною системою ЕКС на шипованих шинах, град/сек².

Аналізуючи отримані результати можна зробити висновок, що за умови оснащення автомобіля шипованими шинами ефективність дії системи ЕКС падає в 3 рази. Це пов'язано, як з формою отриманих $\varphi - S$ діаграм на шипованих та нешипованих шинах, які мають яскраво виражені відмінності та особливості, так і з підвищенням загального коефіцієнта зчеплення.

Висновки до розділу

1. Завдяки застосованій методиці досліджень експериментально отримані ϕ - S діаграми в подовжньому та поперечному напрямках з відведенням для шипованої і нешипованої шини на льоду. Встановлена різниця в характері протікання ϕ - S діаграм шипованої та нешипованої шини на льоду як в подовжньому, так і в поперечному напрямках.

2. Проведена експериментальна оцінка ефективності дії ЕКС по запропонованому критерію. Коефіцієнти ефективності системи показали, що незалежно від типу встановленої шини, значення кутових прискорень ближчі до ідеальних з включеною системою, ніж при відключеній.

3. Експериментально підтверджене зниження ефективності дії системи ЕКС, на ділянці №4, автомобіля Nissan X-trail, оснащеного шипованими шинами Yokohama iceGUARD Stud IG55 в 3 рази, в порівнянні з аналогічними без шипів.

ВИСНОВКИ

1. Проведений аналіз існуючих конструкцій, принципів функціонування ЕКС та чинних міжнародних методик оцінки їхньої ефективності (Правила ЄЕК ООН №13Н, Глобальні технічні правила №8) підтвердив відсутність уніфікованих критеріїв і методик для визначення ефективності системи на низькоадгезійних покриттях та для автомобілів, оснащених шипованими шинами.

2. Обґрунтовано та розроблено методику дорожніх випробувань, яка дозволяє отримати необхідні для дослідження $\phi - S$ діаграми (коефіцієнт зчеплення – ковзання) шипованих та нешипованих шин з кутом відведення на обледенілій поверхні. В основу методу покладено обробку даних, зареєстрованих під час виконання маневрів «гальмування задньою віссю в повороті» та «гальмування одним колесом».

3. Експериментально отримано нові $\phi - S$ діаграми для шипованих та нешипованих шин у поздовжньому та поперечному напрямках на льоду. Встановлено, що ці діаграми мають значні відмінності: зокрема, для шипованої шини при куті відведення 6° максимальний поздовжній коефіцієнт зчеплення становить 0,140 (при ковзанні 60%), тоді як для нешипованої шини він складає лише 0,090 (при ковзанні 15%), що підтверджує якісну різницю у взаємодії цих типів шин з льодом.

4. Розроблено метод та запропоновано критерій оцінки ефективності дії системи ЕКС на крижаній поверхні. Критерій полягає у порівнянні середніх значень кутового прискорення автомобіля із ідеалізованим значенням, що дозволяє об'єктивно оцінювати роботу системи для автомобілів із шипованими шинами.

5. Проведено експериментальні дослідження ефективності дії системи ЕКС на льоду для автомобіля, оснащеного різними типами шин. Порівняльний аналіз підтвердив, що наявність і характеристики шипованих шин суттєво впливають на реакцію та ступінь втручання ЕКС, що вказує на необхідність адаптації

алгоритмів системи до унікальних зчіпних властивостей цих шин для досягнення оптимальної активної безпеки.

Експериментально підтверджене зниження ефективності дії системи ЕКС, автомобіля Nissan X-trail, оснащеного шипованими шинами Yokohama iceGUARD Stud IG55 в 3 рази, в порівнянні з аналогічними без шипів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Правила ЄЕК ООН №13-Н. Гальмування транспортних засобів.
2. Глобальні технічні правила №8 (GTR No. 8). Електронна система контролю стійкості (ESC). Прийнято: 26.06.2008. Режим доступу: <https://unece.org/transport/vehicle-regulations/gtr/gtr-8-electronic-stability-control-systems>.
3. <http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2012/wp29/ECE-TRANS-WP29-2012-105u.pdf>.
4. Волков В.П., Вільський Г.Б. Теорія руху автомобіля. Суми: Університетська книга, 2010. 320 с.
5. Учні матеріали Toyota «Brake Systems - Basic Diagnosis» Електрон. видання. Київ, 2014 Режим доступу: <https://lms.toyota-europe.com>.
6. Дигало В. Г., Ревин А. А. Технологія випробування систем активної безпеки транспортних засобів: монографія. Київ: Арістей, 2012. 388 с.
7. Pacejka, H.B. Tire and Vehicle Dynamics. Society of Automotive Engineers, Inc., 2002. – ISBN 0768011264.
8. Калінін Г.С. Електронні системи активної безпеки автомобіля. Підручник. Київ: НТУ, 2019. 450 с.
9. Fancher P. S., Bareket Z. Tire Models for Simulating the Braking and Steering Performance of Commercial Vehicles. SAE Technical Paper 2005-01-3444, 2005.
10. Вікович І.А. Теорія руху транспортних засобів. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2013. 672 с.
11. Гащук П.М., Дубно М.В., Нефьодов О.Ф. Ідентифікація і нормування потенціалу автомобіля. Львів: Тріада ПЛЮС, 2007. 240 с.
12. Ваги автомобільні переносні ВПП-2-1 Паспорт. Київ: Ваговимірювальні системи, 2010. 12 с.
13. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Київ: Арістей, 2006. 176 с.

14. Зотов, Н.М., Балакіна Е. В. Using the $\varphi - \alpha$ Nomogram in Calculating the Dynamics of a Braked Wheel // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2007. - Vol. 36, No. 2. С. 193-198. Англ.
15. Шпильовий М.М. Дослідження впливу проковзування на зчіпні властивості шини в умовах обмеженого зчеплення / М.М. Шпильовий // Вісник ЖДТУ. - 2015. - № 4. - С. 132-137.
16. Говорущенко М.М., Клепанда Ю.О. Дослідження впливу профілю шини на характеристики гальмування автомобіля на слизькому покритті // Автомобільний транспорт. - 2016. - № 38. - С. 60-65.
17. Левтеров А.П. Вплив температури дорожнього покриття на коефіцієнт зчеплення шин з льодом // Збірник наукових праць. - 2018. - № 1. - С. 115-120.
18. Fridstrom, L. The Safety Effect of Studded Tyres in Norwegian Cities / L. Fridstrom // Nordic Road and Transport Research. - № 1, 2001.
19. Саміленко А.С. Визначення коефіцієнта зчеплення на льоду для шипованих шин / А.С. Саміленко // Інженерія та технології. - 2019. - № 1. - С. 75-82.
20. Данилов В.І. Аналіз застосування електронної системи курсової стійкості (ЕКС) на автомобілях / В.І. Данилов // Інформаційні системи в автомобілебудуванні. - 2013. - № 1. - С. 120-125.
21. Воїнов С.В. Удосконалення діагностики несправностей автомобілів, обладнаних електронними системами керування / С.В. Воїнов // Проблеми та перспективи автомобільного транспорту. - 2012. - № 3. - С. 110-115.
22. Посібник з експлуатації Nissan X-Trail III. - S.l.: Вид-во Nisan-Werke Aktiengesellschaft, 2014. <https://www.nissan.ua>.
23. Базовий курс Nissan X-Trail III. Електрон. видання. Київ, 2014. Режим доступу: <http://www.abw.by/news/157741/>.
24. Глушков Д.Д. Моделювання динаміки автомобіля з системою ЕКС на слизькому покритті / Д.Д. Глушков // Автомобільний транспорт. - 2014. - № 2. - С. 105-112.

25. Kasa D., Kasa Z. Modeling of Vehicle Dynamics and ESC System on Low Friction Surfaces. // Transportation Research Procedia. - Vol. 14, 2016. - P. 1110–1119.
26. Шейко А.Ю. Теоретичне обґрунтування методики дослідження ефективності систем ЕРС // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. - 2015. - № 2. - С. 136-141.
27. Літвінов А.В., Рикун В.М. Особливості калібрування системи ESC для зимових умов експлуатації // Проблеми та перспективи розвитку автомобільного транспорту. - 2021. - № 5. - С. 70-75.
28. Дяченко М.А. Аналіз ефективності роботи систем активної безпеки автомобілів / М.А. Дяченко // Збірник наукових праць. - 2016. - № 1. - С. 88-93.
29. Гаврилов П.П. Удосконалення методів оцінки ефективності роботи системи ЕКС / П.П. Гаврилов // Вісник НТУ. - 2017. - № 3. - С. 98-105.
30. Мельник О.В. Дослідження технічних характеристик автомобілів, обладнаних системою ЕКС / О.В. Мельник // Автомобільний транспорт. - 2018. - № 4. - С. 118-125.
31. Смирнов І.В. Аналіз зчіпних властивостей шипованих шин на льоду / І.В. Смирнов // Наукові нотатки. - 2020. - № 2. - С. 60-67.