

А. А. Кашканов
В. М. Ребедайло
В. А. Кашканов

ОЦІНКА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ГАЛЬМОВИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ НЕТОЧНОСТІ ВИХІДНИХ ДАНИХ



Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

Кашканов А. А., Ребедаило В. М., Кашканов В. А.

**ОЦІНКА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ГАЛЬМОВИХ
ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛІВ
В УМОВАХ НЕТОЧНОСТІ ВИХІДНИХ ДАНИХ**

Монографія

Вінниця
ВНТУ
2010

УДК 629.1:519.8:656.1

ББК 39.33-01

К 31

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 4 від 26.11.2009 р.)

Рецензенти:

В. Ф. Анісімов, доктор технічних наук, професор

А. П. Поляков, доктор технічних наук, професор

Кашканов, А. А.

К 31 Оцінка експлуатаційних гальмових властивостей автомобілів в умовах неточності вихідних даних : монографія / А. А. Кашканов, В. М. Ребедайло, В. А. Кашканов. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 148 с.

ISBN 978-966-641-364-5

Розглянуті експлуатаційні гальмові властивості автомобілів в дорожніх умовах при проведенні автотехнічних експертиз ДТП, моделі оцінки коефіцієнта зчеплення автомобіля з дорогою та оцінки траєкторії руху автомобіля при гальмуванні. Розроблено експертно-моделюючу систему "Автоексперт" для автоматизації найбільш трудомістких процедур прогнозування поведінки автомобіля при гальмуванні, в умовах неточності вихідних даних.

Монографія розрахована на науковців, спеціалістів з автотехнічної експертизи ДТП, викладачів, аспірантів та студентів транспортних спеціальностей.

УДК 629.1:519.8:656.1

ББК 39.33-01

ISBN 978-966-641-364-5

© А. Кашканов, В. Ребедайло, В. Кашканов, 2010

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ГАЛЬМОВИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛІВ ПРИ ЕКСПЕРТИЗИ ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНИХ ПРИГОД.....	8
1.1. Задачі автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод та актуальність побудови методу оцінки гальмових властивостей автомобіля в дорожніх умовах.....	8
1.2. Основні напрямки використання математичних методів для оцінки гальмових властивостей автомобіля в практиці ав- тотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод.....	11
1.3. Принципи побудови моделей для оцінки гальмових влас- тивостей автомобіля на нечіткій логіці.....	18
1.4. Постановка задач дослідження.....	24
Висновки з розділу 1.....	25
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ОЦІНКИ ГАЛЬМОВИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ НА НЕЧІТКІЙ ЛОГІЦІ.....	26
2.1. Загальна методика побудови моделей.....	26
2.2. Розробка математичної моделі для оцінки коефіцієнта зче- плення коліс автомобіля з дорожнім покриттям.	31
2.2.1. Аналіз і відбір факторів, що впливають на коефіцієнт зчеплення.....	31
2.2.2. Побудова функцій належності для оцінки факторів впливу.....	36
2.2.3. Розробка бази знань та навчальної вибірки для моделі коефіцієнта зчеплення.....	40
2.2.4. Налаштування моделі.....	48
2.3. Розробка математичних моделей для оцінки величини гальмового моменту на колесах автомобіля при гальмуванні... ..	52
2.3.1. Аналіз і відбір факторів, що впливають на величину гальмового моменту.....	52
2.3.2. Побудова функцій належності для оцінки факторів впливу.....	58
2.3.3. Розробка баз знань та навчальних вибірок для моделей оцінки гальмового моменту.....	61
2.3.4. Налаштування моделей.....	70
Висновки з розділу 2.....	78
РОЗДІЛ 3. ОЦІНКА ТРАЄКТОРІЇ РУХУ АВТОМОБІЛЯ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ.....	79

3.1. Аналіз існуючих підходів до оцінки траєкторії руху автомобіля при гальмуванні.....	79
3.2. Розробка моделі для оцінки траєкторії руху автомобіля при гальмуванні.....	86
3.2.1. Динаміка процесу гальмування.....	86
3.2.2. Реакції, що діють на автомобіль при гальмуванні.....	89
3.2.3. Оцінка параметрів траєкторії руху автомобіля.....	93
3.3. Рекомендації щодо застосування моделі.....	94
Висновки з розділу 3.....	95
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ПЕРЕВІРКА РОЗРОБЛЕНИХ МОДЕЛЕЙ ТА АЛГОРИТМІВ.....	96
4.1. Дослідження траєкторії руху задньопривідного автомобіля в гальмовому режимі.....	96
4.1.1. Нерівномірність дії гальмових моментів.....	98
4.1.2. Бічне зміщення центру мас.....	99
4.1.3. Нерівномірність розподілу коефіцієнта зчеплення по колесам автомобіля.....	100
4.2. Дослідження дорожньо-транспортних пригод, пов'язаних зі зміною траєкторії руху автомобіля при гальмуванні.....	101
4.2.1. Нерівномірність дії гальмових моментів.....	101
4.2.2. Бічне зміщення центру мас при нерівномірній дії гальмівних моментів.....	106
4.2.3. Нерівномірність розподілу коефіцієнта зчеплення по колесам автомобіля.....	109
Висновки з розділу 4.....	111
РОЗДІЛ 5. МЕТОДИКА І ПРАКТИКА ОЦІНКИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ГАЛЬМОВИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ НЕТОЧНОСТІ ВИХІДНИХ ДАНИХ.....	112
5.1. Методика оцінки експлуатаційних гальмових властивостей автомобіля в умовах неточності вихідних даних.....	112
5.2. Приклади оцінки гальмових властивостей автомобіля.....	115
5.2.1. Оцінка шляху, необхідного для зупинки автомобіля.....	115
5.2.2. Оцінка траєкторії руху автомобіля при гальмуванні.....	119
5.3. Експертно-моделююча система для автоматизації розрахунків при аналізі ДТП.....	128
Висновки з розділу 5.....	131
ВИСНОВКИ.....	132
ЛІТЕРАТУРА.....	134
ДОДАТОК А. Екранні форми експертно-моделюючої системи «Автоексперт».....	143

ВСТУП

В історії розвитку транспорту і організації перевезень питанням підвищення безпеки руху завжди приділялось багато уваги. Проте протягом тисячоліть не було особливо гострої необхідності суворо уникати конфліктів і контактів між пішоходами і транспортом, оскільки різниця швидкостей була невелика. Найбільшу гостроту транспортні конфлікти отримали після появи автомобіля. Велика маса і особливо велика швидкість автомобіля – джерела конфліктних ситуацій (дорожньо-транспортних пригод). Зростає число транспортних конфліктів на вулицях і дорогах почало перетворюватися у важку проблему суспільства, яка завдає значних збитків як державним установам, так і окремим громадянам.

На сучасному етапі розвитку України чітко прослідковуються тенденції зростання кількості транспортних засобів на дорогах України та погіршення якості дорожніх покриттів. Це зумовлює підвищений рівень аварійності на шляхах країни. За останні п'ять років в Україні зареєстровано майже 212,9 тис. дорожньо-транспортних пригод (ДТП), з яких загинуло 37,8 тис. і травмовано 229,4 тис. чоловік.

Найпоширенішими видами пригод залишаються наїзди на пішоходів, зіткнення та перекидання транспортних засобів, на них припало 78% від усіх ДТП.

Оскільки основним фактором попередження ДТП є процес гальмування, розробка методів оцінки гальмових властивостей пов'язана, перш за все, із забезпеченням безпеки дорожнього руху з метою визначення найбільш ефективних напрямків боротьби з аварійністю. Особливу увагу в проблемі оцінки гальмових властивостей привертає те, що в теорії автомобіля, яка є теоретичною основою для відновлення механізму пригод, детально вивчено лише випадок екстреного гальмування з повним використанням сил зчеплення. Крім того, збільшенню суб'єктивізму при розслідуванні пригод сприяє неточність вихідних даних, які часто носять якісний характер.

Метою дослідження, результати якого лягли в основу цієї монографії, є підвищення об'єктивності розслідування ДТП за рахунок створення методу оцінки експлуатаційних гальмових властивостей автомобіля в дорожніх умовах, який дозволив би теоретично відтворити траєкторію руху загальмованого автомобіля навіть при наявності неточних вихідних даних.

Для досягнення поставленої мети розв'язано такі задачі:

- проведено аналіз основних напрямків застосування математичних методів в практиці дослідження дорожньо-транспортних пригод при гальмуванні; оцінено їх недоліки; сформульовано принципи побудови моделей для оцінки експлуатаційних гальмових властивостей автомобіля на базі теорії нечітких множин;

- розроблено на базі теорії нечітких множин математичну модель для оцінки коефіцієнта зчеплення коліс автомобіля з дорожнім покриттям; проведено натурний експеримент для отримання навчальної вибірки і настройки цієї моделі;

- розроблено на базі теорії нечітких множин математичні моделі для оцінки величин гальмового моменту на колесах автомобіля при гальмуванні;

- розроблено математичну модель для оцінки траєкторії руху автомобіля при гальмуванні;

- виконано експериментальне дослідження поведінки автомобіля при гальмуванні з врахуванням величини гальмових моментів, які були прикладені до коліс автомобіля, величини коефіцієнта зчеплення по бортах автомобіля, а також поперечного зміщення центра мас автомобіля в наслідок нерівномірного розподілу вантажу;

- створено метод оцінки експлуатаційних гальмових властивостей автомобіля в дорожніх умовах та побудовано на його основі експертно-моделюючу систему для автоматизації розрахунків.

В результаті виконаних наукових досліджень був визначений взаємозв'язок між характером руху автомобіля і коефіцієнтами зчеплення та гальмовими моментами на кожному колесі з урахуванням поперечного зміщення центра мас автомобіля в умовах неточності вихідних даних. В якості критерію використовувалось питоме сповільнення.

Отримані математичні моделі та результати експериментальних досліджень дозволили:

- розробити методику визначення діючих значень коефіцієнта зчеплення на основі інформації протоколів дорожньо-транспортних пригод;

- розробити методику розрахунку гальмових моментів, які діяли на колесах автомобіля під час аварійної ситуації;

- розробити метод і алгоритм оцінки експлуатаційних гальмових властивостей автомобіля в дорожніх умовах при наявності неточних вихідних даних;

– побудувати експертно-моделюючу система для оцінки траєкторії руху загальмованого автомобіля, яка може бути використана в автотехнічній експертизі ДТП для виявлення причин та умов, що сприяли виникненню пригоди. Програмне забезпечення впроваджено в експертно-криміналістичному відділі управління МВС України у Вінницькій області.

Книга містить п'ять розділів.

В першому розділі проведено огляд та аналіз методів оцінки гальмових властивостей автомобілів при експертизі дорожньо-транспортних пригод. Сформульовано основні задачі дослідження.

В другому розділі запропоновано новий підхід до побудови математичних моделей для оцінки гальмових властивостей автомобілів. Проведено натурний експеримент з визначення коефіцієнта зчеплення, запропоновано алгоритм і математичну модель визначення коефіцієнта зчеплення коліс автомобіля з дорожнім покриттям з даних протоколів ДТП. Проведено структурну ідентифікацію моделей для оцінки величин гальмового моменту на колесах автомобіля при гальмуванні з використанням теорії нечітких множин.

В третьому розділі проаналізовано існуючі підходи до оцінки траєкторії руху автомобіля при гальмуванні та розроблено нову математичну модель оцінки цього процесу.

В четвертому розділі викладені результати експериментальної перевірки розроблених моделей та алгоритмів.

В п'ятому розділі описано створений метод оцінки експлуатаційних гальмових властивостей автомобіля в дорожніх умовах та побудовано на його основі експертно-моделюючу систему для автоматизації розрахунків.

Весь цикл досліджень, представлених в монографії, здійснено А. А. Кашкановим, – ним же написано всі основні розділи монографії. В. М. Ребедаїлу належить постановка задачі для дослідження та загальне наукове керівництво цими дослідженнями. В. А. Кашканову – безпосередня участь в проведенні експериментів та розробці програмного забезпечення.

Автори висловлюють подяку д. т. н., проф. О. П. Ротштейну за цінні зауваження і поради, що сприяли поліпшенню моделей оцінки коефіцієнта зчеплення та гальмових моментів, а також за допомогу в їх оптимізації.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ГАЛЬМОВИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛІВ ПРИ ЕКСПЕРТИЗИ ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНИХ ПРИГОД

В цьому розділі розглядаються типові задачі, які виникають при проведенні автотехнічних експертиз ДТП, що сталися внаслідок зміни напрямку руху автомобіля при гальмуванні, аналізуються основні напрямки застосування математичних методів для оцінки гальмових властивостей при дослідженні аварійних ситуацій, формулюються науково-методичні принципи застосування теорії нечітких множин при побудові моделей для оцінки гальмових властивостей автомобіля і на цій основі ставляться задачі дослідження.

1.1. Задачі автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод та актуальність побудови методу оцінки гальмових властивостей автомобіля в дорожніх умовах

Експертизою називають дослідження будь-яких матеріальних об'єктів, процесів, явищ, яке проводиться за чийось дорученням спеціалістом у певній галузі знань (експертом) для вирішення питання, що відноситься до цієї галузі, з представленням мотивованого висновку [29].

При експертизі дорожньо-транспортних пригод виконується комплексне науково-технічне дослідження всіх аспектів кожної пригоди окремо. Як відомо, кожна ДТП має свої певні особливості, при чому в більшості пригод одночасно діють декілька видів причинно-наслідкових зв'язків. Це ускладнює експертизу ДТП і зумовлює необхідність шляхом інженерного аналізу встановлювати частинні технічні, причинно-наслідкові, функціональні, часові та інші зв'язки, які діяли в процесі пригоди. Великою мірою об'єктивність розслідування залежить від правильності вибору початкових даних та методики інженерного розрахунку.

Відомо, що найпоширенішими видами пригод є наїзди на пішоходів, зіткнення та перекидання транспортних засобів (ТЗ) – на них припадає 78 % від усіх ДТП [27]. Крім того, вивчення вже скоєних ДТП

показує, що для їх попередження в 75,9% випадків використовувались гальмові системи [83].

Спираючись на ці статистичні дані, можна виділити задачі оцінки гальмових властивостей автомобіля, які досить часто доводиться розв'язувати при аналізі ДТП. Наведемо деякі з них.

Задача 1. Визначення коефіцієнта зчеплення коліс автомобіля з дорожнім покриттям.

В цій задачі необхідно визначити величину коефіцієнта зчеплення в практичному діапазоні його зміни (0–0,8).

При прийнятті рішення беруться до уваги такі фактори впливу: вид дорожнього покриття, стан дорожнього покриття, тип шин, ступінь проковзання шин, зношеність шин, тиск в шині, навантаження на колесо, швидкість автомобіля.

Значення перерахованих факторів встановлюються з даних протоколів ДТП.

Задача 2. Прогнозування зупинного шляху автомобіля.

В цій задачі необхідно встановити величину зупинного шляху автомобіля при певних умовах руху.

Прийняття рішення здійснюється на основі оцінки таких факторів:

- ситуаційний час реакції водія, який залежить від дорожньо-транспортної ситуації;
- час запізнення спрацювання гальмового приводу, який залежить від типу та стану гальмового приводу;
- час наростання сповільнення, який залежить від конструкції та стану гальмової системи;
- сповільнення при гальмуванні, яке визначається величиною коефіцієнта зчеплення, прикладеним гальмовим зусиллям та технічним станом гальмового механізму;
- швидкість автомобіля до початку гальмування.

Задача 3. Прогнозування величин гальмових моментів на колесах автомобіля в момент аварійної ситуації.

В цій задачі розв'язком є величина гальмового моменту, яка визначається ступенем натискання на важіль гальма. Крім того на нього чинить вплив конструкція гальмового приводу і гальмових механізмів. Оскільки найбільше поширення в конструкції легкових автомобілів отримали 3 схеми гальмових механізмів [65]: дискові, барабанні з рівними привідними силами та одностороннім розташуванням опор,

барабанні з рівними привідними силами та рознесеними опорами, то існує три групи факторів впливу та функціонального зв'язку.

При дискових гальмових механізмах в групу факторів впливу входять: привідна сила, коефіцієнт тертя, середній радіус поверхні тертя. При барабанних гальмових механізмах з рівними привідними силами і одностороннім розташуванням опор та з рівними привідними силами і рознесеними опорами групи факторів збігаються: привідна сила, коефіцієнт тертя, радіус барабана, плече нормальної сили, плече привідної сили, кут обхвату. Однак, має місце різний функціональний зв'язок в системі «фактори впливу–гальмовий момент».

Задача 4. Оцінки траєкторії руху автомобіля при гальмуванні.

Це комплексна задача, в якій необхідно виявити причини, що примусили автомобіль відхилитися від заданої траєкторії руху. Для її успішного вирішення необхідно врахувати фактори, які залежать від конструкції автомобіля (база автомобіля, колія, маса, розташування центра мас та його зміщення в наслідок нерівномірного розподілу навантаження), умов руху (вид та стан дорожнього покриття), технічного стану автомобіля (зношеність шин, справність гальмової системи та її окремих елементів), режиму руху (швидкість автомобіля, інтенсивність сповільнення), і на їх основі спрогнозувати траєкторію руху під час аварійної ситуації.

Із наведених прикладів видно, що кожна з задач оцінки гальмових властивостей автомобіля при дослідженні ДТП може розглядатися як пошук відображення:

$$X^* = (X_1^*, X_2^*, \dots, X_n^*) \rightarrow Y_j \in Y = (\underline{y}, \bar{y}), \quad (1.1)$$

де X^* - множина факторів впливу для конкретної задачі, Y - множина рішень про значення конкретної вихідної величини.

Основні труднощі розв'язування такого роду задач обумовлені такими причинами:

1. Для прийняття об'єктивного рішення про причини аварії необхідно враховувати дуже велике число факторів впливу. Крім того, в більшості дорожньо-транспортних пригод одночасно діють декілька видів причинно-наслідкових зв'язків [7].

2. Відсутні аналітичні залежності між факторами впливу (причинами) і відповідним наслідком або існують великі труднощі при застосуванні відомих, оскільки ці фактори різноманітні за характером: вони можуть бути кількісними (швидкість руху автомобіля, маса вантажу, тиск в шині), якісними (тип шин, вид і стан дорожнього покриття). Та й навіть інформація про кількісні величини часто буває подана в лінгвістичній формі.

3. Основні труднощі розв'язання задачі оцінки траєкторії руху автомобіля при гальмуванні полягають в тому, що досі в теорії автомобіля [3, 10, 13, 19, 21, 24, 47, 48, 54, 57, 70] детально розглянуто лише випадок екстреного гальмування з повним використанням сил зчеплення, тоді як досить велика кількість пригод відбувається під час службового гальмування.

В цих умовах стає очевидною актуальність проблеми побудови методики та автоматизованої експертної системи для оцінки експлуатаційних гальмових властивостей автомобіля в дорожніх умовах.

Не зважаючи на велику кількість публікацій з теорії та застосування експертних систем, а також інтелектуальних систем прийняття рішень [5, 39, 45, 51, 56, 58, 73 - 77, 84, 106, 107] на сьогодні відсутні зручні інструментальні засоби, які дозволяють створювати такі системи і впроваджувати їх в практику автотехнічної експертизи. На наш погляд, це обумовлено недостатньою ефективністю математичних методів, які традиційно застосовуються в теорії автомобіля для моделювання залежностей між факторами впливу (причинами) і наслідком. Обґрунтування цього твердження розглядається в наступному розділі.

1.2. Основні напрямки використання математичних методів для оцінки гальмових властивостей автомобіля в практиці автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод

Оскільки проведення експертизи передбачає прийняття певних рішень, то для вирішення проблеми автоматизації цього виду діяльності можуть використовуватися багато з формальних методів, які розроблені в рамках кібернетичної науки [18, 42, 109]. Проте, судячи зі спеціальних публікацій з теорії та розрахунку автомобіля [3, 10, 13, 15, 17, 20, 21, 24, 26, 34, 35, 37, 47, 48, 54, 57, 59, 60, 65, 68, 70, 100, 101, 102], які є теоретичною основою для проведення автотехнічної

експертизи, та з експертизи ДТП [7, 12, 23, 29, 36, 50], найбільше розповсюдження отримали: імовірісно-статистичний підхід, регресійний аналіз, метод фазового інтервалу і логічний висновок.

А) Імовірісно-статистичний підхід [12, 16, 30, 36]

Він переважно використовується для оцінки достовірності кількісних показників, значення яких можуть приймати неперервний ряд значень, і найчастіше полягає в розрахунку довірчого інтервалу (похибки) при заданій довірчій імовірності.

Нехай за даними вимірювань x_1, x_2, \dots, x_n розрахована середня величина

$$\bar{x} = \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{n}. \quad (1.2)$$

Очевидно, що \bar{x} не обов'язково збігається з істинним значенням оцінюваного параметра x і в загальному випадку існує відмінна від нуля різниця величин \bar{x} та x : $0 \leq |\bar{x} - x| < \delta$.

Додатне значення δ задає похибку і характеризує достовірність параметра, що вимірюється. Як правило, справедливості нерівності $|\bar{x} - x| < \delta$ стверджується тільки з деякою імовірністю γ , яка називається «довірчою імовірністю». Звичайно довірчу імовірність задають рівною 0,95, 0,99 або 0,999 і при відомому її значенні обчислюють похибку δ .

Для нормального закону розподілу x_1, x_2, \dots, x_n похибка параметра δ обчислюється з формули [12]

$$\delta = t_\gamma (S\sqrt{n}), \quad (1.3)$$

де n – об'єм вибірки (число вимірювань значення x);

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n n_i (x_i - \bar{x})^2}{n-1}} \text{ – виправлене «середнє квадратичне відхилення»};$$

t_γ – коефіцієнт Стьюдента, який знаходять з таблиць.

Інтервал $(\bar{x} - \delta, \bar{x} + \delta)$, який покриває невідоме значення параметра x з імовірністю γ , називається «довірчим інтервалом». Скоротити довірчий інтервал можна або збільшуючи число вимірювань n , або зменшуючи довірчу імовірність.

Різним модифікаціям імовірнісно-статистичного підходу, який використовується при експертизі ДТП, властиві наступні обмеження:

1. Статистична інформація, необхідна для застосування імовірнісно-статистичних методів, як правило, відсутня. Її збір, обробка і зберігання пов'язані зі значними організаційними та обчислювальними труднощами.

2. Статистичні методи не дозволяють категорично стверджувати, що нерівність $|\bar{x} - x| < \delta$ буде виконуватися у всіх випадках, яким би великим не було значення похибки δ .

3. Значну трудність становить внесення до моделі нової інформації, що зумовлено необхідністю перерахунку всіх статистичних оцінок параметрів.

Б) Регресійний аналіз [23, 34, 35, 60]

Нехай q – деякий вихідний параметр (наприклад, швидкість автомобіля), значення якого необхідно визначити, і q залежать від вектора вхідних параметрів $X = (X_1, X_2, \dots, X_n)$. Тоді, використовуючи методи теорії планування експерименту [60], можна побудувати рівняння лінійної регресії

$$q = a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + \dots + a_n \cdot x_n, \quad (1.4)$$

де a_0, a_1, \dots, a_n – невідомі коефіцієнти, які визначаються методом найменших квадратів.

При необхідності врахування парних взаємодій параметрів, рівняння регресії ускладнюється і набуває нелінійного характеру.

Основні обмеження такого підходу:

1. За допомогою регресійного аналізу можуть вирішуватися лише ті задачі, в яких параметри впливу і вихідний розв'язок (величина) носять кількісний характер.

2. Значення вихідного параметра q , яке вираховується за допомогою регресійної моделі, сильно чутливе до умов експерименту, в яких оцінювались коефіцієнти a_0, a_1, \dots, a_n . Тому регресійні моделі, отримані в одних умовах (стан дороги, стан автомобіля і т. п.) не завжди можна переносити на інші умови.

3. Отримання статистично значимих коефіцієнтів в рівняннях регресії потребує обробки великого експериментального матеріалу.

В) Метод фазового інтервалу [79]

В основі різних модифікацій цього методу лежить ідея віднесення певної ситуації до того чи іншого випадку на основі обчислення відстані між двома точками в фазовому просторі. Розглядається n -вимірний простір, кожна координата x_i , $i = \overline{1, n}$ якого відповідає одному з факторів впливу. Точка (x_1, x_2, \dots, x_n) фазового простору відповідає деякому випадку d_j , $j = \overline{1, m}$.

На основі вивчення розслідуваних ДТП та досвіду експертів, в фазовому просторі виділяються області (множини точок) D_1, D_2, \dots, D_m , які відповідають випадкам d_1, d_2, \dots, d_m . Середини цих областей визначаються точками C_1, C_2, \dots, C_m .

Нехай X^* – точка в фазовому просторі, яка відповідає певній ситуації; $R(X^*, C_j)$ – інтервал між точками X^* та C_j , $j = \overline{1, m}$.

Тоді як випадок d_j^* , що відповідає вектору параметрів $X^* = (X_1^*, X_2^*, \dots, X_n^*)$, вибирається точка C_j або область D_j , для якої

$$R(X^*, C_j) = \min_{j=1, m} \{R(X^*, C_j)\}. \quad (1.5)$$

Для обчислення інтервалу $R(A, B)$ між точками $A = (a_1, a_2, \dots, a_n)$ та $B = (b_1, b_2, \dots, b_n)$, в n -вимірному просторі може використовуватися відстань за Хеммінгом:

$$R(A, B) = \sum_{i=1}^n |a_i - b_i|, \quad (1.6)$$

або Евклідова відстань

$$R(A, B) = \sqrt{\sum_{i=1}^n (a_i - b_i)^2}. \quad (1.7)$$

Порівняно з імовірнісно-статистичним підходом та регресійним аналізом, метод фазового інтервалу не потребує накопичення великого статистичного матеріалу та його трудомісткої обробки. Проте застосування цього методу обмежено тільки кількісними або бінарними факторами впливу.

В літературі описуються й інші методи, основані на ідеях фазового інтервалу та теорії ймовірностей. Проте всі вони являються модифікаціями або технічними реалізаціями методів, які розглянуті вище.

Г) Логічний висновок

Цей метод реалізований в мові логічного програмування Пролог [8, 25, 51, 52, 98, 108], який зараз знаходить широке застосування в експертних системах.

Теоретичною основою мови Пролог є апарат логіки предикатів [49, 61, 63, 104], який дозволяє здійснювати автоматичне доведення теорем [18]. Згідно з цією методологією, рішення d_j^* може бути прийняте для ситуації з вектором параметрів $(X_1^*, X_2^*, \dots, X_n^*)$, якщо в експертній базі знань (правил висновку “ЯКЩО-ТО”) існує ланцюжок міркувань для доказу справедливості твердження

$$\text{ЯКЩО } x_1^* \wedge x_2^* \wedge \dots \wedge x_n^*, \text{ ТО } d_j^*.$$

Пролог зручний для пошуку ланцюга правил, які ведуть від фактів (x_i^*) до цілі (d_j^*) або від цілі до фактів, які вибрані з бази знань. Це дозволяє не тільки приймати рішення, а і пояснювати його причини. Про-

те існує велика множина знань, які мають нечітку, імовірнісну природу. Наприклад, в області автотехнічної експертизи це знання типу: «ЯКЩО автомобіль при гальмуванні заносить, ТО можливо існує істотна різниця між коефіцієнтами зчеплення з лівої і правої сторони», або «ЯКЩО важіль гальма провалюється, ТО в систему попало повітря».

Для подібних знань вводять коефіцієнт впевненості зі значеннями від -1 до 1 (від ненадійних знань до достовірних знань). Цей спосіб достатньо простий, але в якійсь мірі суб'єктивний. До того ж коефіцієнт впевненості визначає все правило, а що ж робити з такими поняттями як істотна різниця, провалюється не до кінця і т. п.?

Для реалізації дедуктивного логічного висновку в Пролозі необхідна операція пошуку за зразком. Іншими словами, для висновку за допомогою правила «якщо $x \in A$, то $y \in B$ » необхідно насамперед перевірити чи існує в базі знань факт « $x \in A$ ». Пролог не забезпечує можливості логічного висновку в проміжних точках типу « x є величина близька до A ». Тому в базі знань необхідно зберігати інформацію про всі допустимі значення параметра x . Це призводить до надмірного збільшення затрат машинної пам'яті та часу на логічний висновок.

Обмеження методів, які розглянуті вище, зведені в табл. 1.1, де

А – імовірнісно-статистичний підхід;

Б – регресійний аналіз;

В – метод фазового інтервалу;

Г – логічне програмування;

+ (–) – наявність (відсутність) труднощів.

Таблиця 1.1

**Труднощі застосування традиційних математичних методів
в практиці розслідування ДТП при гальмуванні**

Труднощі:	Методи			
	А	Б	В	Г
- збору та обробки статистичної інформації;	+	+	–	–
- поповнення бази знань;	+	+	–	–
- забезпечення стійкості моделі до факторів впливу;	+	+	–	–
- врахування якісних параметрів;	+	+	+	+
- роботи з нечіткими знаннями	+	+	+	+

Із табл. 1.1 видно, що розглянуті методи не пристосовані до роботи з якісними (нечисловими) та нечіткими знаннями, тобто знаннями, які задаються на природній мові. Проте, саме такі евристичні або інтуїтивні знання часто використовуються при розслідуванні ДТП. Іншими словами, багато чому можна навчитися, вивчаючи досвід кваліфікованих експертів-автотехніків.

Психологи встановили, що в ході процесу мислення людина перетворює вхідні стимули в вербальний код [40]. У відомій роботі «Магічне число 7 ± 2 » [111] відмічається, що процес мисленого перекодування дуже важливий в психології людини. Особливо тип лінгвістичного кодування, який складає ніби кровоносну систему процесів мислення. В цій роботі постулюється, що внаслідок обмеженої здатності людини формувати абсолютне твердження і обмеженої здатності до безпосереднього запам'ятовування, вона (людина) в змозі отримати, усвідомити та запам'ятати обмежену кількість інформації. Вербальне перекодування стало для людини способом переробки матеріалу в згустки насиченої інформації. Природна мова в цьому відношенні унікальна.

Основою строгої математичної обробки нечислової (лінгвістичної) інформації служить теорія нечітких множин, запропонована Л. Заде в 1965 р. [117]. Концепція нечіткої множини виникла у Заде як «незадоволеність математичними методами класичної теорії систем, яка змушувала домагатися штучної точності, недоречної в багатьох системах реального світу, особливо в так званих гуманістичних системах, які включають людей» [31].

До недавнього часу теорія нечітких множин розвивалася, в основному, в математичному аспекті [6, 14, 31, 44, 56, 64, 85]. В останній час з'явилися публікації про застосування цієї теорії в традиційних для складних систем задачах проектування та управління [1, 2, 33, 53]. В ряді публікацій згадується про доцільність застосування теорії нечітких множин для подання та використання знань, в том числі і автотехнічних [116]. Проте, систематичне викладення математичних моделей, алгоритмів та принципів їх застосування в автотехнічній експертизі нам невідоме.

1.3. Принципи побудови моделей для оцінки гальмових властивостей автомобіля на нечіткій логіці

Беручи до уваги одну з основоположних робіт Заде [31], наведемо основні поняття теорії нечітких множин, необхідні для подальшого викладу.

Нехай U – універсальна множина, тобто повна множина, яка охоплює всю проблемну область.

Нечітка підмножина F множини U визначається через функцію належності $\mu_F(u)$, де u – елемент множини, тобто $u \in U$.

Функція належності відображає елементи із множини U на множину чисел в інтервалі $[0, 1]$, які вказують ступінь належності кожного елемента $u \in U$ нечіткій множині $F \subset U$. Якщо універсальна підмножина U складається з кінцевого числа множин (або елементів) u_1, u_2, \dots, u_n , то нечітка множина F подається у вигляді

$$F = \mu_F(u_1)/u_1 + \mu_F(u_2)/u_2 + \dots + \mu_F(u_n)/u_n = \sum_{i=1}^n \mu_F(u_i)/u_i. \quad (1.8)$$

У випадку неперервної множини U використовується таке позначення

$$F = \int_U \mu_F(u)/u. \quad (1.9)$$

(Знаки суми та інтегралу в цих формулах позначають сукупність пар $\mu(u)/u$).

Операції доповнення, об'єднання та перетину нечітких множин визначаються так:

1. Доповнення множини

$$\bar{F} = \sum_{i=1}^n (1 - \mu_F(u_i)/u_i), \quad \mu_{\bar{F}}(u) = 1 - \mu_F(u).$$

2. Об'єднання множин

$$F \cup G = \sum_{i=1}^n \{\mu_F(u_i) \vee \mu_G(u_i)\} / u_i, \quad \mu_{F \cup G}(u) = \mu_F(u) \vee \mu_G(u),$$

де \vee – знак операції взяття максимуму.

3. Перетин множин

$$F \cap G = \sum_{i=1}^n \{\mu_F(u_i) \wedge \mu_G(u_i)\} / u_i, \quad \mu_{F \cap G}(u) = \mu_F(u) \wedge \mu_G(u),$$

де \wedge – знак операції взяття мінімуму.

При виконанні нечітких висновків необхідно знати нечіткі відношення.

Припустимо, що існує знання-правило типу «якщо F , то G », яке використовує нечіткі множини $F \subset G$ і $G \subset V$, задані на універсальних множинах

$$U = \{x_1, x_2, \dots, x_l\} \text{ та } V = \{v_1, v_2, \dots, v_m\}.$$

Тоді, згідно з [31], нечітке відношення між множинами $F \subset G$ та $G \subset V$ визначається матрицею виду

$$R = F \times G = \sum_{i=1}^l \sum_{j=1}^m \{\mu_F(u_i) \wedge \mu_G(v_j)\} / (u_i, v_j), \quad (1.10)$$

у якій елемент, який стоїть на перетині u -рядка і v -стовпчика визначається так:

$$\mu_R(u, v) = \mu_F(u) \wedge \mu_G(v). \quad (1.11)$$

Нечіткий логічний висновок записується таким чином:

$$\frac{F \longrightarrow G}{F' \longrightarrow G'}$$

Це означає, що якщо факт G випливає з факту F , то факт G' випливає з факту F' , де F, G, F', G' – нечіткі множини.

Для розрахунку висновку G' використовується формула:

$$G' = F' \circ R = F' \circ (F \times G), \quad (1.12)$$

де \circ – операція max-min композиції, згідно з якою

$$G' = \sum_{i=1}^m \bigvee_{u_i \in U} \left\{ \mu_F(u_i) \wedge \mu_R(u_i, v_j) \right\} / v_j, \quad (1.13)$$

$$F, F' \subset U; \quad G, G' \subset V.$$

Узагальнення досвіду, накопиченого автором при розв'язанні практичних задач [38, 88, 89, 114] дозволяє сформулювати низку науково-методичних принципів, спираючись на які слід розробляти моделі для оцінки гальмових властивостей автомобіля на нечіткій логіці.

1) Принцип лінгвістичності розв'язку та факторів впливу.

Відповідно до цього принципу розв'язок (вихідна змінна) та фактори впливу на нього (вхідні змінні) будемо розглядати як лінгвістичні змінні з якісними термами (терм – від англ. term – називати).

Згідно Заде [31], лінгвістичною змінною називається змінна, значеннями якої є слова або речення природної мови, тобто якісні терми. Прикладами лінгвістичних змінних та їх термів (вони записані справа в дужках) являються:

КОЕФІЦІЄНТ ЗЧЕПЛЕННЯ {дуже низький, низький, нижче середнього, середній, вище середнього, високий, дуже високий};

ГАЛЬМОВИЙ МОМЕНТ НА КОЛЕСАХ АВТОМОБІЛЯ {відсутній, низький, середній, високий, дуже високий};

ВИД ДОРОЖНЬОГО ПОКРИТТЯ {асфальт, брук, щебінь, пісок, ґрунтова дорога};

СТАН ДОРОЖНЬОГО ПОКРИТТЯ {сухий, вологий, мокрий, покритий грязю, покритий мокрим снігом};

ТИП ШИН {високого тиску, низького тиску, високої прохідності}.

В цих прикладах перші дві змінні відносяться до рішень, а три останніх – до факторів впливу. Використовуючи поняття функції належності, кожний з лінгвістичних термів можна формалізувати у вигляді нечіткої множини, заданої на відповідній універсальній множині.

2) Принцип лінгвістичності знань.

Відповідно до цього принципу причинно-наслідкові зв'язки між факторами впливу (причинами) і розв'язком (наслідком) необхідно описати на природній мові, а потім формалізувати у вигляді сукупності нечітких логічних висловлювань типу: «ЯКЩО-ТО, ІНАКШЕ».

Наприклад, при прогнозуванні величини коефіцієнта зчеплення можуть використовуватись такі висловлювання :

ЯКЩО вид дорожнього покриття = асфальт І стан дорожнього покриття = сухий І тип шин = низького тиску І ступінь проковзання шини = кочення з проковзанням І зношеність шини = в межах допустимого І тиск в шині = нормальний І навантаження на колесо = середнє І швидкість автомобіля = нижче середньої , ТО коефіцієнт зчеплення = дуже високий,

ІНАКШЕ :

ЯКЩО вид дорожнього покриття = ґрунтова дорога І стан дорожнього покриття = зволожена дощем І тип шин = високої прохідності І ступінь проковзання шини = юз І зношеність шини = нова І тиск в шині = нормальний І навантаження на колесо = низьке І швидкість автомобіля = середня , ТО коефіцієнт зчеплення = середній,

ІНАКШЕ :

ЯКЩО вид дорожнього покриття = асфальт І стан дорожнього покриття = ожеледиця І тип шин = високого тиску І ступінь проковзання шини = кочення з проковзанням І зношеність шини = лиса І тиск в шині = підвищений І навантаження на колесо = високе І швидкість автомобіля = нижче середньої , ТО коефіцієнт зчеплення = дуже низький.

Джерелом отримання таких висловлювань (правил, знань) являються матеріали автотехнічних експертиз з правильними розв'язками або досвід експертів-автотехніків. Особливість нечітких висловлювань полягає в тому, що їх адекватність не змінюється при незначних

коливання умов експерименту (на відміну від традиційних моделей, побудованих на базі кількісної математики).

Сукупність висловлювань «ЯКЩО-ТО, ІНАКШЕ» розглядається як набір точок в просторі «фактори впливу (причини)–наслідок». За цими точками з використанням нечіткого логічного висновку відновлюється поверхня, яка дає можливість оцінювати значення розв'язку (наслідку) при таких факторах впливу, для яких інформація в базі знань відсутня.

3) Принцип ієрархічності експертних знань.

Використання цього принципу дозволяє подолати «прокляття розмірності». При великому числі факторів впливу побудова системи висловлювань про причинно-наслідкові зв'язки «фактори впливу (причини)–наслідок» стає важкою. Це обумовлено тим, що в оперативній пам'яті людини одночасно може утримуватися не більше 7 ± 2 понять-ознак [111]. В зв'язку з цим доцільно провести класифікацію вхідних параметрів і згідно з якою побудувати дерево висновку, що визначає систему вкладених один в одного висловлювань-знань меншої розмірності. Приклад такого дерева для 12-ти вхідних параметрів (факторів) подано на рис. 1.1.

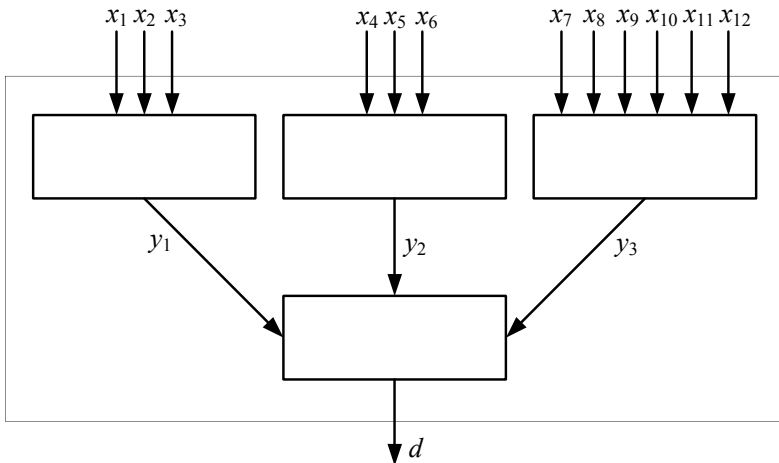


Рис. 1.1. Приклад дерева висновку

Із цього прикладу видно, що знання виду $d = d(x_1, x_2, \dots, x_{12})$, які зв'язують фактори $x_1 \div x_{12}$ з розв'язком d , замінюються послідовністю підстановок:

$$d = d(y_1, y_2, y_3);$$

$$y_1 = y_1(x_1, x_2, x_3);$$

$$y_2 = y_2(x_4, x_5, x_6);$$

$$y_3 = y_3(x_7, x_8, x_9, x_{10}, x_{11}, x_{12}),$$

де y_1, y_2, y_3 – проміжні фактори, які розглядаються як лінгвістичні змінні.

За допомогою принципу ієрархічності можна враховувати практично необмежену кількість факторів, які впливають на рішення, що необхідно прийняти. При побудові дерева висновку необхідно намагатися зробити так щоб число аргументів (вхідних стрілок) в кожній постановці (вузлі дерева висновку) задовольняло правило 7 ± 2 .

Можливість подання експертних знань за рівнями обумовлена не тільки природною ієрархічністю множини факторів впливу, а і необхідністю врахування нових факторів, які виникають в процесі проведення досліджень.

4) Принцип двоетапної настройки нечітких моделей.

Ці етапи відповідають відомим в класичній теорії етапам структурної та параметричної ідентифікації (рис. 1.2.). На першому етапі будеться груба модель об'єкта на підставі доступної експертної інформації, яка задається у вигляді нечітких правил «ЯКЩО–ТОДІ». На другому етапі відбувається оптимізація нечіткої моделі за допомогою навчаючої вибірки, тобто експериментальних даних «входи-вихід». Керованими змінними, що підлягають настройці, є форма функцій належності та коефіцієнти вагомості нечітких правил.

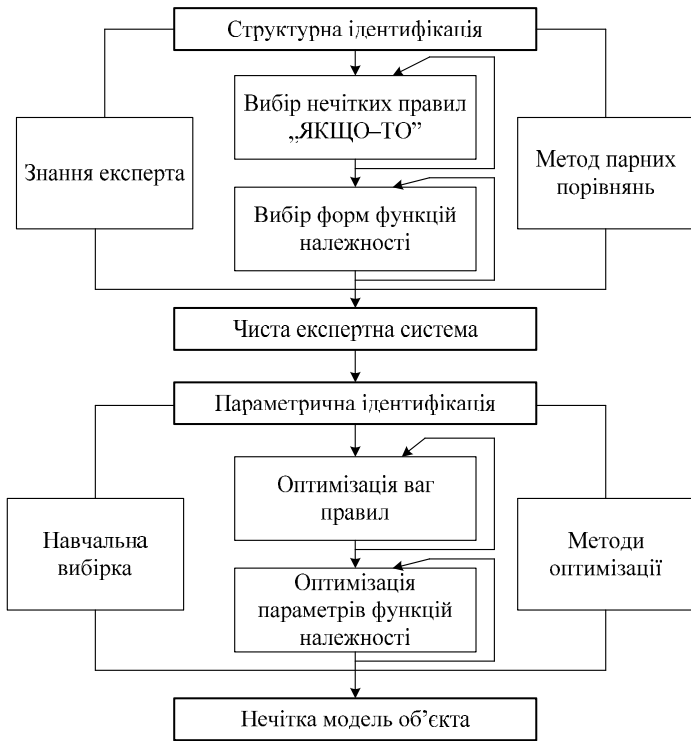


Рис. 1.2. Етапи настройки нечітких моделей

1.4. Постановка задач дослідження

Мета цієї роботи полягає в розробці методу, який би дозволив швидко і ефективно оцінити експлуатаційні гальмові властивості автомобіля при аналізі дорожньо-транспортної пригоди. Цей метод повинен становити взаємозв'язану сукупність математичних моделей, алгоритмів та програмних засобів, яка б дозволила приймати експерту-автотехніку теоретично-обґрунтоване рішення при заданій сукупності кількісних та якісних факторів, що мали місце під час пригоди. Для досягнення мети авторами ставляться такі задачі:

1. Розробити математичну модель для оцінки коефіцієнта зчеплення коліс автомобіля з дорожнім покриттям.

2. Розробити математичні моделі для оцінки величин гальмового моменту на колесах автомобіля при гальмуванні, які забезпечують можливість враховувати при прийнятті рішень не тільки кількісну, а і якісну інформацію про фактори впливу.

3. Розробити математичну модель для оцінки траєкторії руху автомобіля при гальмуванні.

4. Проілюструвати застосування розроблених моделей на прикладі розрахунку відхилення автомобіля від заданої траєкторії руху при гальмуванні та оцінити адекватність моделей за даними натурних експериментів та матеріалів уже розслідуваних пригод.

5. На основі створених моделей та алгоритмів побудувати експертно-моделюючу систему для автоматизації розрахунків під час розслідування ДТП при гальмуванні.

Розв'язання перерахованих вище задач дозволить подолати розглянуті в табл. 1.1 труднощі застосування відомих методів математичного моделювання в практиці розслідування ДТП при гальмуванні. Цим і визначається актуальність та новизна виконуваного дослідження.

Висновки з розділу 1

1. Основні труднощі розв'язання задач оцінки гальмових властивостей автомобіля, особливо при дослідженні ДТП, обумовлені необхідністю врахування великого числа кількісних та якісних факторів, відсутністю аналітичних залежностей, які пов'язують фактори впливу з розв'язками.

2. Обмеженням математичних методів, які традиційно використовуються для розв'язання задач оцінки гальмових властивостей автомобіля при дослідженні ДТП, є те, що вони не дозволяють описувати причинно-наслідкові зв'язки між факторами впливу та відповідним наслідком на природній мові, яка моделює логіку міркувань експертів з залученням нечислової та нечіткої інформації.

3. Застосування теорії нечітких множин для оцінки гальмових властивостей автомобіля при дослідженні ДТП здійснюється на основі принципів лінгвістичності вхідних та вихідних змінних, лінгвістичності та ієрархічності експертних знань, а також принципу двоетапної настройки нечітких моделей.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ОЦІНКИ ГАЛЬМОВИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ НА НЕЧІТКІЙ ЛОГІЦІ

Для оцінки гальмових властивостей автомобіля в дорожніх умовах необхідно знати кількісні значення коефіцієнта зчеплення та гальмового моменту на кожному з коліс автомобіля. Розв'язання цих задач розглядається в даному розділі. Він складається з трьох підрозділів. В підрозділі 2.1 подається загальна методика розробки моделей. В підрозділі 2.2 розробляється модель для оцінки коефіцієнта зчеплення в залежності від усіх факторів впливу. В підрозділі 2.3 розглядається розроблення моделей оцінки гальмового моменту на колесах автомобіля при гальмуванні.

2.1. Загальна методика побудови моделей

Модель оцінки коефіцієнта зчеплення та гальмових моментів будемо розробляти на основі методу ідентифікації нелінійних об'єктів нечіткими базами знань [85] в два етапи: перший – структурна ідентифікація; другий – параметрична ідентифікація.

На першому етапі будемо структуру залежності коефіцієнта зчеплення чи гальмових моментів від факторів, що впливають, із застосуванням експертних правил «якщо–то» (п.2.2.3, п.2.3.3).

На другому етапі проведемо настроювання моделі шляхом добору таких параметрів форми функцій належності нечітких термів і таких ваг правил «якщо–то», які би забезпечували максимальну близькість модельних і експериментальних результатів (п.2.2.4, п.2.3.4).

Структурна ідентифікація

На етапі структурній ідентифікації будемо використовувати узагальнений елемент логічного висновку, що показаний на рисунку 2.1. Цей елемент описує залежність $y = f_y(x_1, x_2, \dots, x_n)$ між причинами x_i ($i = \overline{1, n}$) і наслідком y у вигляді системи нечітких логічних висловлювань (бази знань):

$$\begin{aligned}
& \text{ЯКЩО } \left[(x_1 = X_1^{j1}) I (x_2 = X_2^{j1}) I \dots (x_n = X_n^{j1}) \right] \left(\text{звагою } a_{j1} \right) \\
& \text{АБО } \left[(x_1 = X_1^{j2}) I (x_2 = X_2^{j2}) I \dots (x_n = X_n^{j2}) \right] \left(\text{звагою } a_{j2} \right) \dots \\
& \text{АБО } \left[(x_1 = X_1^{jK_j}) I (x_2 = X_2^{jK_j}) I \dots (x_n = X_n^{jK_j}) \right] \left(\text{звагою } a_{jK_j} \right), \\
\text{ТО } & \quad y = Y_j, \quad j = \overline{1, m},
\end{aligned} \tag{2.1}$$

де Y_j – нечіткий терм для оцінки j -го рівня вихідної змінної y ; m – кількість термів для оцінки змінної y ; X_i^{jp} – нечіткий терм для оцінки вхідної змінної x_i в p -му ряду матриці знань, що відповідає терму Y_j , $p = \overline{1, k_j}$; K_j – кількість рядків, що відповідають терму Y_j ; a_{jp} – вага експертного правила з номером jp .

Дискретизація неперервного виходу відбувається за правилом

$$\left[\underline{y}, \overline{y} \right] = \underbrace{\left[y, y_1 \right]}_{Y_1} \cup \underbrace{\left[y_1, y_2 \right]}_{Y_2} \cup \dots \cup \underbrace{\left[y_{m-1}, y \right]}_{Y_m}.$$

Системі висловлювань (2.1) відповідає такий взаємозв'язок функцій належності змінних y та x_i , $i = \overline{1, n}$:

$$\begin{aligned}
\mu^{Y_j}(y) &= a_{j1} \left[\mu^{j1}(x_1) \wedge \mu^{j1}(x_2) \wedge \dots \wedge \mu^{j1}(x_n) \right] \vee \\
&\vee a_{j2} \left[\mu^{j2}(x_1) \wedge \mu^{j2}(x_2) \wedge \dots \wedge \mu^{j2}(x_n) \right] \vee \dots \\
&\vee a_{jp} \left[\mu^{jp}(x_1) \wedge \mu^{jp}(x_2) \wedge \dots \wedge \mu^{jp}(x_n) \right], \quad j = \overline{1, m},
\end{aligned} \tag{2.2}$$

де $\mu^{Y_j}(y)$ і $\mu^{jp}(x_i)$ – функції належності змінних y та x_i до термів Y_j і X_i^{jp} , відповідно.

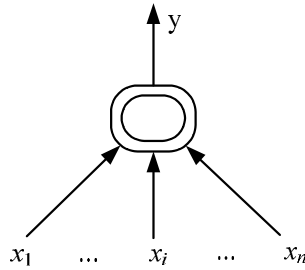


Рис. 2.1. Узагальнений елемент логічного висновку

Функції належності змінної x до довільного нечіткого терму T будемо визначати за допомогою узагальненої моделі [87, 115]:

$$\mu^T(x) = \frac{1}{1 + \left(\frac{x-b}{c}\right)^2}, \quad (2.3)$$

де b і c – параметри настройки, які мають таку інтерпретацію: b – координата максимуму функції, $\mu^T(x) = 1$; c – коефіцієнт концентрації-розтягування функції (рис. 2.2).

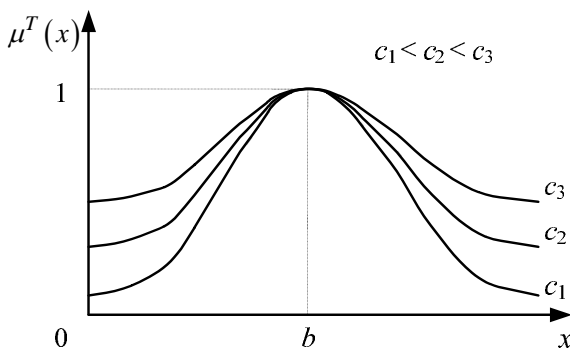


Рис 2.2. Модель функцій належності

Нечіткі логічні рівняння (2.2) отримані з бази знань (2.1) шляхом заміни змінних x_i на їх функції належності (2.3), а операцій I (АБО), – на операції $\wedge(\vee)$. Зважаючи на те, що операціям $\wedge(\vee)$ у теорії нечітких множин відповідають операції $\min(\max)$, із (2.2) одержуємо

$$\mu^{Y_j}(y) = \max_{p=1, k_j} \left[a_{jp} \cdot \min_{i=1, n} \mu^{jP}(x_i) \right], \quad j = \overline{1, m}. \quad (2.4)$$

Перетворення нечіткого розв'язку (2.4), у чітку форму відбувається за принципом «центра ваги» [87, 115]:

$$y = \frac{\sum_{j=1}^m \left[\underline{y} + (j-1) \cdot \frac{\overline{y} - \underline{y}}{m-1} \right] \cdot \mu^{Y_j}(y)}{\sum_{j=1}^m \mu^{Y_j}(y)}, \quad (2.5)$$

де $\underline{y}(\overline{y})$ – нижнє (верхнє) кількісне значення змінної y (коефіцієнта зчеплення чи гальмового моменту).

Параметрична ідентифікація

На етапі параметричної ідентифікації, узагальнену модель об'єкта (рис. 2.8 для коефіцієнта зчеплення, або рис. 2.17 для гальмових моментів), яку визначають співвідношення (2.3)–(2.5), необхідно записати у вигляді

$$y = F(X, A, B, C), \quad (2.6)$$

де $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ – вхідний вектор; $A = (a_1, a_2, \dots, a_N)$ – вектор ваг правил-рядків в нечіткій базі знань (2.1); $B = (b_1, b_2, \dots, b_q)$ та

$C = (c_1, c_2, \dots, c_q)$ – вектори параметрів настройки функцій належності нечітких термів, які входять в базу знань; N – загальна кількість правил-рядків; q – загальна кількість термів; F – оператор зв'язку вхід-вихід, який відповідає співвідношенням (2.3)–(2.5).

Навчаючу вибірку необхідно задати у вигляді M пар експериментальних даних:

$$\{X_p, y_p\}, \quad p = \overline{1, M}, \quad (2.7)$$

де $X_p = (x_1^p, x_2^p, \dots, x_n^p)$ – вхідний вектор в p -й парі; y_p – відповідний вихід.

Для знаходження вектора невідомих параметрів (A, B, C) , які мінімізують розбіжність модельних (2.6) та експериментальних (2.7) виходів об'єкта, використаємо метод найменших квадратів. Задача настройки нечіткої моделі полягає в знаходженні такого вектора (A, B, C) , який задовольняє обмеження:

$$a_i \in [\underline{a}_i, \bar{a}_i], \quad i = \overline{1, N}, \quad b_j \in [\underline{b}_j, \bar{b}_j], \quad c_j \in [\underline{c}_j, \bar{c}_j], \quad j = \overline{1, q}$$

і забезпечує

$$\sum_{p=1}^M [F(X_p, A, B, C) - y_p]^2 = \min_{A, B, C}. \quad (2.8)$$

Для розв'язання цієї нелінійної задачі оптимізації можуть бути використані різні методи [71], серед яких досить простим і універсальним є «найшвидший спуск».

Нехай $y_F(X, M)$ – нечітка модель об'єкта після настройки, яка отримана за допомогою навчальної вибірки об'ємом M . Для оцінки якості нечіткої моделі використаємо такий критерій [87, 115]:

$$R = \sqrt{\frac{1}{|\{X_i\}|} \sum_{\{X_i\}} [y_F(X_i, M) - \hat{y}_i]^2}, \quad (2.9)$$

де $y_F(X_i, M)$ та \hat{y}_i – модельний та експериментальний виходи в точці

$$X_i = (x_1^i, x_2^i, \dots, x_n^i) \in [\underline{x}_1, \bar{x}_1] \times [\underline{x}_2, \bar{x}_2] \times \dots \times [\underline{x}_n, \bar{x}_n],$$

відповідно: $\{X_i\}$ – множина входів типу X_i ; $|\{X_i\}|$ – потужність множини $\{X_i\}$.

Цей критерій (2.9) має сенс середньоквадратичного відхилення теоретичного та експериментального виходів об'єкта на один елемент відного простору. Залежність цього критерію R від об'єму вибірки M характеризує динаміку навчання нечіткої моделі.

2.2. Розробка математичної моделі для оцінки коефіцієнта зчеплення коліс автомобіля з дорожнім покриттям

2.2.1. Аналіз і відбір факторів, що впливають на коефіцієнт зчеплення

Автомобільна дорога, окремі її елементи є найважливішими факторами, які визначають умови безпечного руху автомобілів та роботу автомобільного транспорту в цілому.

Широкі дослідження в області взаємодії автомобільного колеса з дорожнім покриттям ведуться в багатьох країнах світу. У вирішення цієї проблеми великий вклад внесли Є. А. Чудаков, М. А. Петров, В. А. Асторов, Е. Г. Подліх, А. Б. Гредескул, А. М. Туренко, О. С. Федосов, М. А. Подрігалю, А. Шалламах, Б. Сабей, Д. Мур та інші. В результаті цих досліджень встановлено багато закономірностей, які відображають особливості взаємодії автомобіля з дорогою.

Одним з найважливіших факторів, що впливають на експлуатаційні властивості автомобілів, є коефіцієнт зчеплення автомобіля з

дорожньою поверхнею. Він являє собою відношення максимальної дотичної реакції R_{\max} в зоні контакту до нормальної реакції R_z (навантаження G_k), яка діє на колесо

$$\varphi = \frac{R_{\max}}{G_k}.$$

Високі значення коефіцієнта зчеплення (0,6–0,8) відповідають підвищеній надійності і безпеці руху автомобілів.

Аналіз багатолітніх досліджень різних фахівців [7, 46, 47, 59, 69, 78, 99], проведених у цьому напрямку, показує, що на величину коефіцієнта зчеплення чинять вплив не тільки характеристики покриття, але і властивості шин, конструкція автомобіля, погодні умови та інше. Найвпливовішими з них є:

1. Тип дорожнього покриття (табл. 2.1).
2. Стан дорожнього покриття (табл. 2.1).
3. Тип шин (табл. 2.1).

Таблиця 2.1

Коефіцієнт зчеплення шин з дорожнім покриттям

Дорожнє покриття		Коефіцієнт зчеплення для шин		
Вид	Стан	високого тиску	низького тиску	високої прохідності
Асфальтобетон, бетон	Сухий	0,5–0,7	0,7–0,8	0,7–0,8
	Мокрий	0,35–0,45	0,45–0,55	0,5–0,6
	Покритий грязю	0,25–0,45	0,25–0,4	0,25–0,45
	Ожеледиця	0,08–0,15	0,1–0,2	0,05–0,1
Булижник, щебінь	Сухий	0,4–0,6	0,5–0,7	0,6–0,7
	Мокрий	0,3–0,4	0,4–0,5	0,4–0,55
Грунтова дорога	Суха	0,4–0,5	0,5–0,6	0,5–0,6
	Змочена	0,2–0,4	0,3–0,45	0,35–0,5
Пісок	Сухий	0,2–0,3	0,22–0,4	0,2–0,3
	Вологий	0,35–0,4	0,4–0,5	0,4–0,5
Сніг	Рихлий	0,2–0,3	0,2–0,4	0,2–0,4
	Втоптаний	0,15–0,2	0,2–0,25	0,3–0,5

4. Зношеність шин.

При зношенні шини більш ніж на 50 % інтенсивно зменшується коефіцієнт зчеплення φ_x , при повному зношенні рисунку протектора на мокрих дорогах з недостатньою шорсткістю коефіцієнт φ_x може знизитись до 0,2–0,15 (рис. 2.3).

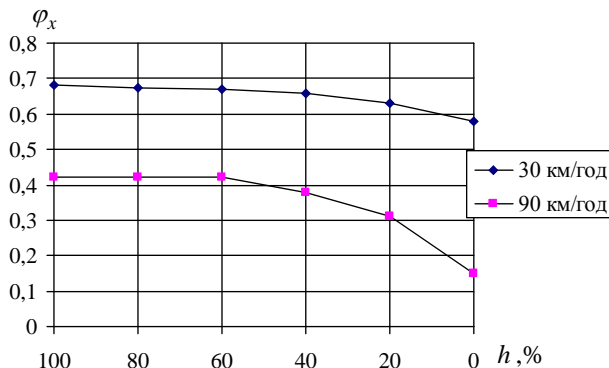


Рис. 2.3. Залежність коефіцієнта φ_x від висоти рисунку протектора при різних швидкостях руху

Правилами дорожнього руху України заборонена експлуатація автомобіля якщо остаточна висота рисунку протектора на площі, ширини якої дорівнює половині ширини бігової доріжки, а довжина дорівнює 1/6 кола шини, менше 1,6 мм – для легкових автомобілів, 2 мм – для автобусів, 1 мм – для вантажних автомобілів, причепів і напівпричепів.

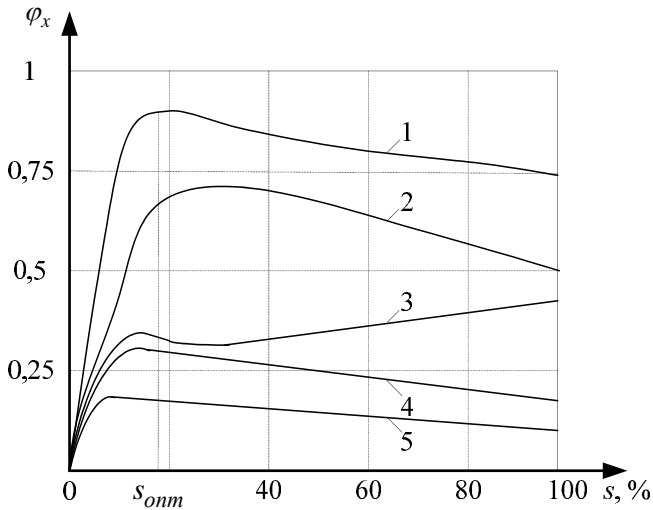
5. Проковзання шин.

В загальному випадку $\varphi_x = \frac{R_x}{R_z}$.

Якщо $s < s_{omm}$ (рис. 2.4), то реакція R_x визначається тільки із значення моменту, який підводиться до колеса. Збільшення моменту призводить до збільшення R_x , s .

Якщо $s > s_{omm}$, то реакція R_x обмежується умовами зчеплення колеса з опорною поверхнею. Підведення до колеса більшого моменту

призводить до збільшення частоти обертання колеса, а R_x залишається незмінною (якщо $s = const$) або зменшується (якщо s зростає).



1 – сухий асфальт; 2 – вологий асфальт;
3 – неукочений сніг; 4 – укочений сніг; 5 – лід

Рис. 2.4. Залежності коефіцієнтів зчеплення від коефіцієнта відносного проковзування

Максимального значення коефіцієнт зчеплення досягає на дорогах з твердим покриттям при проковзанні s_{opt} порядку 15–20%. На дорогах з поверхнею, яка деформується, в залежності від їх властивостей коефіцієнт $\varphi_{x\max}$ може бути при більших (до 50 %) значеннях проковзування.

б. Внутрішній тиск в шині.

На асфальтобетоні коефіцієнт зчеплення досягає максимуму при тиску 0,175–0,225 МПа (рис. 2.5). Зі збільшенням тиску на 0,1 МПа коефіцієнт зчеплення на м'якому ґрунті понижується на 2–3%; на твердих сухих покриттях на 10–15%; на мокрих (шини у яких зберігся рисунок протектора) на 20–25%. Це пояснюється тим, що при збільшенні внутрішнього тиску зростає жорсткість шини і зменшується несуча площа контакту з покриттям.

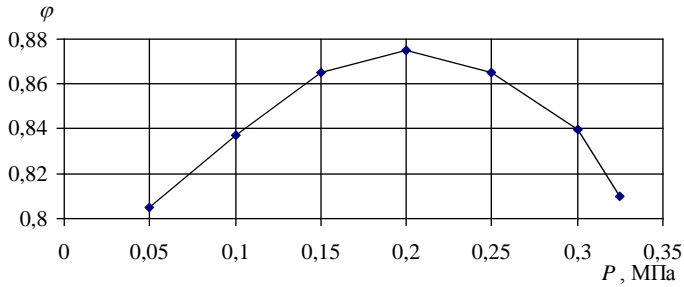


Рис. 2.5. Залежність коефіцієнта φ від тиску в шині (швидкість 50 км/год.)

7. Вертикальне навантаження на колесо.

Зі збільшенням вертикального навантаження на колесо температура в зоні контакту скоріше досягає значення, при якому відбувається зміна механічних властивостей гуми, і коефіцієнт φ починає знижуватись (рис. 2.6). При малому навантаженні на колесо коефіцієнт зчеплення характеризується більш стійким значенням, поступово знижуючись зі збільшенням швидкості проковзання; при великих навантаженнях пониження його починається при менших швидкостях і відбувається швидше. В цьому випадку коефіцієнт зчеплення, як і коефіцієнт тертя покою при великих тисках завжди менший ніж при малих.

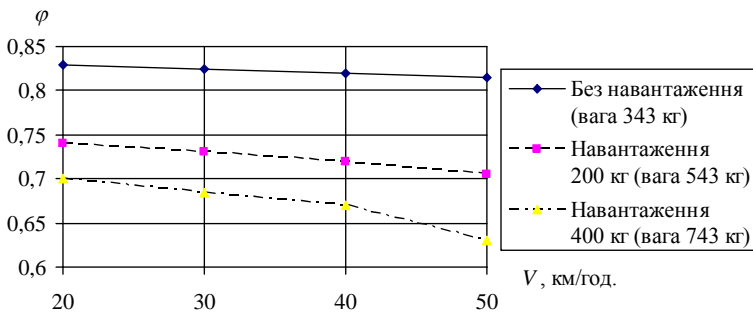


Рис. 2.6. Залежність коефіцієнта φ_x від навантаження і швидкості руху (умови: сухий асфальтобетон, шина 6,00–16, температура – 15 °С)

Для вантажних автомобілів і автобусів, величина навантаження яких може практично в двох змінювати вагу автомобіля, збільшення ваги призводить до пропорційного збільшення гальмового шляху: кожній тоні збільшення ваги відповідає збільшення гальмового шляху (зі швидкості 30 км/год.) на 0,5–1,0 м.

8. Швидкість автомобіля.

Спостерігається зменшення величини коефіцієнта зчеплення зі збільшенням швидкості руху автомобіля (табл. 2.2).

Таблиця 2.2

Вплив швидкості руху на величину коефіцієнта зчеплення

Тип покриття	Швидкість, км/год.									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
	Величина φ в % від його початкової величини									
Цементобетон	100	93	90	83	77	70	68	67	63	60
Асфальтобетон	100	92	83	76	69	64	57	52	52	50
Чорні щєбєнєві	100	96	92	90	87	84	83	81	79	77

Таким чином, задача знаходження коефіцієнта зчеплення зводиться до пошуку багатофакторної залежності $\varphi = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$. Відтворення цієї залежності на основі математичного апарату теорії нечітких множин [6, 31, 44, 85, 115, 117], детально розглянуто в підрозділах 2.2.2–2.2.4.

2.2.2. Побудова функцій належності для оцінки факторів впливу

Успішне використання теорії нечітких множин [6, 31, 44, 85, 115, 117] передбачає наявність так званих функцій належності, за допомогою яких лінгвістична інформація перетворюється в форму, можливу для обробки на ЕОМ. У найзагальнішому випадку функції належності можуть бути отримані спеціально розробленими методами, серед яких найбільше розповсюдження отримали: метод статистичної обробки експертної інформації [93] та метод парних порівнянь [96]. Крім того, можна скористатися стандартними функціями належності [44]. В [6] відмічається, що нечіткі множини, з якими доводиться оперувати при розв'язанні більшості практичних задач, є унімодальними і нормальними. Одним з можливих методів апроксимації унімодальних і нор-

мальних нечітких множин є апроксимація за допомогою функцій (L–R) типу [6]. Проте застосування (L–R) функцій пов'язано з трудномісткою процедурою підбору невідомих параметрів на основі експертної інформації. Тому виникає задача побудови функцій належності в умовах мінімуму вихідних даних:

- назва параметра $x_i, i = \overline{1, n}$;
- діапазон $[\underline{x}_i, \overline{x}_i]$ зміни параметра $x_i, \underline{x}_i(\overline{x}_i)$ – його нижнє (верхнє) значення;
- кількість термів, що використовуються для лінгвістичної оцінки параметра x_i ;
- назва кожного лінгвістичного терма.

Відомо [111], що в оперативній пам'яті людини одночасно може утримуватися 7 ± 2 поняття. Тому будемо припускати, що число термів, якими оперує експерт при лінгвістичній оцінці деякого параметра x_i , вибирається з діапазону: $2 \div 9$.

Фактори впливу на коефіцієнт зчеплення, інформація про які подана в п. 2.2.1, будемо розглядати як лінгвістичні змінні, що задані на відповідних універсальних множинах і оцінюються нечіткими термами (табл. 2.3):

Фактор впливу N – навантаження на колесо, який входить до табл. 2.3, визначається відсотком використання вантажопідйомності автомобіля. Якщо автомобіль був у спорядженому стані (без вантажу), то $N = 0 \%$; при повному завантаженні $N = 100 \%$.

Інтегральний показник Q , який входить до табл. 2.3, залежить від факторів:

- D_1 – тип дорожнього покриття;
- D_2 – стан дорожнього покриття;
- T – тип шин.

При відсутності точних даних про фактори S, H, P, N, V , а також при визначенні величини інтегрального показника Q , рекомендації для оцінки якого надані в табл. 2.4, будемо використовувати принцип термометра [90]. Суть цього принципу полягає в тому, що експертна оцінка того чи іншого показника здійснюється шляхом закреслення частини шкали (рис. 2.7), ліва та права границі якої відповідають найменшому та найбільшому рівням показника.

Таблиця 2.3

Фактори впливу на коефіцієнт зчеплення

Фактор	Універсальна множина	Терми для оцінок
Q – інтегральний показник «тип шин–дорога»	(0–9) у. о.	низький (Q_1), нижче середнього (Q_2), середній (Q_3), вище середнього (Q_4), високий (Q_5)
S – ступінь проковзування шини	(0–100) %	кочення з проковзуванням (S_1), юз (S_2)
H – зношеність шини	(0–100) %	нова (H_1), в межах допустимого (H_2), зношена (H_3)
P – тиск в шині	(0,1–0,325) МПа	понижений (P_1), нормальний (P_2), підвищений (P_3)
N – навантаження на колесо	(0–100) %	без навантаження (N_1), середнє (N_2), повне (N_3)
V – швидкість автомобіля	(0–130) км/год.	низька (V_1), нижче середньої (V_2), середня (V_3), вище середньої (V_4), висока (V_5)



Рис. 2.7. Оцінка параметра за принципом термометра

Принцип термометра зручно застосовувати в тих випадках, коли експерт не в змозі оцінити деяку змінну ні числом, ні якісним термом, а лише інтуїтивно відчуває її рівень. Зручність такого підходу полягає в тому, що він дозволяє розглядати різні за своєю природою лінгвістичні змінні на єдиній універсальній множині $U = [\underline{U}, \bar{U}]$.

Таблиця 2.4

Рекомендації для оцінки інтегрального показника Q

Дорожнє покриття		Показник Q для типу шин T		
Тип D_1	Стан D_2	Високого тиску	Низького тиску	Високої прохідності
Асфальтобетонне, цементобетонне	Сухе	5,63–7,88	7,88–9	7,88–9
	Зволожено дощем	3,1–4,33	4,33–4,95	4,33–4,95
	Мокре	3,94–5,06	5,06–6,19	5,63–6,75
	Покрите гряззю	2,81–5,06	2,81–4,5	2,81–5,06
	Мокрий сніг ($t > 0$ °C)	2,1–3,4	2,1–4,2	2,1–4,2
	Ожеледиця ($t < 0$ °C)	0,9–1,69	1,13–2,25	0,56–1,13
Булижне	Сухе	4,5–5,63	5,63–6,19	6,75–7,88
	Мокре	2,7–3,75	3,75–4,43	4,5–6,19
Щебенева	Сухе	5,63–6,75	6,75–7,88	6,75–7,88
	Мокре	3,38–4,5	4,5–5,63	4,5–6,19
Грунтова дорога	Суха	4,5–5,63	5,63–6,75	5,63–6,75
	Зволожена дощем	2,25–4,5	3,38–5,06	3,94–5,63
	В період бездоріжжя	1,68–2,81	1,68–2,81	2,25–3,38
Цілина літом: Пісок	Сухий	2,25–3,38	2,48–4,5	2,25–3,38
	Вологий	3,94–4,5	4,5–5,63	4,5–5,63
Цілина літом: Суглинок	Сухий	4,5–5,63	5,06–6,19	4,5–5,63
	Зволожений до пластичного стану	2,25–4,5	2,81–4,5	3,38–5,06
	Зволожений до текучого стану	1,69–2,25	1,69–2,81	1,69–2,81
Цілина зимою: сніг	Рихлий	2,25–3,38	2,25–4,5	2,25–4,5
	Втоптаний	1,69–2,25	2,25–2,81	3,38–5,63

Наприклад, при оцінці інтегрального показника Q з табл. 2.4 видно:

ЯКЩО $D_1 = \text{асфальтобетон}$ і $D_2 = \text{сухий}$ і $T = \text{низького тиску}$, TO
 $\underline{U} = Q_{\min} = 7,88$; $\overline{U} = Q_{\max} = 9$.

Для побудови функцій належності нечітких термів скористаємося узагальненою моделлю (2.3). Знаючи діапазони зміни усіх факторів впливу, підберемо попередні значення параметрів настройки функцій належності (b і c) таким чином: на основі даних табл. 2.3 діапазони зміни кожного фактору ділимо на відповідну кількість термів, середини отриманих відрізків будуть попередніми значеннями параметра b ; параметр c вибираємо з урахуванням розмірності факторів. Величини цих параметрів зведемо в таблицю 2.5.

Таблиця 2.5

Параметри функцій належності до настройки

Терм	b	c	Терм	b	c	Терм	b	c
Q_1	0,9	1,00	H_1	17,0	17,00	N_2	50,0	17,00
Q_2	2,7	1,00	H_2	50,0	17,00	N_3	83,0	17,00
Q_3	4,5	1,00	H_3	83,0	17,00	V_1	13,0	15,00
Q_4	6,3	1,00	P_1	0,12	0,02	V_2	39,0	15,00
Q_5	8,1	1,00	P_2	0,2	0,02	V_3	65,0	15,00
S_1	20,0	100,00	P_3	0,3	0,02	V_4	91,0	15,00
S_2	99,0	20,00	N_1	17,0	17,00	V_5	117,0	15,00

2.2.3. Розробка бази знань та навчальної вибірки для моделі коефіцієнта зчеплення

Структуру моделі коефіцієнта зчеплення, виходячи з даних п. 2.2.1, можна подати у вигляді дерева, висячими вершинами якого є фактори впливу (рис. 2.8). Центральним вузлом на структурі моделі зображена залежність виду

$$\varphi = f_{\varphi}(Q, S, H, P, N, V). \quad (2.10)$$

Для побудови експертної матриці знань з оцінки коефіцієнта зчеплення в залежності від факторів впливу за методикою [85], необхідно подати залежність (2.10) у вигляді лінгвістичних висловлювань типу

ЯКЩО-ТО, які використовують операції І-АБО за допомогою введених терм-оцінок змінних (табл. 2.3).

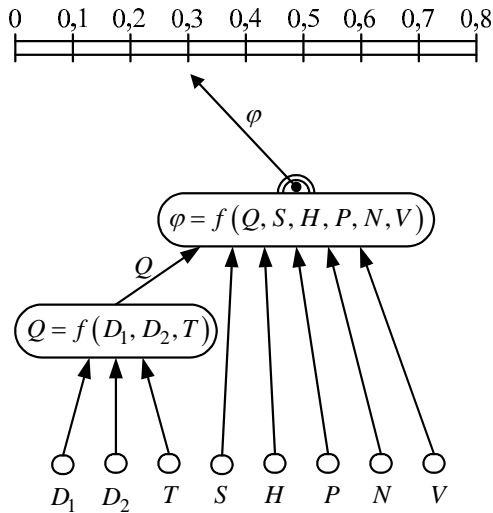


Рис. 2.8. Структура моделі визначення коефіцієнта зчеплення

Оскільки на практиці величина коефіцієнта зчеплення (φ) змінюється в інтервалі $(0 \dots 0,8]$. Розіб'ємо цей інтервал на 8 рівних підінтервалів (рівнів):

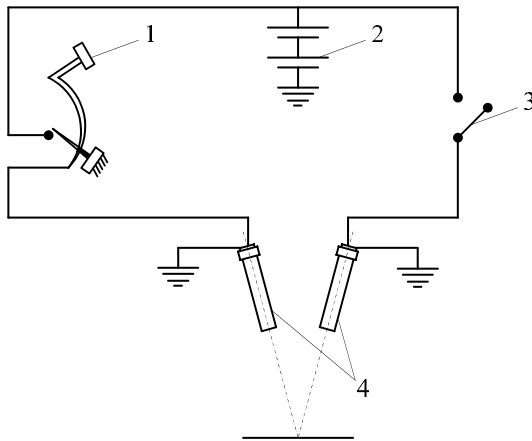
$$(0 \dots 0,8] = \underbrace{(0 \dots 0,1)}_{\varphi_1} \cup \underbrace{[0,1 \dots 0,2)}_{\varphi_2} \cup \dots \cup \underbrace{[0,6 \dots 0,7)}_{\varphi_7} \cup \underbrace{[0,7 \dots 0,8]}_{\varphi_8}.$$

Перераховані рівні $\varphi_1 - \varphi_8$ будемо вважати типами розв'язків, які необхідно розпізнати.

Задача визначення коефіцієнта зчеплення полягає в тому, щоб для кожної комбінації значень параметрів (факторів) поставити у відповідність один з розв'язків φ_j , $j = \overline{1,8}$, а потім дефазифікувати його.

Для побудови бази знань та навчальної вибірки, яка являє собою сукупність пар «фактори впливу–коефіцієнт зчеплення», було прове-

дено натурний експеримент з автомобілем “Москвич 412”. Методика випробувань і обробки результатів включає таке. На горизонтальній ділянці випробувань по сигналу автомобіль загальмовувався різким натисканням на гальмову педаль. Сигналом водію для гальмування був перший постріл крейдовим патроном у дорогу з пристрою, що стріляє, (рис. 2.9). В початковий момент руху гальмової педалі відбувався другий постріл. Момент початку ковзання коліс юзом визначався по сліду ковзання на дорозі.



1 – гальмова педаль; 2 – акумулятор;
3 – вмикач сигнального пристрою; 4 – стволи пристрою, що стріляє

Рис. 2.9. Схема пристрою, що стріляє, для визначення складових елементів гальмового шляху автомобіля

Шляхом безпосередніх вимірювань на дорозі визначалися (рис. 2.10): S_1 – шлях за час реакції водія; S_2 – шлях за час спрацювання гальмового приводу автомобіля і наростання тиску в гальмовій системі; S_3 – шлях юзу. Гальмовий шлях автомобіля – $S_{\Gamma} = S_2 + S_3$. Зупинний шлях автомобіля – $S_0 = S_1 + S_2 + S_3$.

Крім того, для кожного дослідження фіксувалися значення факторів, які впливають на коефіцієнт зчеплення, і величина початкової швидкості гальмування (рис. 2.11). Кожен дослід повторювався 5 разів, потім визначались середні значення усіх зафіксованих величин.

Результати вимірювань заносились у журнал досліджень, фрагмент якого подано в табл. 2.6. Цьому фрагменту відповідають такі значення факторів впливу на коефіцієнт зчеплення: тип шин – низького тиску; зношеність шин – вища середньої; проковзування шин – 100 %; внутрішній тиск в шині – 0,19 МПа; вертикальне навантаження на колесо – 15 %. Подібні дані були отримані для усіх комбінацій факторів впливу.



Рис. 2.10. Схема визначення складових елементів гальмового шляху автомобіля

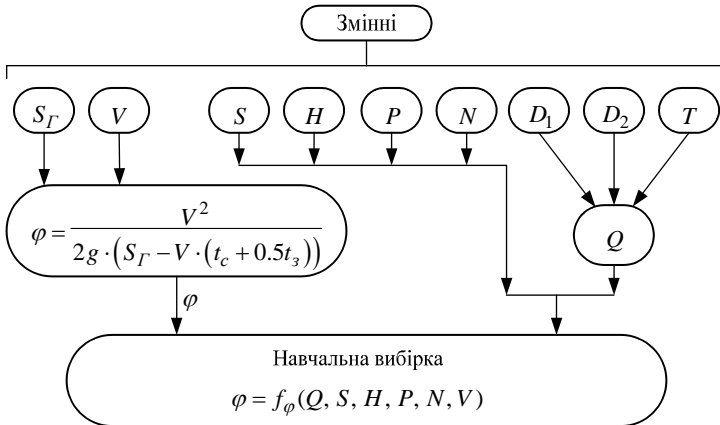


Рис. 2.11. Схема експерименту

Таблиця 2.6

**Експериментальні дані випробувань автомобіля
«Москвич-412» (фрагмент)**

Вид дорожнього покриття	Стан дорожнього покриття	Швидкість, км/год.	Довжина сліду юза, м										Коефіцієнт зчеплення	
			Дослід 1		Дослід 2		Дослід 3		Дослід 4		Дослід 5			
			Σю1	Σю2	Σю1	Σю2	Σю1	Σю2	Σю1	Σю2	Σю1	Σю2		Σю (середнє)
Асфальтобетон	Сухий	20	2,14	2,1	2,05	2,02	2,13	2,11	2,08	2,03	2,1	2,05	2,08	0,76
		40	8,48	8,45	8,55	8,53	8,59	8,56	8,5	8,48	8,55	8,52	8,52	0,74
		60	20,16	20,1	20,21	20,17	20,19	20,15	20,23	20,18	20,19	20,14	20,17	0,7
	Мокрий	20	2,72	2,69	2,78	2,73	2,74	2,68	2,75	2,7	2,71	2,67	2,72	0,58
		40	11,73	11,68	11,82	11,79	11,76	11,72	11,79	11,76	11,83	11,78	11,77	0,54
		60	29,19	29,16	29,12	29,08	29,09	29,04	29,17	29,12	29,1	29,07	29,11	0,49
	Покритий грязю	20	3,64	3,59	3,72	3,67	3,69	3,65	3,67	3,64	3,65	3,61	3,65	0,43
		40	16,17	16,13	16,26	16,24	16,2	16,17	16,29	16,24	16,23	16,18	16,21	0,39
		60	38,89	38,85	38,97	38,92	38,98	38,94	38,93	38,89	38,91	38,87	38,92	0,36
Грунтова дорога	Суха	20	2,79	2,76	2,87	2,83	2,82	2,78	2,88	2,84	2,9	2,87	2,83	0,56
		40	11,9	11,86	11,84	11,79	11,87	11,83	11,86	11,85	11,92	11,87	11,86	0,53
		60	27,58	27,52	27,66	27,63	27,64	27,59	27,7	27,65	27,65	27,61	27,62	0,51
	Змочена	20	3,85	3,81	3,77	3,74	3,82	3,79	3,76	3,71	3,74	3,69	3,77	0,42
		40	16,1	16,06	16,18	16,14	16,12	16,07	16,19	16,15	16,13	16,09	16,12	0,39
		60	39,46	39,41	39,42	39,36	39,47	39,43	39,51	39,46	39,41	39,38	39,43	0,36

Для отримання значень довжини слідів юзу, які відповідають високим значенням початкової швидкості гальмування, за даними журналу досліджень (табл. 2.6) були отримані залежності $S_0 = f(V_0)$ (табл. 2.7) методом регресійного аналізу. Ці залежності достатньо повно (рис. 2.12) відтворюють експериментальні результати, подані в табл. 2.6.

Таблиця 2.7

Емпіричні залежності $S_0 = f(V_0)$

Вид дорожнього покриття	Стан дорожнього покриття	Залежність між початковою швидкістю і довжиною слідів юзу
		$S_0 = f(V_0)$
Асфальто-бетон	Сухий	$S_0 = 1,308 - 0,098V_0 + 0,007V_0^2$
	Мокрий	$S_0 = 1,96 - 0,169V_0 + 0,01V_0^2$
	Покритий гряззю	$S_0 = 1,24 - 0,133V_0 + 0,013V_0^2$
Грунтова дорога	Суха	$S_0 = 0,53 - 0,053V_0 + 0,008V_0^2$
	Змочена	$S_0 = 2,38 - 0,204V_0 + 0,014V_0^2$

Коефіцієнт зчеплення перераховувався за формулою [48]:

$$\varphi = \frac{V^2}{2g \cdot (S_{\Gamma} - V \cdot (t_c + 0.5t_3))}, \quad (2.11)$$

де V – початкова швидкість автомобіля, м/с; S_{Γ} – довжина шляху гальмування автомобіля, м; t_c – час запізнення спрацювання гальмового приводу, с; t_3 – час зростання сповільнення, с; g – прискорення вільного падіння (9,8 м/с²).

Знаючи величину коефіцієнта зчеплення, розрахованого за формулою (2.11), і значення факторів для кожного досліджу, що впливають на нього, було отримано навчальну вибірку (табл. 2.8). Загальний обсяг її склав 60 пар даних «фактори впливу–коефіцієнт зчеплення».

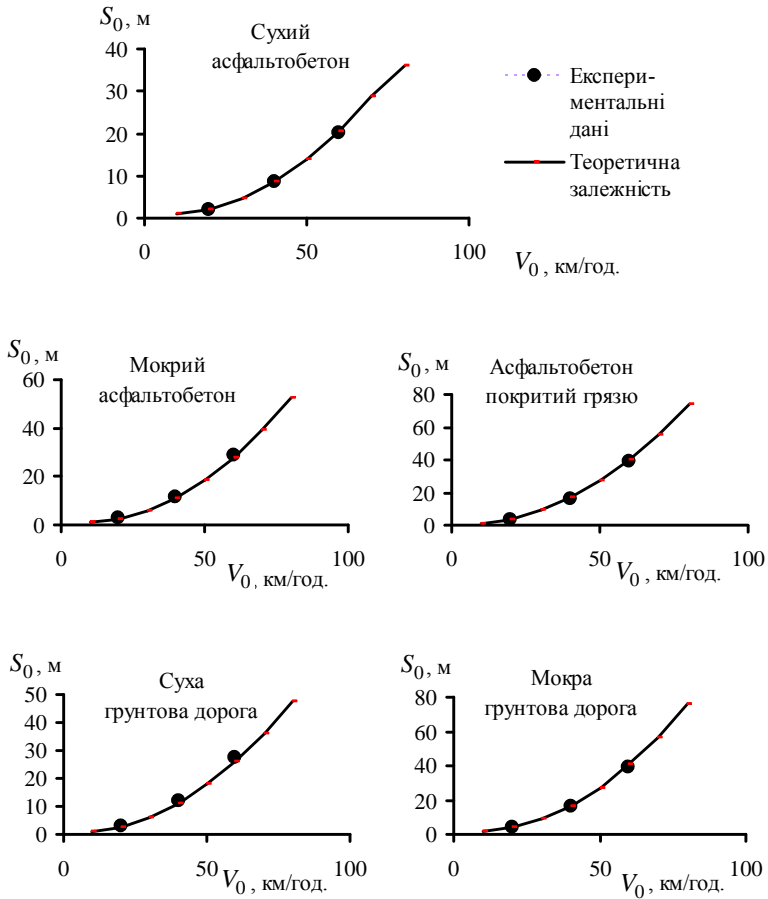


Рис. 2.12. Інтерполяція експериментальних даних регресійними моделями

Таблиця 2.8

Навчальна вибірка

№	Q	S	H	P	N	V	φ	№	Q	S	H	P	N	V	φ
1	6,15	100	62	0,2	15	20	0,55	31	2,25	62	21	0,31	85	64	0,17
2	4,45	100	65	0,2	15	60	0,33	32	4,5	32	75	0,19	90	80	0,35
3	4,7	100	65	0,18	20	40	0,39	33	7,5	75	25	0,18	71	67	0,64
4	3,4	90	45	0,17	95	120	0,26	34	2,6	65	50	0,16	60	55	0,22

Продовження табл. 2.8

№	Q	S	H	P	N	V	φ	№	Q	S	H	P	N	V	φ
5	3,7	64	95	0,25	45	72	0,28	35	5,0	70	20	0,17	100	25	0,39
6	3,9	84	81	0,27	67	65	0,32	36	0,7	100	75	0,18	20	10	0,06
7	8,1	67	72	0,25	20	58	0,68	37	8,6	100	60	0,2	15	60	0,7
8	3,4	65	80	0,14	15	15	0,27	38	4,45	100	65	0,2	15	20	0,4
9	3,6	40	75	0,18	20	45	0,34	39	6,3	100	65	0,18	20	60	0,51
10	3,9	100	35	0,29	45	110	0,29	40	5,6	100	75	0,2	25	100	0,46
11	7,4	35	70	0,19	60	90	0,62	41	2,9	48	25	0,24	51	68	0,22
12	5,3	30	5	0,26	90	35	0,45	42	2,85	56	75	0,29	40	40	0,2
13	8,6	100	60	0,2	15	20	0,76	43	5,5	53	98	0,18	100	35	0,42
14	6,15	100	62	0,2	15	40	0,52	44	5,2	78	20	0,17	38	129	0,41
15	6,3	100	65	0,18	20	20	0,56	45	8,2	15	10	0,2	100	115	0,67
16	4,7	100	65	0,18	20	60	0,36	46	8,3	100	30	0,17	80	40	0,71
17	4,8	15	55	0,21	62	32	0,42	47	4,3	90	10	0,13	10	120	0,33
18	5,0	37	15	0,18	17	25	0,44	48	8,0	100	40	0,15	40	90	0,66
19	6,8	70	28	0,16	90	52	0,55	49	8,6	100	62	0,2	15	80	0,67
20	7,3	41	37	0,2	50	65	0,62	50	4,45	100	65	0,2	15	40	0,36
21	6,7	80	55	0,12	56	62	0,52	51	4,7	100	65	0,18	20	20	0,42
22	4,8	100	20	0,23	10	80	0,39	52	0,9	40	10	0,14	100	20	0,08
23	3,3	50	90	0,3	50	85	0,24	53	5,2	51	70	0,22	38	97	0,43
24	2,1	20	55	0,23	70	40	0,16	54	2,3	100	62	0,21	35	70	0,19
25	8,6	100	60	0,2	15	40	0,74	55	3,2	44	55	0,23	10	40	0,26
26	6,15	100	62	0,2	15	60	0,48	56	5,8	100	5	0,22	100	35	0,44
27	6,3	100	65	0,18	20	40	0,53	57	1,5	25	68	0,14	35	30	0,14
28	7,2	70	70	0,19	15	60	0,63	58	5,4	87	60	0,25	75	40	0,46
29	1,7	35	30	0,16	74	34	0,16	59	6,9	80	4,5	0,16	30	50	0,59
30	1,3	72	35	0,15	70	33	0,12	60	2,8	70	95	0,24	35	60	0,17

Значення параметра Q , подані в табл. 2.8, отримані за принципом термометра.

Експертна база знань, подана у вигляді матриці (табл. 2.9), є узагальненням досвіду розробника про взаємозв'язок факторів впливу і коефіцієнта зчеплення.

На початковому етапі було прийнято, що всі ваги експертних пра-вил дорівнюють одиниці.

Таблиця 2.9

Нечітка база знань

№ правила	Q	S	H	P	N	V	φ	Вага правила
1	Q_1	S_2	H_2	P_2	N_1	V_1	φ_1	1,000
2	Q_1	S_1	H_1	P_1	N_3	V_1		1,000
3	Q_1	S_1	H_3	P_3	N_2	V_2		1,000
4	Q_2	S_2	H_2	P_2	N_2	V_3	φ_2	1,000
5	Q_1	S_1	H_2	P_1	N_2	V_2		1,000
6	Q_2	S_1	H_1	P_3	N_3	V_3		1,000
7	Q_2	S_1	H_2	P_2	N_3	V_5	φ_3	1,000
8	Q_2	S_1	H_1	P_3	N_2	V_3		1,000
9	Q_2	S_2	H_2	P_3	N_1	V_2		1,000
10	Q_2	S_1	H_2	P_2	N_1	V_2	φ_4	1,000
11	Q_3	S_2	H_2	P_2	N_2	V_3		1,000
12	Q_3	S_1	H_1	P_1	N_1	V_5		1,000
13	Q_4	S_2	H_1	P_2	N_3	V_2	φ_5	1,000
14	Q_3	S_1	H_1	P_3	N_1	V_1		1,000
15	Q_4	S_2	H_3	P_2	N_1	V_3		1,000
16	Q_4	S_2	H_2	P_2	N_1	V_1	φ_6	1,000
17	Q_4	S_1	H_2	P_1	N_3	V_2		1,000
18	Q_4	S_2	H_1	P_2	N_1	V_3		1,000
19	Q_4	S_1	H_1	P_2	N_1	V_2	φ_7	1,000
20	Q_5	S_1	H_1	P_2	N_3	V_5		1,000
21	Q_5	S_2	H_2	P_1	N_2	V_4		1,000
22	Q_5	S_2	H_2	P_2	N_3	V_2	φ_8	1,000
23	Q_5	S_2	H_2	P_2	N_1	V_3		1,000
24	Q_5	S_1	H_1	P_2	N_1	V_4		1,000

2.2.4. Налаштування моделі

Налаштування моделі на прийняття адекватного рішення полягає в підборі таких значень параметрів налаштування b , c , a , які б давали

мінімальне розходження прийнятих рішень з експериментальними даними.

Настройку моделі виконано за методикою [115] (основні відомості про яку розкрито в п. 2.1) з використанням пакета програм FUZZY EXPERT, розробленого на кафедрі комп'ютерних систем управління Вінницького національного технічного університету. В результаті настройки отримані функції належності нечітких термів, які використуються в базі знань (табл. 2.9). Вони зображені на рис. 2.13.

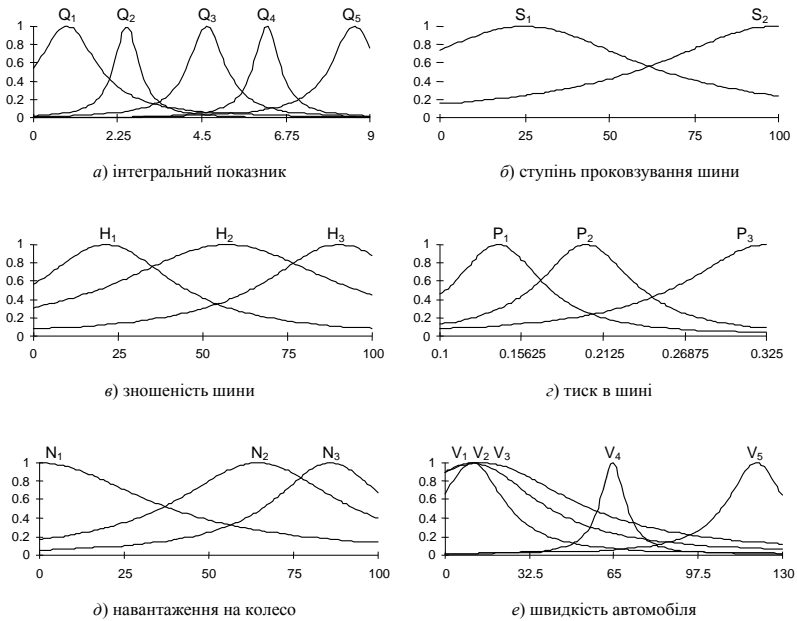


Рис. 2.13. Функції належності нечітких термів після настройки

Параметри центрів (b) і крутизни (c) настроєних функцій належності зведені в табл. 2.10. Ваги нечітких правил, які отримані після настройки, наведені в табл. 2.11.

Для оцінки адекватності моделі було проведено порівняльний аналіз значень коефіцієнта зчеплення, отриманих за допомогою довідкових таблиць, запропонованої моделі та експериментальних даних (табл. 2.12).

Таблиця 2.10

Параметри функцій належності після настройки

Терм	b	c	Терм	b	c	Терм	b	c
Q_1	0,90	0,97	H_1	21,36	24,33	N_2	64,48	28,92
Q_2	2,50	0,40	H_2	57,15	38,68	N_3	85,92	20,31
Q_3	4,63	0,59	H_3	90,21	26,55	V_1	10,40	14,74
Q_4	6,23	0,42	P_1	0,14	0,04	V_2	10,40	30,06
Q_5	8,58	0,75	P_2	0,20	0,04	V_3	14,07	42,26
S_1	24,88	41,76	P_3	0,32	0,07	V_4	64,65	5,82
S_2	98,93	41,95	N_1	0,10	38,98	V_5	119,99	13,48

Таблиця 2.11

Ваги експертних правил після настройки

№ правила	Терм для оцінки φ	Вага правила	№ правила	Терм для оцінки φ	Вага правила
1	φ_1	1,000	13	φ_5	0,999
2		0,700	14		1,000
3		0,999	15		0,400
4	φ_2	0,700	16	φ_6	0,999
5		0,700	17		0,400
6		0,998	18		0,400
7	φ_3	0,700	19	φ_7	0,699
8		0,400	20		1,000
9		0,300	21		1,000
10	φ_4	0,400	22	φ_8	1,000
11		0,997	23		1,000
12		0,400	24		0,600

Таблиця 2.12

Порівняння рішень

Фактори						Коефіцієнт зчеплення		
Q	S	H	P	N	V	Табличний	Експериментальний	За запроп. моделлю
1	2	3	4	5	6	7	8	9
6,15	100	62	0,2	15	20	0,45–0,55	0,55	0,54
4,45	100	65	0,2	15	60	0,25–0,4	0,33	0,35
4,7	100	65	0,18	20	40	0,30–0,45	0,39	0,39
3,4	90	45	0,17	95	120	0,22–0,40	0,26	0,26

Продовження табл. 2.12

1	2	3	4	5	6	7	8	9
3,7	64	95	0,25	45	72	0,20–0,40	0,28	0,29
3,9	84	81	0,27	67	65	0,25–0,45	0,32	0,31
8,1	67	72	0,25	20	58	0,60–0,70	0,68	0,68
3,4	65	80	0,14	15	15	0,25–0,40	0,27	0,28
3,6	40	75	0,18	20	45	0,30–0,45	0,34	0,31
3,9	100	35	0,29	45	110	0,20–0,40	0,29	0,29
7,4	35	70	0,19	60	90	0,60–0,70	0,62	0,62
5,3	30	5	0,26	90	35	0,40–0,50	0,45	0,45
8,6	100	60	0,2	15	20	0,70–0,80	0,76	0,75
6,15	100	62	0,2	15	40	0,45–0,55	0,52	0,52
6,3	100	65	0,18	20	20	0,50–0,60	0,56	0,54
4,7	100	65	0,18	20	60	0,30–0,45	0,36	0,38
4,8	15	55	0,21	62	32	0,40–0,50	0,42	0,41
5	37	15	0,18	17	25	0,40–0,50	0,44	0,42
6,8	70	28	0,16	90	52	0,50–0,70	0,55	0,54
7,3	41	37	0,2	50	65	0,60–0,70	0,62	0,62
6,7	80	55	0,12	56	62	0,50–0,60	0,52	0,54
4,8	100	20	0,23	10	80	0,35–0,50	0,39	0,38
3,3	50	90	0,3	50	85	0,25–0,40	0,24	0,24
2,1	20	55	0,23	70	40	0,15–0,20	0,16	0,15
8,6	100	60	0,2	15	40	0,70–0,80	0,74	0,74
6,15	100	62	0,2	15	60	0,45–0,55	0,48	0,51
6,3	100	65	0,18	20	40	0,50–0,60	0,53	0,52
7,2	70	70	0,19	15	60	0,60–0,70	0,63	0,62
1,7	35	30	0,16	74	34	0,10–0,20	0,16	0,15
1,3	72	35	0,15	70	33	0,08–0,15	0,12	0,13
2,25	62	21	0,31	85	64	0,20–0,25	0,17	0,18
4,5	32	75	0,19	90	80	0,35–0,50	0,35	0,36
7,5	75	25	0,18	71	67	0,60–0,70	0,64	0,63
2,6	65	50	0,16	60	55	0,20–0,30	0,22	0,20
5	70	20	0,17	100	25	0,40–0,50	0,39	0,40
0,7	100	75	0,18	20	10	0,05–0,10	0,06	0,06
4,45	100	65	0,2	15	20	0,25–0,40	0,40	0,38
6,3	100	65	0,18	20	60	0,50–0,60	0,51	0,52
5,6	100	75	0,2	25	100	0,45–0,55	0,46	0,44
2,9	48	25	0,24	51	68	0,20–0,40	0,22	0,21
2,85	56	75	0,29	40	40	0,20–0,30	0,20	0,22
5,5	53	98	0,18	100	35	0,40–0,50	0,42	0,43
5,2	78	20	0,17	38	129	0,40–0,55	0,41	0,41
8,2	15	10	0,2	100	115	0,70–0,80	0,67	0,66

Продовження табл. 2.12

1	2	3	4	5	6	7	8	9
8,3	100	30	0,17	80	40	0,70–0,80	0,71	0,71
4,3	90	10	0,13	10	120	0,35–0,40	0,33	0,33
8	100	40	0,15	40	90	0,50–0,70	0,66	0,65
8,6	100	62	0,2	15	80	0,70–0,80	0,67	0,68
4,45	100	65	0,2	15	40	0,25–0,40	0,36	0,38
4,7	100	65	0,18	20	20	0,25–0,45	0,42	0,39
0,9	40	10	0,14	100	20	0,05–0,10	0,08	0,09
5,2	51	70	0,22	38	97	0,40–0,50	0,43	0,42
2,3	100	62	0,21	35	70	0,20–0,30	0,19	0,18
3,2	44	55	0,23	10	40	0,22–0,40	0,26	0,26
5,8	100	5	0,22	100	35	0,40–0,55	0,44	0,46
1,5	25	68	0,14	35	30	0,15–0,20	0,14	0,14
5,4	87	60	0,25	75	40	0,35–0,5	0,46	0,45
6,9	80	4,5	0,16	30	50	0,60–0,70	0,59	0,58
2,8	70	95	0,24	35	60	0,20–0,30	0,17	0,19

Як видно з табл. 2.12, отримана модель дозволяє суттєво звузити інтервал невизначеності при знаходженні величини коефіцієнта зчеплення, а її адекватність задовільна для практики (відносна похибка прогнозу – 3,12 %).

2.3. Розробка математичних моделей для оцінки величини гальмового моменту на колесах автомобіля при гальмуванні

2.3.1. Аналіз і відбір факторів, що впливають на величину гальмового моменту

До гальмового керування автомобіля, що служить для сповільнення його руху аж до повного припинення й утримання на місці на стоянці, висуваються підвищені вимоги, тому що гальмове керування є найважливішим засобом забезпечення активної безпеки автомобіля.

Відповідно до Правил №13 КВТ ЄЕК ООН та ГОСТ 22895-77 гальмове керування повинне включати такі гальмові системи:

- робочу;
- запасну;
- стоянкову;
- допоміжну (гальмо-сповільнювач), обов'язкову для автобусів

повною масою понад 5 т і вантажних автомобілів повною масою понад 12 т, призначену для гальмування на тривалих спусках і підтримання швидкості 30 км/год. на спуску з ухилом 7 % протяжністю 6 км.

Кожна з перерахованих гальмових систем включає один або декілька гальмових механізмів і гальмовий привід.

Примусове сповільнення автомобіля може здійснюватися різними засобами: механічним (фрикційним), гідравлічним, електричним, позаколісним гальмуванням. Найчастіше для автомобілів застосовують фрикційні гальмові механізми. На легкових автомобілях великого класу часто використовуються тільки дискові гальмові механізми. На легкових автомобілях малого і середнього класів частіше усього використовуються дискові гальмові механізми на передніх колесах і барабанні колодкові на задніх колесах.

На вантажних автомобілях незалежно від їхньої вантажопідйомності встановлюють барабанні колодкові гальмові механізми. Лише в останнє десятиліття намітилася тенденція використання дискових гальмових механізмів для вантажних автомобілів.

Барабанні стрічкові гальмові механізми, як колісні, у сучасних умовах зовсім не застосовують. Рідко їх використовують як трансмісійні для стоянкової гальмової системи (автомобілі сімейства МАЗ, БелАЗ-540).

Гідравлічні й електричні гальмові механізми використовують як гальмо-сповільнювач. На ряді автомобілів гальмом-сповільнювачем є двигун, випускна труба якого перекивається спеціальною заслінкою. Крім того, уповільнення може бути здійснене при переведенні двигуна в компресорний режим.

Для екстреного гальмування на швидкісних і гоночних автомобілях іноді застосовують особливі закрилки, що збільшують повітряний опір, або використовують спеціальні парашути (позаколісне гальмування).

Механічний гальмовий привід використовують у якості обов'язкового приводу стоянкової гальмової системи.

Гальмовий гідропривід застосовують на всіх легкових автомобілях і вантажних автомобілях малої і середньої вантажопідйомності.

На легкових автомобілях в залежності від їхнього класу можливі варіанти приводу, як із підсилювачем, так і без нього. На вантажних автомобілях в гідропривід встановлюють вакуумний підсилювач. Га-

льмовий пневмопривід застосовують для автомобілів великої вантажопідіймальності, крім того, для цих автомобілів може бути використаний комбінований гальмовий привід (на автомобілі «Урал-4320» пневмогідролічний привід). У останні роки знаходиться застосування електропневматичний гальмовий привід.

Розглянемо основні види гальмових механізмів, що застосовуються на легкових автомобілях [55, 65]:

1) Дискові гальмові механізми.

Дискові гальмові механізми застосовуються головним чином на легкових автомобілях: на автомобілях великого класу на всіх колесах; на автомобілях малого і середнього класів – у більшості випадків тільки на передніх колесах (на задніх колесах застосовуються барабанні гальмові механізми).

В останні роки дискові гальмові механізми знайшли також застосування на вантажних автомобілях ряду закордонних фірм.

Схема дискового гальмового механізму приведена на рис. 2.14.

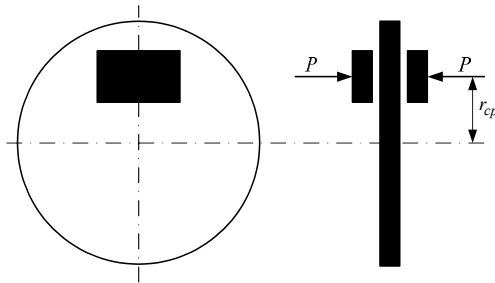


Рис. 2.14. Схема дискового гальмового механізму

Для нього гальмовий момент

$$M_z = 2P \cdot \mu \cdot r_{cp}, \quad (2.12)$$

де P – привідна сила; μ – коефіцієнт тертя; r_{cp} – середній радіус поверхні тертя.

2) Барабанні гальмові механізми

В легкових автомобілях переважно застосовуються барабанні гальмові механізми, виконані за такими конструктивними схемами:

- з рівними приводними силами й одностороннім розташуванням опор;

- з рівними приводними силами і рознесеними опорами.

При аналізі силової взаємодії гальмових колодок із гальмовим барабаном взяті такі допущення:

- накладки розташовані симетрично щодо горизонтальної осі;
- рівнодійні елементарних нормальних сил проходять через центр гальмового механізму.

Колодку, що моментом тертя притискається до гальмового барабана, прийнято називати активною, колодку, що моментом тертя віджимається від гальмового барабана, – пасивною.

Гальмовий механізм з рівними приводними силами й одностороннім розташуванням опор (схема сил, що діють на колодки, показана на рис. 2.15).

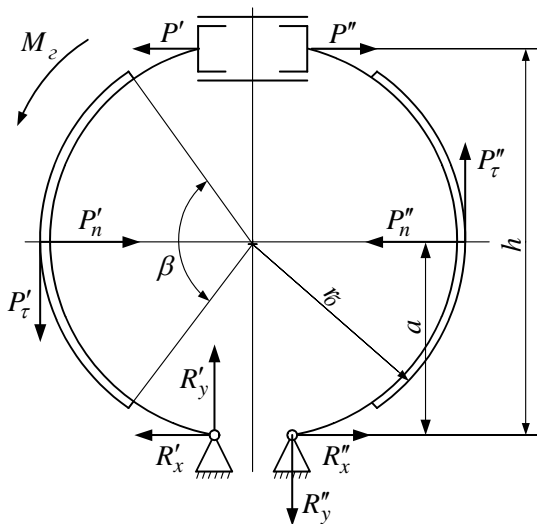


Рис. 2.15. Схема гальмового механізму з рівними приводними силами та одностороннім розташуванням опор

На схемі $P' = P'' = P$ – привідні сили; P'_n, P''_n – рівнодійна нормальних сил, які діють з боку гальмового барабана на колодки; P'_τ, P''_τ – сили тертя, які діють на колодки; R'_x, R''_x, R'_y, R''_y – реакції опор.

Момент тертя, який створюється активною колодкою

$$M'_z = P'_\tau r_0 = P r_0 \frac{\mu h}{k_0 a - \mu r_0}, \quad (2.13)$$

де P – привідна сила; μ – коефіцієнт тертя; r_0 – радіус барабана; a – плече нормальної сили P_n (рис. 2.15); h – плече привідної сили P (рис. 2.15); k_0 – коефіцієнт дотичних сил при рівномірному розподілі тиску:

$$k_0 = \frac{2 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)}{\beta}, \quad (2.14)$$

де β – кут обхвату накладки, рад.

При $k_0 \cdot a = \mu \cdot r_0$, $M'_z = \infty$ гальмовий механізм заклинюється.

Момент тертя, який створюється пасивною колодкою

$$M''_z = P''_\tau r_0 = P r_0 \frac{\mu h}{k_0 a + \mu r_0}. \quad (2.15)$$

Гальмовий момент, який створюють обидві колодки

$$M_z = M'_z + M''_z = P r_0 \left(\frac{\mu h}{k_0 a - \mu r_0} + \frac{\mu h}{k_0 a + \mu r_0} \right). \quad (2.16)$$

Гальмовий механізм з рівними привідними силами й рознесеними опорами (схема сил, що діють на колодки гальмового механізму показана на рис. 2.16).

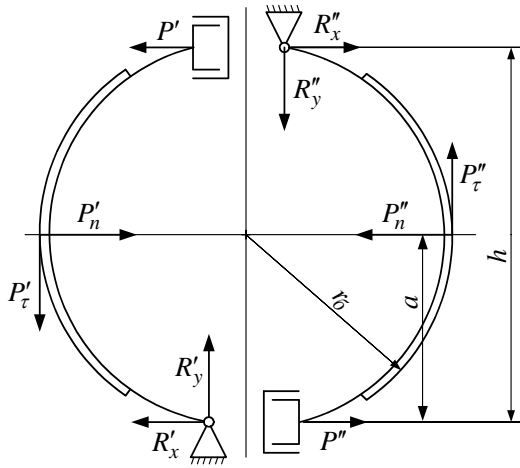


Рис. 2.16. Схема гальмового механізму з рівними приводними силами та рознесеними опорами

В цьому гальмовому механізмі обидві колодки активні при русі вперед, тому гальмові моменти, які створюють обидві колодки, однакові:

$$M'_z = M''_z = Pr_{\delta_0} \left(\frac{\mu h}{k_0 a - \mu r_{\delta_0}} \right). \quad (2.17)$$

Сумарний момент гальмового механізму

$$M_z = 2Pr_{\delta_0} \left(\frac{\mu h}{k_0 a - \mu r_{\delta_0}} \right). \quad (2.18)$$

Таким чином, задача знаходження гальмового моменту зводиться до пошуку багатофакторної залежності $M_z = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$, окремо для кожного типу гальмового механізму. Відтворення цієї залежності на основі математичного апарату теорії нечітких множин [31, 44, 85, 115, 117], детально розглянуто в розділах 2.3.2–2.3.4.

2.3.2. Побудова функцій належності для оцінки факторів впливу

Функції належності нечітких термів для оцінки факторів, які впливають на величину гальмового моменту, створеного гальмовою системою, будемо будувати за такою ж методикою, як і для коефіцієнта зчеплення (п. 2.2.2).

Фактори впливу на гальмовий момент, інформація про які подана в п. 2.3.1, будемо розглядати як лінгвістичні змінні, що задані на відповідних універсальних множинах і оцінюються нечіткими термами (табл. 2.13–2.15).

Функції належності змінної x до довільного нечіткого терму T визначає узагальнена модель (2.3):

$$\mu^T(x) = \frac{1}{1 + \left(\frac{x-b}{c}\right)^2}.$$

Дискові гальмові механізми

Таблиця 2.13

Фактори впливу на гальмовий момент

Фактор	Універсальна множина	Терми для оцінок
P – привідна сила	(0–2500) кг	низька ($P1$), нижче середньої ($P2$), середня ($P3$), вище середньої ($P4$), висока ($P5$)
μ – коефіцієнт тертя	(0–0,5)	низький ($\mu1$), нижчий середнього ($\mu2$), середній ($\mu3$), вищий середнього ($\mu4$), високий ($\mu5$)
r_{cp} – середній радіус поверхні тертя	(0,087–0,12) м	низький ($r_{cp}1$), середній ($r_{cp}2$), високий ($r_{cp}3$)

Барабанні гальмові механізми

а) з рівними приводними силами й одностороннім розташуванням опор

Таблиця 2.14

Фактори впливу на гальмівний момент

Фактор	Універсальна множина	Терми для оцінок
P – приводна сила	(0–900) кг	низька ($P1$), нижча середньої ($P2$), середня ($P3$), вища середньої ($P4$), висока ($P5$)
μ – коефіцієнт тертя	(0–0,5)	низький ($\mu1$), нижчий середнього ($\mu2$), середній ($\mu3$), вищий середнього ($\mu4$), високий ($\mu5$)
r_{σ} – радіус барабана	(0,09–0,15) м	низький ($r_{\sigma} 1$), середній ($r_{\sigma} 2$), високий ($r_{\sigma} 3$)
a – плече нормальної сили P_n (рис. 2.15)	(0,05–0,15) м	низьке ($a1$), середнє ($a2$), високе ($a3$)
h – плече приводної сили P (рис. 2.15)	(0,14–0,24) м	низьке ($h1$), середнє ($h2$), високе ($h3$)
β – кут обхвату	(0–120) °	низький ($\beta1$), нижчий середнього ($\beta2$), середній ($\beta3$), вищий середнього ($\beta4$), високий ($\beta5$)

б) з рівними приводними силами й рознесеними опорами

Таблиця 2.15

Фактори впливу на гальмовий момент

Фактор	Універсальна множина	Терми для оцінок
1	2	3
h – плече приводної сили P (рис. 2.16)	(0,14–0,24) м	низьке ($h1$), середнє ($h2$), високе ($h3$)

Продовження табл. 2.15

1	2	3
P – привідна сила	(0–700) кг	низька ($P1$), нижча середньої ($P2$), середня ($P3$), вища середньої ($P4$), висока ($P5$)
μ – коефіцієнт тертя	(0–0,5)	низький ($\mu1$), нижчий середнього ($\mu2$), середній ($\mu3$), вищий середнього ($\mu4$), високий ($\mu5$)
$r_{\bar{o}}$ – радіус барабана	(0,09–0,15) м	низький ($r_{\bar{o}} 1$), середній ($r_{\bar{o}} 2$), високий ($r_{\bar{o}} 3$)
a – плече нормаль- ної сили P_n (рис. 2.16)	(0,05–0,15) м	низьке ($a1$), середнє ($a2$), високе ($a3$)
β – кут обхвату	(0–120) °	низький ($\beta1$), нижчий середнього ($\beta2$), середній ($\beta3$), вищий середнього ($\beta4$), високий ($\beta5$)

Попередні значення параметрів настройки функцій належності (b і c) зведено в табл. 2.16–2.18.

Дискові гальмові механізми

Таблиця 2.16

Параметри функцій належності до настройки

Терм	b	c	Терм	b	c	Терм	b	c
$P1$	250	300	$\mu1$	0,05	0,05	$r_{cp} 1$	0,092	0,012
$P2$	750	305	$\mu2$	0,15	0,07	$r_{cp} 2$	0,104	0,009
$P3$	1250	310	$\mu3$	0,25	0,08	$r_{cp} 3$	0,116	0,008
$P4$	1750	295	$\mu4$	0,35	0,08			
$P5$	2250	300	$\mu5$	0,45	0,1			

Барабанні гальмові механізми

а) з рівними привідними силами й одностороннім розташуванням опор

Таблиця 2.17

Параметри функцій належності до настройки

Терм	b	c	Терм	b	c	Терм	b	c
P_1	90	110	μ_4	0,35	0,08	h_1	0,157	0,17
P_2	270	115	μ_5	0,45	0,1	h_2	0,19	0,15
P_3	450	112	$r_{\sigma 1}$	0,1	0,012	h_3	0,224	0,17
P_4	630	111	$r_{\sigma 2}$	0,12	0,009	β_1	12	20
P_5	810	125	$r_{\sigma 3}$	0,14	0,01	β_2	36	25
μ_1	0,05	0,05	a_1	0,065	0,02	β_3	60	20
μ_2	0,15	0,07	a_2	0,1	0,015	β_4	84	21
μ_3	0,25	0,08	a_3	0,135	0,019	β_5	108	25

б) з рівними привідними силами й рознесеними опорами

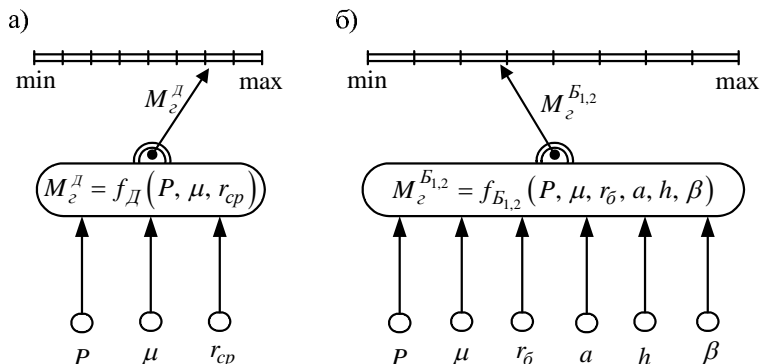
Таблиця 2.18

Параметри функцій належності до настройки

Терм	b	c	Терм	b	c	Терм	b	c
P_1	70	90	μ_4	0,35	0,08	h_1	0,157	0,17
P_2	210	95	μ_5	0,45	0,1	h_2	0,19	0,15
P_3	350	110	$r_{\sigma 1}$	0,1	0,012	h_3	0,224	0,17
P_4	490	101	$r_{\sigma 2}$	0,12	0,009	β_1	12	20
P_5	630	95	$r_{\sigma 3}$	0,14	0,01	β_2	36	25
μ_1	0,05	0,05	a_1	0,065	0,02	β_3	60	20
μ_2	0,15	0,07	a_2	0,1	0,015	β_4	84	21
μ_3	0,25	0,08	a_3	0,135	0,019	β_5	108	25

2.3.3. Розробка баз знань та навчальних вибірок для моделей оцінки гальмового моменту

Структуру моделей гальмового моменту, виходячи з даних п. 2.3.1 та п. 2.3.2 можна подати у вигляді дерева, висячими вершинами якого є фактори впливу (рис. 2.17).



а) дискові гальмові механізми; б) барабанні гальмові механізми

Рис. 2.17. Структура моделей визначення гальмового моменту

Центральними вузлами на структурах моделей зображені залежності виду

$$M_z^D = f_D(P, \mu, r_{cp}), \quad (2.19)$$

$$M_z^{B_{1,2}} = f_{B_{1,2}}(P, \mu, r_0, a, h, \beta). \quad (2.20)$$

Для побудови експертних матриць знань з оцінки гальмового моменту в залежності від факторів впливу, аналогічно п.2.2.3, необхідно подати залежності (2.19) та (2.20) у вигляді лінгвістичних висловлювань типу *ЯКЩО–ТО*, які використовують операції *I–АБО* за допомогою введених терм-оцінок змінних (табл. 2.13–2.15).

Розіб'ємо інтервал зміни величини гальмового моменту (M_z) на рівні підінтервали:

Дискові гальмові механізми ($M_z \in [0 \dots 250 \text{ кг} \cdot \text{м}]$):

$$[0 \dots 250] = \underbrace{[0 \dots 36]}_{M_{z1}} \cup \underbrace{[36 \dots 72]}_{M_{z2}} \cup \dots \cup \underbrace{[180 \dots 216]}_{M_{z6}} \cup \underbrace{[216 \dots 250]}_{M_{z7}}.$$

Барабанні гальмові механізми

а) Гальмовий механізм з рівними привідними силами й одностороннім розташуванням опор ($M_z \in [0 \dots 300 \text{ кг} \cdot \text{м}]$):

$$[0 \dots 300] = \underbrace{[0 \dots 37.5]}_{M_{z1}} \cup \underbrace{[37.5 \dots 75]}_{M_{z2}} \cup \dots \cup \underbrace{[225 \dots 262.5]}_{M_{z7}} \cup \underbrace{[262.5 \dots 300]}_{M_{z8}}.$$

б) Гальмовий механізм з рівними привідними силами й рознесеними опорами ($M_z \in [0 \dots 320 \text{ кг} \cdot \text{м}]$):

$$[0 \dots 320] = \underbrace{[0 \dots 40]}_{M_{z1}} \cup \underbrace{[40 \dots 80]}_{M_{z2}} \cup \dots \cup \underbrace{[240 \dots 280]}_{M_{z7}} \cup \underbrace{[280 \dots 320]}_{M_{z8}}.$$

Перераховані рівні $M_{z1} - M_{z8}$ будемо вважати типами розв'язків, які необхідно розпізнати.

Задача визначення гальмового моменту полягає в тому, щоб для кожної комбінації значень параметрів (факторів) поставити у відповідність один з розв'язків M_{zj} , $j = \overline{1,8}$, а потім дефазіфікувати його.

Для побудови баз знань та навчальних вибірок, які становлять сукупність пар «фактори впливу–гальмовий момент», було проведено серії розрахунків за відповідними формулами (див. п. 2.3.1). На основі отриманих даних були побудовані навчальні вибірки (табл. 2.19, 2.21, 2.23) та нечіткі бази знань (табл. 2.20, 2.22, 2.24) аналогічно п. 2.2.3. Таким чином, маємо:

Дискові гальмові механізми

Таблиця 2.19

Навчальна вибірка

№	P , кг	μ	r_{cp} , м	M_z , кг·м	№	P , кг	μ	r_{cp} , м	M_z , кг·м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	750	0,1	0,09	13,5	31	1550	0,2	0,09	55,8
2	1250	0,1	0,09	22,5	32	1850	0,4	0,097	143,56
3	350	0,2	0,097	13,58	33	450	0,25	0,099	22,275
4	1100	0,15	0,094	31,02	34	1000	0,45	0,107	96,3

Продовження табл. 2.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
5	1350	0,2	0,087	46,98	35	800	0,43	0,11	75,68
6	1850	0,2	0,097	71,78	36	1600	0,35	0,102	114,24
7	650	0,25	0,099	32,175	37	300	0,2	0,107	12,84
8	900	0,3	0,102	55,08	38	550	0,27	0,115	34,155
9	1150	0,25	0,087	50,025	39	800	0,3	0,107	51,36
10	1650	0,25	0,099	81,675	40	1300	0,4	0,094	97,76
11	2150	0,25	0,099	106,425	41	1900	0,35	0,11	146,3
12	450	0,41	0,11	40,59	42	2300	0,3	0,099	136,62
13	1200	0,35	0,107	89,88	43	200	0,45	0,12	21,6
14	1450	0,4	0,11	127,6	44	1400	0,4	0,107	119,84
15	1700	0,35	0,107	127,33	45	1750	0,15	0,097	50,925
16	2200	0,35	0,107	164,78	46	1300	0,35	0,087	79,17
17	250	0,45	0,12	27	47	2400	0,45	0,099	213,84
18	1250	0,45	0,12	135	48	500	0,4	0,115	46
19	1750	0,45	0,12	189	49	1100	0,15	0,097	32,01
20	1250	0,3	0,09	67,5	50	1600	0,3	0,107	102,72
21	2250	0,5	0,095	213,75	51	300	0,25	0,12	18
22	350	0,15	0,11	11,55	52	1950	0,4	0,097	151,32
23	1100	0,3	0,11	72,6	53	600	0,1	0,094	11,28
24	1350	0,35	0,09	85,05	54	900	0,3	0,107	57,78
25	400	0,15	0,102	12,24	55	1400	0,15	0,094	39,48
26	1650	0,4	0,102	134,64	56	2000	0,2	0,097	77,6
27	600	0,1	0,09	10,8	57	2350	0,2	0,09	84,6
28	1100	0,2	0,094	41,36	58	500	0,25	0,099	24,75
29	950	0,3	0,102	58,14	59	800	0,3	0,115	55,2
30	1150	0,23	0,099	52,371	60	1000	0,35	0,097	67,9

Таблиця 2.20

Нечітка база знань

№ правила	P	μ	r_{cp}	M_z	Вага
1	2	3	4	5	6
1	$P3$	$\mu1$	$r_{cp}1$	M_{z1}	1,000
2	$P1$	$\mu5$	$r_{cp}3$		1,000
3	$P2$	$\mu2$	$r_{cp}2$		1,000
4	$P5$	$\mu1$	$r_{cp}1$	M_{z2}	1,000
5	$P3$	$\mu2$	$r_{cp}1$		1,000
6	$P2$	$\mu5$	$r_{cp}3$		1,000

Продовження табл. 2.20

1	2	3	4	5	6
7	P_5	μ_2	r_{cp}^1	M_{z3}	1,000
8	P_4	μ_3	r_{cp}^2		1,000
9	P_3	μ_3	r_{cp}^3		1,000
10	P_5	μ_3	r_{cp}^2	M_{z4}	1,000
11	P_4	μ_4	r_{cp}^1		1,000
12	P_3	μ_4	r_{cp}^3		1,000
13	P_5	μ_4	r_{cp}^1	M_{z5}	1,000
14	P_3	μ_5	r_{cp}^3		1,000
15	P_4	μ_4	r_{cp}^2		1,000
16	P_5	μ_4	r_{cp}^2	M_{z6}	1,000
17	P_4	μ_5	r_{cp}^2		1,000
18	P_5	μ_5	r_{cp}^1		1,000
19	P_4	μ_5	r_{cp}^3	M_{z7}	1,000
20	P_5	μ_5	r_{cp}^2		1,000
21	P_5	μ_5	r_{cp}^3		1,000

Барабанні гальмові механізми

а) Гальмовий механізм з рівними привідними силами й одностороннім розташуванням опор.

Таблиця 2.21

Навчальна вибірка

№	P , кг	μ	r_0 , м	a , м	h , м	β , °	M_z , кг·м
1	2	3	4	5	6	7	8
1	300	0,2	0,14	0,086	0,18	80	43,63
2	700	0,43	0,14	0,122	0,23	60	226,97
3	240	0,2	0,11	0,07	0,21	90	40,09
4	340	0,25	0,13	0,1	0,2	120	63,21
5	840	0,3	0,14	0,106	0,23	50	189,72
6	60	0,5	0,11	0,08	0,2	120	64,59
7	460	0,35	0,11	0,09	0,17	60	87,64

Продовження табл. 2.21

1	2	3	4	5	6	7	8
8	480	0,15	0,13	0,12	0,18	95	32,68
9	280	0,3	0,11	0,088	0,19	40	47,7
10	480	0,4	0,1	0,084	0,16	60	101,93
11	300	0,4	0,09	0,08	0,17	95	69,42
12	600	0,1	0,14	0,06	0,18	40	54,52
13	300	0,5	0,14	0,12	0,17	20	91,12
14	700	0,2	0,14	0,13	0,21	80	72,73
15	500	0,35	0,13	0,108	0,24	20	123,82
16	240	0,5	0,11	0,102	0,19	50	73,51
17	440	0,15	0,14	0,12	0,19	60	31,7
18	640	0,25	0,11	0,08	0,18	20	90,39
19	840	0,35	0,14	0,118	0,21	80	199,66
20	360	0,15	0,09	0,05	0,16	20	33,75
21	460	0,2	0,11	0,09	0,18	120	53,63
22	560	0,25	0,13	0,11	0,23	110	101,39
23	660	0,3	0,14	0,116	0,24	95	154,68
24	380	0,2	0,13	0,106	0,22	95	49,93
25	300	0,5	0,15	0,135	0,24	40	120,29
26	400	0,3	0,11	0,09	0,17	20	57,99
27	500	0,45	0,12	0,1	0,18	80	160,82
28	700	0,25	0,09	0,06	0,16	95	114,94
29	800	0,1	0,11	0,09	0,18	100	40,88
30	900	0,15	0,13	0,11	0,18	60	62,29
31	500	0,2	0,14	0,12	0,19	80	51,44
32	300	0,15	0,13	0,12	0,2	120	24,53
33	500	0,26	0,11	0,1	0,18	60	59,22
34	150	0,45	0,09	0,07	0,16	100	55,91
35	640	0,4	0,11	0,11	0,21	80	143,88
36	160	0,2	0,13	0,07	0,2	110	34,39
37	260	0,3	0,14	0,115	0,23	95	59,11
38	560	0,4	0,13	0,105	0,21	40	159,62
39	760	0,3	0,09	0,064	0,14	120	146,74
40	380	0,35	0,13	0,112	0,2	80	83,24
41	490	0,22	0,09	0,07	0,16	40	49,37
42	100	0,3	0,13	0,105	0,22	120	24,76
43	200	0,35	0,14	0,117	0,23	110	59,52
44	900	0,25	0,13	0,102	0,2	110	156,28
45	500	0,25	0,11	0,08	0,17	115	83,56
46	800	0,3	0,09	0,062	0,14	96	144,9
47	900	0,45	0,11	0,104	0,18	80	228,45

Продовження табл. 2.21

1	2	3	4	5	6	7	8
48	40	0,4	0,14	0,108	0,24	120	19,84
49	340	0,2	0,13	0,116	0,22	115	42,98
50	740	0,32	0,134	0,12	0,22	120	172,98
51	430	0,35	0,11	0,104	0,2	90	85,16
52	160	0,5	0,13	0,11	0,2	60	64,17
53	860	0,47	0,11	0,098	0,17	60	232,46
54	480	0,45	0,13	0,12	0,2	40	126,92
55	280	0,2	0,11	0,08	0,19	110	38,28
56	580	0,3	0,09	0,068	0,16	110	110,29
57	680	0,35	0,11	0,09	0,18	40	132,01
58	880	0,45	0,14	0,132	0,2	80	249,38
59	270	0,15	0,13	0,11	0,22	118	26,52
60	400	0,2	0,116	0,09	0,21	90	52,42

Таблиця 2.22

Нечітка база знань

№ правила	P	μ	$r_{\bar{o}}$	a	h	β	M_c	Вага
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	$P2$	$\mu2$	$r_{\bar{o}}3$	$a3$	$h1$	$\beta4$	M_{c1}	1,000
2	$P3$	$\mu1$	$r_{\bar{o}}1$	$a1$	$h2$	$\beta1$		1,000
3	$P1$	$\mu4$	$r_{\bar{o}}3$	$a2$	$h1$	$\beta5$		1,000
4	$P2$	$\mu2$	$r_{\bar{o}}3$	$a1$	$h2$	$\beta4$	M_{c2}	1,000
5	$P3$	$\mu3$	$r_{\bar{o}}1$	$a1$	$h1$	$\beta2$		1,000
6	$P5$	$\mu2$	$r_{\bar{o}}2$	$a2$	$h2$	$\beta5$		1,000
7	$P3$	$\mu4$	$r_{\bar{o}}1$	$a2$	$h1$	$\beta3$	M_{c3}	1,000
8	$P4$	$\mu2$	$r_{\bar{o}}2$	$a1$	$h2$	$\beta4$		1,000
9	$P4$	$\mu3$	$r_{\bar{o}}1$	$a1$	$h2$	$\beta1$		1,000
10	$P4$	$\mu3$	$r_{\bar{o}}1$	$a1$	$h1$	$\beta5$	M_{c4}	1,000
11	$P5$	$\mu4$	$r_{\bar{o}}1$	$a1$	$h1$	$\beta4$		1,000
12	$P3$	$\mu5$	$r_{\bar{o}}2$	$a2$	$h2$	$\beta3$		1,000
13	$P3$	$\mu5$	$r_{\bar{o}}2$	$a2$	$h2$	$\beta4$	M_{c5}	1,000
14	$P5$	$\mu4$	$r_{\bar{o}}2$	$a3$	$h3$	$\beta2$		1,000
15	$P5$	$\mu3$	$r_{\bar{o}}1$	$a1$	$h1$	$\beta5$		1,000

Продовження табл. 2.22

1	2	3	4	5	6	7	8	9
16	P5	$\mu 4$	r_0^3	a3	h3	$\beta 4$	M_{z6}	1,000
17	P3	$\mu 5$	r_0^2	a2	h3	$\beta 3$		1,000
18	P5	$\mu 5$	r_0^1	a2	h1	$\beta 3$		1,000
19	P4	$\mu 5$	r_0^3	a3	h3	$\beta 3$	M_{z7}	1,000
20	P5	$\mu 5$	r_0^1	a2	h2	$\beta 4$		1,000
21	P5	$\mu 4$	r_0^2	a2	h3	$\beta 5$		1,000
22	P4	$\mu 5$	r_0^2	a2	h3	$\beta 5$	M_{z8}	1,000
23	P5	$\mu 5$	r_0^3	a3	h2	$\beta 4$		1,000
24	P5	$\mu 4$	r_0^3	a2	h3	$\beta 5$		1,000

б) Гальмовий механізм з рівними привідними силами й рознесеними опорами

Таблиця 2.23

Навчальна вибірка

№	P, кг	μ	r_0 , м	a, м	h, м	β , °	M_z , кг·м
1	2	3	4	5	6	7	8
1	300	0,2	0,14	0,084	0,2	80	68,07
2	470	0,1	0,09	0,074	0,18	20	23,56
3	320	0,055	0,11	0,076	0,19	60	11,06
4	480	0,15	0,13	0,12	0,18	95	38,65
5	280	0,3	0,11	0,08	0,18	40	73,27
6	380	0,35	0,13	0,11	0,2	20	108,15
7	90	0,1	0,13	0,05	0,16	80	11,33
8	135	0,15	0,14	0,08	0,17	60	17,4
9	490	0,23	0,09	0,06	0,16	40	85,19
10	200	0,35	0,14	0,116	0,21	110	82,41
11	300	0,4	0,09	0,07	0,14	95	115,29
12	450	0,45	0,11	0,09	0,19	80	253,5
13	620	0,35	0,14	0,126	0,23	105	232,46
14	200	0,35	0,14	0,11	0,16	110	69,95
15	470	0,4	0,09	0,068	0,15	95	207,59
16	460	0,2	0,11	0,09	0,18	120	69,49
17	40	0,3	0,09	0,08	0,16	70	7,18
18	180	0,15	0,11	0,09	0,18	90	16,58
19	580	0,3	0,09	0,06	0,14	60	144,71
20	680	0,35	0,11	0,09	0,15	40	158,03

Продовження табл. 2.23

1	2	3	4	5	6	7	8
21	500	0,2	0,14	0,12	0,19	40	59,38
22	400	0,25	0,09	0,05	0,15	80	114,65
23	600	0,35	0,13	0,11	0,2	90	204,11
24	90	0,3	0,11	0,1	0,18	40	16,45
25	40	0,3	0,1	0,09	0,17	70	7,48
26	240	0,25	0,11	0,08	0,17	90	50,43
27	360	0,2	0,13	0,1	0,19	120	62,73
28	540	0,35	0,09	0,067	0,16	95	193,96
29	640	0,4	0,11	0,094	0,2	60	246,1
30	260	0,26	0,14	0,1	0,21	115	83,51
31	460	0,35	0,11	0,086	0,19	80	165,33
32	560	0,4	0,13	0,108	0,2	70	235,73
33	660	0,15	0,1	0,08	0,18	45	56,64
34	480	0,4	0,1	0,084	0,17	120	221,53
35	620	0,45	0,09	0,078	0,16	80	256,4
36	680	0,43	0,11	0,1	0,18	95	278,34
37	100	0,28	0,13	0,106	0,2	40	21,58
38	500	0,49	0,1	0,088	0,16	60	223,74
39	600	0,15	0,13	0,106	0,18	40	49,92
40	700	0,2	0,09	0,08	0,16	80	72,41
41	220	0,2	0,11	0,078	0,17	115	37,81
42	100	0,3	0,11	0,102	0,18	40	17,74
43	300	0,47	0,14	0,13	0,2	20	124,25
44	500	0,1	0,11	0,098	0,17	95	24,57
45	700	0,2	0,14	0,114	0,21	80	106,92
46	210	0,35	0,13	0,102	0,24	30	82,82
47	140	0,45	0,09	0,081	0,15	100	55,56
48	240	0,42	0,12	0,11	0,18	75	83,9
49	440	0,4	0,14	0,125	0,24	115	241,37
50	540	0,2	0,09	0,07	0,17	40	65,31
51	640	0,25	0,11	0,09	0,2	30	114,45
52	60	0,45	0,11	0,1	0,19	80	26,49
53	160	0,43	0,13	0,11	0,2	60	72,79
54	360	0,15	0,09	0,07	0,16	20	27,7
55	560	0,25	0,13	0,1	0,23	110	158,56
56	660	0,3	0,14	0,12	0,21	95	180
57	80	0,5	0,14	0,12	0,24	20	54,41
58	490	0,47	0,09	0,08	0,16	100	237,39
59	600	0,35	0,14	0,128	0,23	110	224,71
60	300	0,5	0,15	0,14	0,22	55	165,88

Таблиця 2.24

Нечітка база знань

№ правила	P	μ	$r_{\bar{o}}$	a	h	β	M_{ε}	Вага
1	$P2$	$\mu2$	$r_{\bar{o}}2$	$a2$	$h3$	$\beta4$	$M_{\varepsilon1}$	1,000
2	$P1$	$\mu4$	$r_{\bar{o}}1$	$a2$	$h1$	$\beta5$		1,000
3	$P3$	$\mu1$	$r_{\bar{o}}1$	$a1$	$h2$	$\beta3$		1,000
4	$P3$	$\mu2$	$r_{\bar{o}}3$	$a1$	$h2$	$\beta4$	$M_{\varepsilon2}$	1,000
5	$P2$	$\mu2$	$r_{\bar{o}}2$	$a1$	$h3$	$\beta5$		1,000
6	$P2$	$\mu3$	$r_{\bar{o}}3$	$a3$	$h3$	$\beta4$		1,000
7	$P3$	$\mu4$	$r_{\bar{o}}2$	$a2$	$h2$	$\beta1$	$M_{\varepsilon3}$	1,000
8	$P5$	$\mu2$	$r_{\bar{o}}3$	$a3$	$h3$	$\beta4$		1,000
9	$P2$	$\mu5$	$r_{\bar{o}}2$	$a2$	$h2$	$\beta3$		1,000
10	$P5$	$\mu4$	$r_{\bar{o}}1$	$a2$	$h1$	$\beta2$	$M_{\varepsilon4}$	1,000
11	$P5$	$\mu3$	$r_{\bar{o}}1$	$a1$	$h1$	$\beta4$		1,000
12	$P2$	$\mu5$	$r_{\bar{o}}2$	$a2$	$h2$	$\beta4$		1,000
13	$P3$	$\mu5$	$r_{\bar{o}}3$	$a3$	$h3$	$\beta3$	$M_{\varepsilon5}$	1,000
14	$P4$	$\mu3$	$r_{\bar{o}}3$	$a1$	$h3$	$\beta4$		1,000
15	$P4$	$\mu4$	$r_{\bar{o}}1$	$a1$	$h1$	$\beta4$		1,000
16	$P3$	$\mu4$	$r_{\bar{o}}3$	$a2$	$h3$	$\beta5$	$M_{\varepsilon6}$	1,000
17	$P5$	$\mu5$	$r_{\bar{o}}1$	$a1$	$h1$	$\beta4$		1,000
18	$P4$	$\mu5$	$r_{\bar{o}}1$	$a1$	$h1$	$\beta5$	$M_{\varepsilon7}$	1,000
19	$P5$	$\mu4$	$r_{\bar{o}}3$	$a3$	$h3$	$\beta5$		1,000
20	$P4$	$\mu5$	$r_{\bar{o}}1$	$a1$	$h2$	$\beta4$		1,000
21	$P4$	$\mu5$	$r_{\bar{o}}3$	$a2$	$h2$	$\beta3$	$M_{\varepsilon8}$	1,000
22	$P5$	$\mu5$	$r_{\bar{o}}2$	$a2$	$h2$	$\beta5$		1,000

На початковому етапі було прийнято, що всі ваги експертних правил дорівнюють одиниці.

2.3.4. Налаштування моделей

Налаштування моделей гальмового моменту проводилась аналогічно налаштуванню моделі коефіцієнта зчеплення (п. 2.2.4). В результаті налаштування отримані функції належності нечітких термів, які використовуються в базах знань (табл. 2.20, 2.22, 2.24). Вони зображені на

рис. 2.18–2.20. Параметри центрів (b) і крутизни (c) настроєних функцій належності зведені в табл. 2.25, 2.28, 2.31.

Ваги нечітких правил, які отримані після настройки, наведені в табл. 2.26, 2.29, 2.32 (правила пронумеровані таким же чином, як і в відповідних матрицях знань табл. 2.20, 2.22, 2.24).

Для оцінки адекватності моделей було проведено порівняльний аналіз (табл. 2.27, 2.30, 2.33) значень гальмового моменту, отриманих за допомогою запропонованих моделей та розрахункових формул. Номери рядків в цих таблицях відповідають номерам рядків відповідних навчальних вибірок (табл. 2.19, 2.21, 2.23).

Таким чином маємо:

Дискові гальмові механізми

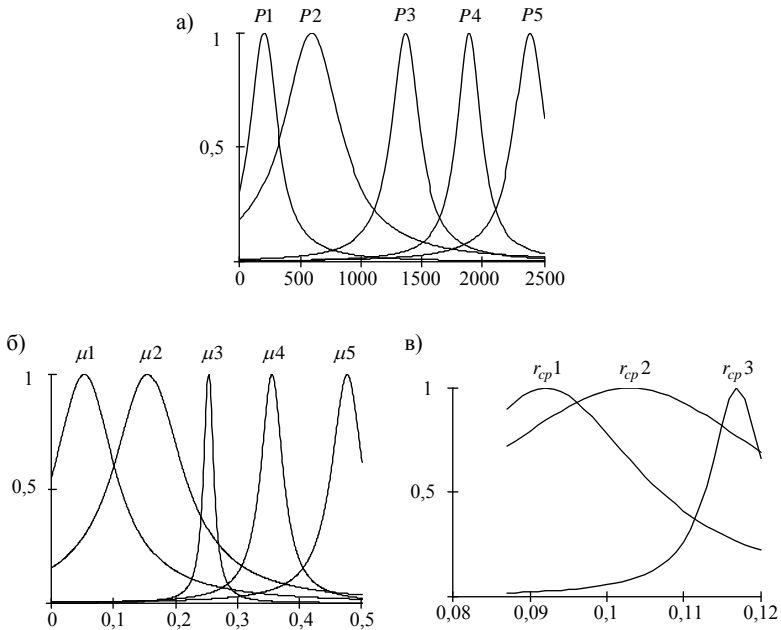


Рис. 2.18. Функції належності нечітких термів після настройки

Таблиця 2.25

Параметри функцій належності після настройки

Терм	<i>b</i>	<i>c</i>	Терм	<i>b</i>	<i>c</i>
<i>P</i> 1	197,7	130,72	μ 3	0,252	0,0093
<i>P</i> 2	587,78	281,93	μ 4	0,354	0,0217
<i>P</i> 3	1361,37	139,04	μ 5	0,476	0,0306
<i>P</i> 4	1885,9	117,6	r_{cp} 1	0,092	0,0151
<i>P</i> 5	2381,13	153,01	r_{cp} 2	0,103	0,0255
μ 1	0,053	0,0594	r_{cp} 3	0,117	0,0042
μ 2	0,155	0,0665	–	–	–

Таблиця 2.26

Ваги експертних правил після настройки

№ правила	Терм для оцінки M_z	Вага правила	№ правила	Терм для оцінки M_z	Вага правила
1	M_{z1}	0,508	13	M_{z5}	0,499
2		0,508	14		0,486
3		0,564	15		0,493
4	M_{z2}	0,514	16	M_{z6}	0,503
5		0,512	17		0,485
6		0,464	18		0,487
7	M_{z3}	0,482	19	M_{z7}	0,501
8		0,502	20		0,495
9		0,499	21		0,505
10	M_{z4}	0,493	–	–	–
11		0,496	–		–
12		0,495	–		–

Таблиця 2.27

Порівняння розв'язків

№ п/п	M_z , кг·м		№ п/п	M_z , кг·м		№ п/п	M_z , кг·м	
	формула	модель		формула	модель		формула	модель
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	13,5	13,717	21	213,75	212,918	41	146,3	147,4
2	22,5	23,137	22	11,55	11,634	42	136,62	134,05
3	13,58	12,998	23	72,6	70,128	43	21,6	21,05
4	31,02	33,676	24	85,05	85,34	44	119,84	121,68
5	46,98	47,251	25	12,24	12,509	45	50,925	52,22

Продовження табл. 2.27

1	2	3	4	5	6	7	8	9
6	71,78	73,107	26	134,64	139,347	46	79,17	79,07
7	32,175	31,044	27	10,8	10,45	47	213,84	210,46
8	55,08	57,435	28	41,36	40,41	48	46	48,12
9	50,025	48,89	29	58,14	59,77	49	32,01	33,67
10	81,675	80,688	30	52,371	51,51	50	102,72	103,03
11	106,425	104,991	31	55,8	51,59	51	18,0	18,87
12	40,59	41,377	32	143,56	141,87	52	151,32	150,28
13	89,88	92,255	33	22,275	24,5	53	11,28	9,85
14	127,6	127,137	34	96,3	100,92	54	57,78	61,13
15	127,33	129,261	35	75,68	72,7	55	39,48	38,07
16	164,78	165,063	36	114,24	119,88	56	77,6	77,4
17	27,0	22,687	37	12,84	13,04	57	84,6	82,224
18	135,0	137,227	38	34,155	34,6	58	24,75	24,87
19	189,0	194,001	39	51,36	53,52	59	55,2	56,37
20	67,5	63,715	40	97,76	100,44	60	67,9	71,27

Барабанні гальмові механізми

а) *Гальмовий механізм з рівними привідними силами й одностороннім розташуванням опор*

Таблиця 2.28

Параметри функцій належності після настройки

Терм	b	c	Терм	b	c	Терм	b	c
P_1	88,77	99,24	μ_4	0,351	0,044	h_1	0,157	0,0805
P_2	278,48	481,21	μ_5	0,459	0,031	h_2	0,19	0,0699
P_3	459,48	98,54	$r_{\theta 1}$	0,099	0,0079	h_3	0,224	0,0799
P_4	661,44	42,46	$r_{\theta 2}$	0,12	0,0006	β_1	12,57	30,028
P_5	838,08	52,55	$r_{\theta 3}$	0,139	0,0399	β_2	36,46	35,501
μ_1	0,054	0,130	a_1	0,066	0,0442	β_3	60,43	24,629
μ_2	0,128	0,042	a_2	0,101	0,0053	β_4	82,55	49,512
μ_3	0,252	0,029	a_3	0,133	0,0416	β_5	106,72	21,275

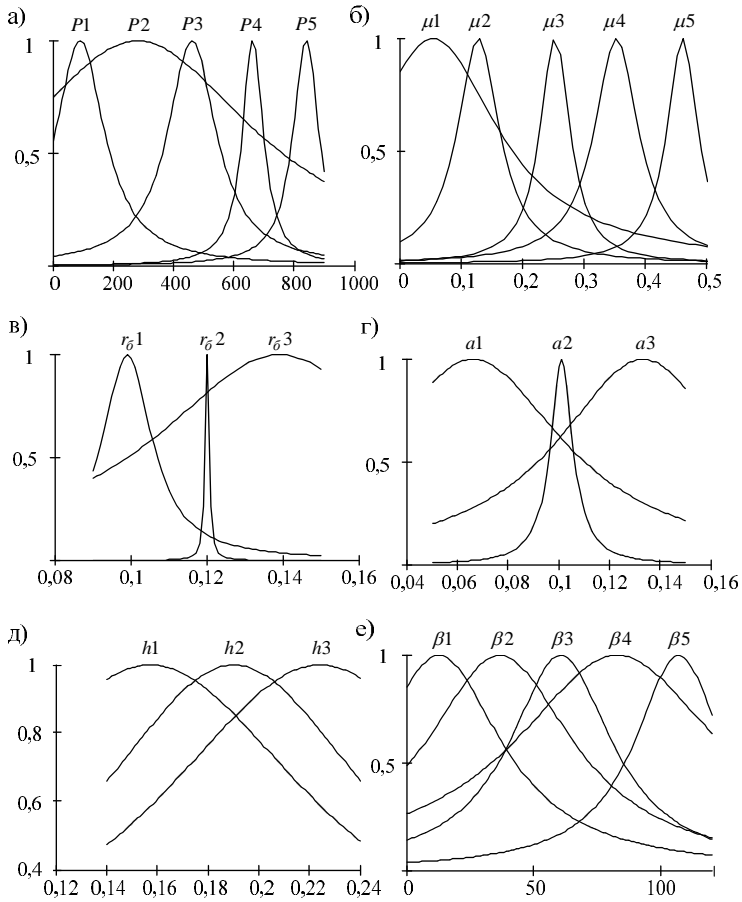


Рис. 2.19. Функції належності нечітких термів після настройки

Таблиця 2.29

Ваги експертних правил після настройки

№ правила	Терм для оцінки M_z	Вага правила	№ правила	Терм для оцінки M_z	Вага правила
1	2	3	4	5	6
1	M_{z1}	0,540	13	M_{z5}	0,492
2		0,507	14		0,498
3		0,517	15		0,494

Продовження табл. 2.29

1	2	3	4	5	6
4	M_{22}	0,513	16	M_{26}	0,486
5		0,514	17		0,483
6		0,508	18		0,498
7	M_{23}	0,502	19	M_{27}	0,495
8		0,505	20		0,491
9		0,502	21		0,491
10	M_{24}	0,499	22	M_{28}	0,485
11		0,499	23		0,494
12		0,500	24		0,489

Таблиця 2.30

Порівняння розв'язків

№ п/п	M_z , кг·м		№ п/п	M_z , кг·м		№ п/п	M_z , кг·м		№ п/п	M_z , кг·м	
	форму- ла	мо- дель		фор- мула	модель		форму- ла	мо- дель		форму- ла	мо- дель
1	43,63	41,47	16	73,51	75,18	31	51,44	55,62	46	144,9	146,99
2	226,97	226,65	17	31,7	28,369	32	24,53	26,97	47	228,45	225,09
3	40,09	37,41	18	90,39	86,83	33	59,22	61,72	48	19,84	19,31
4	63,21	63,8	19	199,66	202,43	34	55,91	56,88	49	42,98	45,1
5	189,72	188,46	20	33,75	35,238	35	143,88	147,97	50	172,98	172,73
6	64,59	67,38	21	53,63	54,638	36	34,39	34,27	51	85,16	84,11
7	87,64	84,782	22	101,39	99,024	37	59,11	56,05	52	64,17	66,7
8	32,68	31,74	23	154,68	156,81	38	159,62	161,39	53	232,46	233,94
9	47,7	50,58	24	49,93	47,34	39	146,74	148,56	54	126,92	128,53
10	101,93	103,04	25	120,29	120,72	40	83,24	80,17	55	38,28	41,79
11	69,42	67,54	26	57,99	60,826	41	49,37	49,4	56	110,29	106,65
12	54,52	51,255	27	160,82	163,9	42	24,76	23,4	57	132,01	129,96
13	91,12	93,392	28	114,94	118,497	43	59,52	57,89	58	249,38	249,87
14	72,73	71,472	29	40,88	44,499	44	156,28	154,68	59	26,52	28,01
15	123,82	125,08	30	62,29	59,75	45	83,56	83,67	60	52,42	49,42

б) Гальмовий механізм з рівними привідними силами й рознесеними опорами

Таблиця 2.31

Параметри функцій належності після настройки

Терм	b	c	Терм	b	c	Терм	b	c
1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P1$	20,105	57,8529	$\mu 4$	0,3542	0,0543	$h1$	0,165	0,03824

Продовження табл. 2.31

1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P2$	173,675	18,8976	$\mu5$	0,4462	0,0144	$h2$	0,19	0,03684
$P3$	314,561	106,736	$r_{\sigma 1}$	0,1107	0,0192	$h3$	0,2228	0,00168
$P4$	488,379	29,7964	$r_{\sigma 2}$	0,1275	0,0108	$\beta 1$	9,164	7,2487
$P5$	653,844	17,233	$r_{\sigma 3}$	0,1426	0,0016	$\beta 2$	35,9199	6,8719
$\mu 1$	0,0943	0,0255	$a 1$	0,0825	0,0228	$\beta 3$	92,9896	31,3116
$\mu 2$	0,1248	0,0101	$a 2$	0,0999	0,0365	$\beta 4$	100,878	3,205
$\mu 3$	0,1876	0,0158	$a 3$	0,145	0,023	$\beta 5$	110,931	45,3647

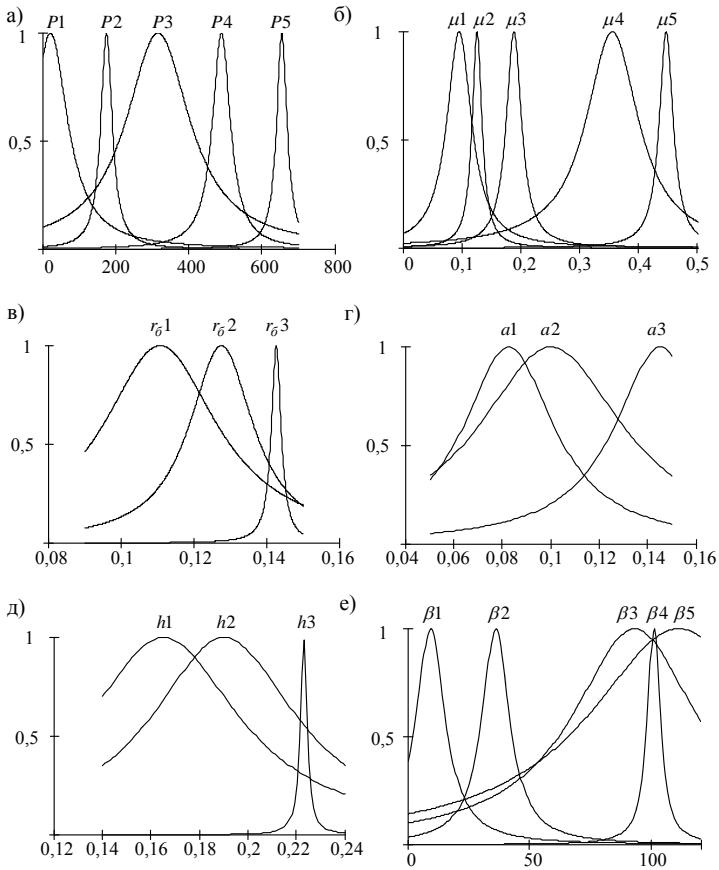


Рис. 2.20. Функції належності нечітких термів після настройки

Таблиця 2.32

Ваги експертних правил після настройки

№ правила	Терм для оцінки M_z	Вага правила	№ правила	Терм для оцінки M_z	Вага правила
1	M_{z1}	0,650	13	M_{z5}	0,500
2		0,950	14		0,500
3		0,950	15		0,500
4	M_{z2}	0,550	16	M_{z6}	0,750
5		0,650	17		0,499
6		0,650	18		0,800
7	M_{z3}	0,549	19	M_{z7}	1,000
8		0,500	20		0,650
9		0,850	21		0,851
10	M_{z4}	0,500	22	M_{z8}	1,000
11		0,550	–		–
12		0,500	–	–	–

Таблиця 2.33

Порівняння розв'язків

№ п/п	M_z , кг·м		№ п/п	M_z , кг·м		№ п/п	M_z , кг·м		№ п/п	M_z , кг·м	
	формула	модель		формула	модель		формула	модель		формула	модель
1	68,07	65,92	16	69,49	68,81	31	165,33	167,85	46	82,82	79,41
2	23,56	22,51	17	7,18	7,7	32	235,73	233,17	47	55,56	53,93
3	11,06	10,95	18	16,58	16,37	33	56,64	57,69	48	83,9	83,49
4	38,65	41,099	19	144,71	146,665	34	221,53	222,4	49	241,37	245,17
5	73,27	70,445	20	158,03	153,995	35	256,4	254,56	50	65,31	64,79
6	108,15	112,2	21	59,38	61,96	36	278,34	279,89	51	114,45	116,16
7	11,33	13,126	22	114,65	110,3	37	21,58	22,55	52	26,49	25,48
8	17,4	17,496	23	204,11	206,01	38	223,74	223,29	53	72,79	74,88
9	85,19	81,56	24	16,45	16,933	39	49,92	48,34	54	27,7	26,93
10	82,41	82,52	25	7,48	7,52	40	72,41	69,24	55	158,56	157,26
11	115,29	114,95	26	50,43	51,01	41	37,81	36,81	56	180	178,93
12	253,5	253,11	27	62,73	65,86	42	17,74	17,12	57	54,41	55,71
13	232,46	228,57	28	193,96	194,98	43	124,25	121,19	58	237,39	235,65
14	69,95	70,035	29	246,1	241,33	44	24,57	23,84	59	224,71	226,26
15	207,59	202,78	30	83,51	87,17	45	106,92	106,19	60	165,88	163,587

Як видно з табл. 2.27, 2.30, 2.33, адекватність отриманих моделей задовільна для практики (відносна похибка прогнозу складає відповідно 4,73 %, 3,04 %, 2,29 %).

Висновки з розділу 2

1. В розділі 2 розроблені математичні моделі, які дозволяють з достатньою точністю визначити величину коефіцієнта зчеплення (відносна похибка біля 3 %) та гальмового моменту (відносна похибка до 5 %), і на основі цих даних оцінити траєкторію руху автомобіля при гальмуванні.

2. Запропонована модель визначення коефіцієнта зчеплення, на відміну від існуючих методик, дозволяє врахувати всі фактори впливу занесені в протоколи дорожньо-транспортних пригод і звузити діапазон можливих оцінок, що підвищує об'єктивність прийняття рішень.

3. Новизна розроблених моделей полягає в тому, що застосування в них математичного апарату нечіткої логіки дає змогу отримувати правильні розв'язки навіть в умовах відсутності точних кількісних значень вихідних даних.

РОЗДІЛ 3

ОЦІНКА ТРАЄКТОРІЇ РУХУ

АВТОМОБІЛЯ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ

В цьому розділі розробляється модель оцінки траєкторії руху автомобіля при гальмуванні. В підрозділі 3.1 аналізуються основні підходи до оцінки траєкторії руху автомобіля, їх недоліки та напрямки вдосконалення. В підрозділі 3.2 розглядається динаміка руху загальмованого автомобіля, визначаються реакції, що діють на автомобіль при гальмуванні, та отримуються функціональні залежності, які характеризують траєкторію руху автомобіля в режимі гальмування. Підрозділ 3.3 містить рекомендації щодо застосування запропонованої моделі.

3.1. Аналіз існуючих підходів до оцінки траєкторії руху автомобіля при гальмуванні

Траєкторію руху автомобіля в наш оцінюють, виходячи з умов стійкого руху автомобіля. Як самостійний розділ науки, теорія стійкості руху в сучасному розумінні склалась в кінці 19 ст., коли академік А. М. Ляпунов в 1892 р. розв'язав загальну задачу про стійкість усталеного руху. Його дослідження були продовжені. Інженерна теорія стійкості руху автомобіля тісно пов'язана з ім'ям Я. М. Певзнера [66], який взяв за основу математичне тлумачення теорії стійкості за Ляпуновим. З цього періоду інженерна теорія стійкості отримала плідний розвиток в працях А. Б. Гредескула [19], А. С. Литвинова [47], В. А. Іларіонова [37], А. А. Хачатурова [24], Д. А. Антонова [3], Ю. А. Брянського [9], Л. В. Гуревича [21], Л. В. Гячева [22], Г. М. Косолапова [43], А. А. Мартинюка [54], М. А. Подригала [70], В. П. Волкова [70] та ін.

Стійкість – властивість автомобіля, яка визначається його здатністю зберігати задану траєкторію руху при впливі на автомобіль зовнішніх сил, які прагнуть відхилити його від цієї траєкторії при зафіксованих колесах [29]. Розрізняють курсову і траєкторну стійкість [21]. *Траєкторна стійкість* – властивість автомобіля з достатньою точністю прямувати по заданій криволінійній траєкторії (повертати), *курсова* – прямувати по прямій (не змінювати напрямку руху).

Стійкість автомобіля визначається бічними реакціями, які дорога прикладає до коліс. Якщо бічні сили, що виникають, наприклад, від відцентрового ефекту при повороті, від поперечного ухилу дороги, вітру і т. п., менші граничної величини бічної реакції, колесо буде рухатись по заданій траєкторії і незначно відхилитись від неї тільки за рахунок бічного зсуву. Якщо ж ця границя перевищена, починається бічне ковзання, і колесо втрачає стійкість. Таким чином, колесо буде стійким, якщо [21]

$$R_{\Sigma} = \sqrt{X^2 + Y^2} \leq \varphi_{\max} \cdot Z, \quad (3.1)$$

де R_{Σ} – сумарна реакція, яка діє в площині контакту з опорною поверхнею, кН; X , Y , Z – поздовжня, бічна, нормальна реакції в контакті колеса (чи коліс осі) з опорною поверхнею; φ_{\max} – максимальне значення коефіцієнта зчеплення для певного покриття при оптимальному проковзуванні коліс автомобіля.

Ясно, що чим більше X (сильніше гальмується колесо), тим гірша стійкість автомобіля.

Потужність гальм сучасних автомобілів дозволяє водію заблокувати колеса автотранспортного засобу. При цьому можливі випадки:

- втрата траєкторної стійкості, у випадку блокування передніх коліс;
- втрата курсової стійкості, у випадку блокування задніх коліс.

Якщо автомобіль відхилився від прямолінійного напрямку руху на кут біля 20° (типове значення для легкових автомобілів), занос вже неможливо припинити навіть повним розгальмовуванням та енергійним маневром за допомогою рульового керування [7].

Випробування, які проведені на легкових автомобілях [110], показали, що при одночасному блокуванні чи при випереджаючому блокуванні передніх коліс автомобіль, як правило, не втрачав курсову стійкість. Якщо ж задні колеса блокувались раніше передніх на 0,5 с і більше, то відбувався занос автомобіля. При блокуванні одного заднього колеса заносу не було до блокування другого.

Виходячи із конструктивних і технологічних особливостей, ДСТУ 3649-97 допускає певне відхилення величин гальмових сил між різними колесами в процесі гальмування, а також нерівномірність

спрацювання гальм коліс однієї осі. Тому транспортний засіб під час гальмування може розвертатись навколо свого центра ваги, але в процесі розвороту він не повинен виходити за габарити коридору шириною 3,5 м (рис. 3.1).

З урахування інтервалу безпеки 0,5 м ширину коридору безпеки можна вважати рівною 4,5 м.

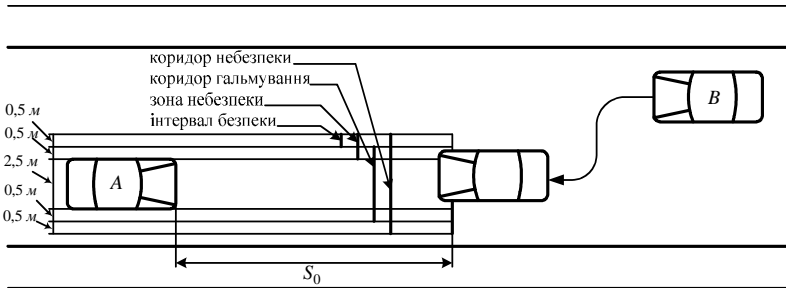


Рис. 3.1. Коридор безпеки

Таким чином, для забезпечення безпеки руху автомобіля необхідно, щоб гальмовий шлях S_0 не перевищував певної нормованої величини, яка визначається по ДСТУ 3649-97. Крім того, не можна допускати вихід автомобіля за межі заданої смуги руху, який може виникнути при розвороті (заносі). Умовою гранично допустимого розвороту автомобіля є вираз [43]:

$$\frac{B_0}{2} \leq y + \frac{L_a}{2} \sin \gamma + \frac{B_a}{2} \cos \gamma, \quad (3.2)$$

де B_0 – ширина смуги руху; y – поперечне відхилення центра мас; L_a та B_a – габарити автомобіля (довжина і ширина); γ – кут розвороту повздожньої осі автомобіля.

На сьогоднішній день в практиці аналізу і експертизи дорожньо-транспортних пригод для оцінки експлуатаційних гальмових властивостей автомобіля в дорожніх умовах використовують такі схеми та моделі:

1. Плоска одномасова [7, 13, 17, 21, 24, 29, 48, 66].

Це найбільш розповсюджена розрахункова модель. В цьому випадку автомобіль подається у вигляді двоколісного візка. Колеса шарнірно зв'язані з корпусом візка, причому одне з них (частіше заднє) має відносно корпусу тільки один ступінь вільності – обертання відносно своєї осі обертання, а інше – два ступеня вільності – обертання відносно тієї ж осі та поворот відносно вертикальної осі, яка розташована в поздовжній площині (керуване колесо). Ведучим є некеруване колесо. Звичайно така модель може зображатись чотириколісною (рис. 3.2). Проте кожне з двох коліс осі вважається навантаженим однаковими силами (нормальними, поздовжніми та бічними). Крім того, приймають, що центр мас автомобіля здійснює плоский рух і копіює поздовжній профіль дороги без коливань, викликаних її нерівностями, а обидва колеса кожної з осей мають однакові кути зсуву та обидва керувані колеса повернуті на один і той же кут.

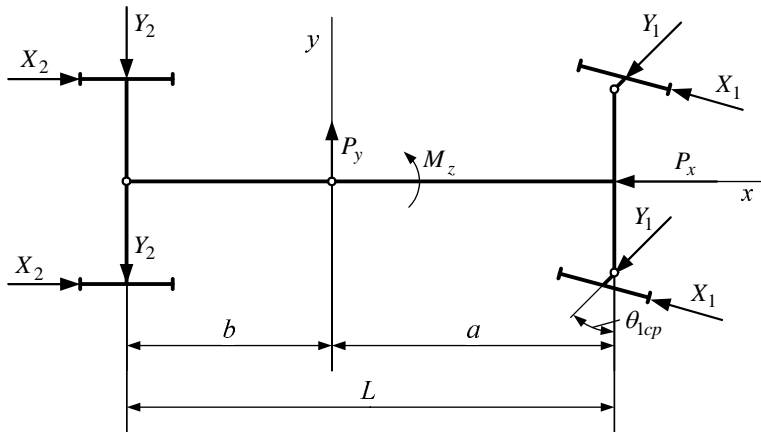


Рис. 3.2. Плоска розрахункова модель автомобіля

При складанні рівнянь руху розглядаються не сили, які діють на кожне з коліс, а сумарні сили, які діють на обидва колеса передньої та задньої осей. Таким чином, два колеса кожної осі ніби зливаються в одне, що дозволяє замість просторової схеми розглядати плоску (велосипедну).

Рух автомобіля, поданого за допомогою схеми (див. рис. 3.2), описується системою з трьох рівнянь:

$$m_a j_x = \sum X_2 - \sum X_1 \cos \theta_{1cp} - \sum Y_1 \sin \theta_{1cp} - P_x; \quad (3.3)$$

$$m_a j_y = \sum Y_2 - \sum Y_1 \cos \theta_{1cp} - \sum X_1 \sin \theta_{1cp} - P_y; \quad (3.4)$$

$$I_z \dot{\omega}_a = \sum Y_1 a \cos \theta_{1cp} - \sum Y_2 b - \sum X_1 a \sin \theta_{1cp} - M_z, \quad (3.5)$$

де m_a – маса автомобіля; j_x і j_y – прискорення центра маси автомобіля відповідно в напрямку осей x та y ; $\sum X_1$ і $\sum X_2$ – сумарні поздовжні реакції, що діють на обидва колеса відповідно передньої та задньої осей автомобіля; θ_{1cp} – середній кут повороту керованих коліс; $\sum Y_1$ і $\sum Y_2$ – сумарні поздовжні реакції, що діють на обидва колеса відповідно передньої та задньої осей автомобіля; P_x – сума проєкцій на вісь x зовнішніх сил, які діють на автомобіль; P_y – сума проєкцій на вісь y зовнішніх сил, які діють на автомобіль; I_z – момент інерції автомобіля відносно осі z ; $\dot{\omega}_a$ – кутове прискорення автомобіля відносно осі z (ω_a – кутова швидкість автомобіля відносно осі z); a і b – відстань від центра ваги автомобіля відповідно до передньої та задньої осей автомобіля; M_z – сума зовнішніх моментів, які діють на автомобіль, відносно осі z .

Якщо рівняння (3.4) і (3.5) не залежать від рівняння (3.3) то визначення параметрів руху автомобіля зводиться до розв'язку системи двох диференціальних рівнянь першого порядку.

Використання цієї розрахункової моделі дозволило показати якісний вплив основних пружних характеристик шин на параметри криволінійного руху автомобіля, ввести в теорію автомобіля такі поняття, як надлишкова, недостатня і нейтральна поворотність, критична швидкість руху, поняття про зони стійкого та нестійкого руху. Проте, як показує порівняння результатів експериментального визначення параметрів руху автомобіля з параметрами, що розраховані теоретично з рівнянь, які виведені з застосуванням одномасової плоскої розрахун-

кової моделі, в ряді випадків отримується значна не тільки кількісна, а й якісна розбіжність [47].

2. Просторова одномасова [24, 43, 47, 57, 70, 102].

Ця модель, на відміну від попередньої, дозволяє дослідити вплив перерозподілу нормальних реакцій на характер руху автомобіля при його повороті. В цьому випадку автомобіль зображається чотириколісним та вважається, що його колеса навантажені силами, різними за величиною та напрямком дії. Таким чином, необхідно розглядати всі шість рівнянь, які характеризують рух твердого тіла:

$$m_a j_x = \sum X_2 - X_1^n \cos \theta_1^n - X_1^n \cos \theta_1^n - Y_1^n \sin \theta_1^n - Y_1^n \sin \theta_1^n - P_x; \quad (3.6)$$

$$m_a j_y = Y_1^n \cos \theta_1^n + Y_1^n \cos \theta_1^n + \sum Y_2 - X_1^n \sin \theta_1^n - X_1^n \sin \theta_1^n - P_y; \quad (3.7)$$

$$G_a = \sum Z; \quad (3.8)$$

$$\begin{aligned} I_z \dot{\omega}_a = & \left(Y_1^n \cos \theta_1^n + Y_1^n \cos \theta_1^n \right) a - \sum Y_2 b - \left(X_1^n \sin \theta_1^n + X_1^n \sin \theta_1^n \right) a - \\ & - \left(Y_1^n \sin \theta_1^n - Y_1^n \sin \theta_1^n \right) \frac{B_1}{2} - \left(X_1^n \cos \theta_1^n - X_1^n \cos \theta_1^n \right) \frac{B_1}{2} + \\ & + \left(X_2^n - X_2^n \right) \frac{B_2}{2} - M_z; \end{aligned} \quad (3.9)$$

$$m_a j_x h_g = G_a b - P_x h_g - \left(Z_1^n + Z_1^n \right) L - \sum M_f - M_y; \quad (3.10)$$

$$m_a j_y h_g = G_a \frac{B_{cp}}{2} - P_y h_g - \left(Z_1^n + Z_2^n \right) B_{cp} - \sum M_{on} - M_x, \quad (3.11)$$

де $\sum X_2$ – сума поздовжніх реакцій, які діють на задні колеса автомобіля; $\sum Y_2$ – сума бічних реакцій, які діють на задні колеса автомобіля; $\sum Z$ – сума всіх нормальних реакцій, які діють на колеса автомобіля; B_1 і B_2 – колії відповідних осей автомобіля; $B_{cp} = \frac{B_1 + B_2}{2}$;

Z_1^I, Z_1^II і т.д. – нормальні реакції, прикладені в центрі контактної площадки кожного колеса; h_g – відстань від опорної площини до центра ваги автомобіля; L – база автомобіля; $\sum M_f$ – сума моментів опору коченню всіх коліс; M_y – момент зовнішніх сил, які діють на автомобіль відносно осі y ; $\sum M_{on}$ – сума перекидних моментів, які діють на колеса автомобіля; M_x – момент зовнішніх сил, які діють на автомобіль відносно осі x ; h_x і h_y – відстані від опорної площини до точок прикладання відповідно сил P_x та P_y .

Індекси 1 і 2 відносяться відповідно до передньої і задньої осі, а індекси л і п – до лівого та правого коліс.

Із наведеної системи рівнянь видно, що число невідомих більше числа рівнянь, тобто задача є статично невизначеною.

Для отримання необхідних рівнянь можна використати такі залежності:

- залежність між поздовжніми реакціями, які діють на колеса автомобіля (за допомогою рівнянь, що пов'язують між собою повздовжні реакції, що діють на ведучі колеса, всі ці реакції можна виразити через одну любую повздовжню реакцію);

- залежність між поздовжніми і нормальними реакціями на ведених колесах, відомі із курсу «Теорія автомобіля»;

- залежність між бічними реакціями, що діють на колеса кожної осі автомобіля.

Застосування просторової розрахункової моделі збільшує коло тих практичних задач, які можуть бути розв'язані з застосуванням одномасової моделі. Може бути достатньо точно досліджена залежність керованості та стійкості від характеристик рульової трапеції, наближено вивчено вплив конструкції підвіски, типу диференціала і т. п.

Проте для обох моделей характерні такі недоліки:

1. При визначенні характеристик стійкості автомобіля при гальмуванні не враховується вплив нерівномірного розподілу коефіцієнта зчеплення по бортах та колесах, бічного зміщення центра маси автомобіля на перерозподіл реакцій в поперечному напрямку, що досить часто призводить до суттєвих похибок.

2. Існуючі методи і моделі дозволяють оцінити траєкторію руху автомобіля при екстремому гальмуванні з повним використанням сил зчеплення, тоді як досить велика кількість пригод відбувається при службовому гальмуванні, коли сили зчеплення використовуються частково.

В зв'язку з цим доцільно розглянути гальмову динаміку на основі просторової схеми сил, що діють на автомобіль при гальмуванні з використанням гальмових механізмів, враховуючи зазначені недоліки.

3.2. Розробка моделі для оцінки траєкторії руху автомобіля при гальмуванні

3.2.1. Динаміка процесу гальмування

Основними показниками ефективності гальмування автомобіля є сповільнення і шлях гальмування [28]. При цьому приймається, що автомобіль рухається прямолінійно і з постійним сповільненням.

Проте можна спостерігати криволінійну траєкторію руху автомобіля в процесі гальмування навіть з фіксованим в нейтральному положенні рульовим колесом. Це пояснюється тим, що при гальмуванні в силу різних конструктивних, технологічних та експлуатаційних факторів нерівномірно діють гальмові моменти на окремих колесах, в результаті чого з'являються різні за величиною поздовжні реакції і виникає момент, який повертає автомобіль в горизонтальній площині. Рух автомобіля при цьому стає нестійким, виникає можливість його заносу.

Гальмування автомобіля в залежності від нерівномірної дії гальмових моментів і, в зв'язку з цим, різними величинами поздовжніх, бічних та нормальних реакцій на колесах, може відбуватись з різним сполученням заблокованих і незаблокованих коліс, оскільки в деяких випадках потужності гальмового привода не вистачає для їх блокування. Це суттєво впливає на характер перебігу процесу.

Процес гальмування двовісного автомобіля можна умовно розділити на дві стадії: динамічну і статичну.

В динамічній стадії відбувається зростання гальмових сил на колесах автомобіля від нуля до максимальних значень, які визначаються зчіпними якостями заблокованих коліс або найбільшим тиском робочого тіла в гальмовому приводі. Тривалість динамічної стадії залежить від конструкції привода, індивідуальних особливостей водія, зчіпних властивостей коліс з дорогою. При екстремому гальмуванні вона складає в середньому 0,5 с [36].

Для динамічної стадії гальмування двовісного автомобіля можливі п'ять фаз перебігу процесу: до моменту блокування одного з коліс; після блокування одного з коліс; після блокування двох коліс; після блокування трьох коліс; гальмування з усіма заблокованими колесами.

Статична стадія характеризує процес гальмування від моменту закінчення динамічної стадії до повної зупинки автомобіля.

В залежності від нерівномірності дії гальмових моментів, бокового зміщення центра мас автомобіля, зчіпних властивостей коліс з дорогою, початкової швидкості гальмування, зусилля, прикладеного водієм до важеля гальма, гальмування автомобіля в динамічній стадії може закінчитись з сполученням заблокованих коліс, характерним для будь-якої із фаз процесу. В статичній стадії автомобіль рухається з таким ж сполученням заблокованих коліс.

Закони зміни сил і моментів (рис. 3.3), що діють на автомобіль в статичній і в кожній фазі динамічної стадії процесу гальмування, суттєво відрізняються один від одного.

Положення автомобіля в просторі визначається рухом його центра мас $(x; y)$ в нерухомій системі координат x, y, z і кутом розвороту поздовжньої осі γ (рис. 3.3). Для визначення цих параметрів необхідно скласти диференціальні рівняння руху в рухомій системі координат x_1, y_1, z_1 , жорстко зв'язаній з автомобілем:

$$\begin{aligned} m_a j_x &= -X_1 - X_2; \\ m_a j_y &= -Y_1 + Y_2; \end{aligned} \tag{3.12}$$

$$I_z \dot{\omega} = M_1 + M_2 - Y_1 a - Y_2 b,$$

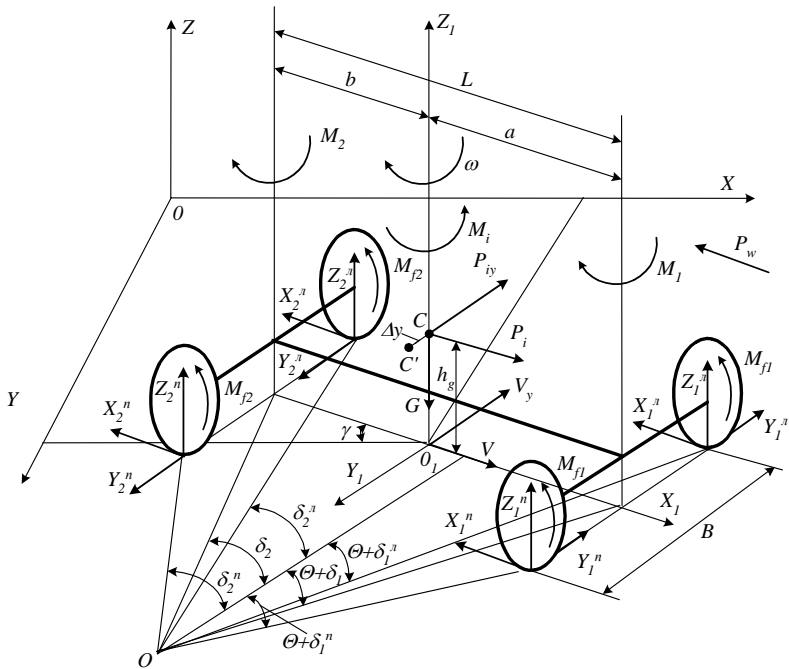


Рис. 3.3. Схема сил, що діють на автомобіль при гальмуванні

де m_a – маса автомобіля; I_z – момент інерції автомобіля відносно вертикальної осі, яка проходить через його центр мас; Δy – бічне зміщення центра мас автомобіля;

$$\left. \begin{aligned} X_1 &= X_1^n + X_1^{\text{II}} \\ X_2 &= X_2^n + X_2^{\text{II}} \end{aligned} \right\} \text{– поздовжні реакції, що діють на осі автомобіля;}$$

$$\left. \begin{aligned} Y_1 &= Y_1^n + Y_1^{\text{II}} \\ Y_2 &= Y_2^n + Y_2^{\text{II}} \end{aligned} \right\} \text{– бічні реакції, що діють на осі автомобіля;}$$

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= \left(\frac{B}{2} - \Delta y\right) X_1^{\text{п}} - \left(\frac{B}{2} + \Delta y\right) X_1^{\text{л}} \\ M_2 &= \left(\frac{B}{2} - \Delta y\right) X_2^{\text{п}} - \left(\frac{B}{2} + \Delta y\right) X_2^{\text{л}} \end{aligned} \right\} - \text{моменти, що повертають ав-}$$

томобіль;

$$\left. \begin{aligned} j_x &= \dot{V} + V_y \omega \\ j_y &= -\dot{V}_y + V \omega \end{aligned} \right\} - \text{прискорення центра мас автомобіля відповідно в}$$

напрямку осей x та y [66];

$\dot{\omega}$ – кутове прискорення автомобіля відносно осі z (ω – кутова швидкість автомобіля відносно осі z); V і V_y – швидкість центра мас відповідно в напрямку поздовжньої осі автомобіля і в напрямку, перпендикулярному до неї; a, b, B – конструктивні параметри автомобіля (індекси 1 і 2 позначають передню і задню осі, а індекси л і п – ліві та праві колеса).

3.2.2. Реакції, що діють на автомобіль при гальмуванні

Для оцінки параметрів траєкторії руху автомобіля і розв'язання системи диференціальних рівнянь (3.12) необхідно визначити закони зміни сил і моментів, що діють на автомобіль в процесі гальмування.

Для неблокованих коліс можна записати такі вирази поздовжніх реакцій

$$X_1^{\text{п}} = \frac{M_{z1}^{\text{п}}}{r_{\kappa}}; \quad X_1^{\text{л}} = \frac{M_{z1}^{\text{л}}}{r_{\kappa}}; \quad (3.13)$$

$$X_2^{\text{п}} = \frac{M_{z2}^{\text{п}}}{r_{\kappa}}; \quad X_2^{\text{л}} = \frac{M_{z2}^{\text{л}}}{r_{\kappa}}; \quad (3.14)$$

де $M_{z1}^{\text{п}}, M_{z1}^{\text{л}}, M_{z2}^{\text{п}}, M_{z2}^{\text{л}}$ – гальмові моменти на колесах автомобіля; r_{κ} – радіус колеса.

Величини бокових реакцій Y на неблокованих колесах автомобіля можна визначити з відомої залежності

$$Y = k_y \operatorname{tg} \delta, \quad (3.15)$$

де δ – тут кут бічного зсуву; k_y – коефіцієнт опору бічному зсуву колеса.

Апроксимувати закон зміни коефіцієнта опору бічному зсуву в залежності від тиску повітря в шині можна за допомогою емпіричних формул (3.16, 3.17), запропонованих Р. Смілеєм та В. Горном і перевірених А. С. Литвіновим [47]. Розрахунки за цими формулами показали, що для автомобільних шин (крім шин з регульованим тиском повітря), досягається достатньо добре наближення для висхідної гілки залежності $k_y = f(p_w)$. Суттєве розходження розрахункових та експериментальних даних спостерігається при тисках повітря в шинах, які значно перевищують ті, що зустрічаються при експлуатації шин.

Таким чином, коефіцієнт опору бічному зсуву можна визначити так [47]:

$$k_y = C_c \left(A - \frac{E}{p_w} \right), \quad (3.16)$$

$$\text{де } C_c = 1,038 \cdot 10^{-4} \cdot G_k^2 - 0,168 \cdot G_k + 141,062; \quad A = 0,714 G_k \sqrt{\frac{B_{ш}^2}{D_0^3}};$$

$E = 2,2 \frac{G_k^2 B_{ш}}{D_0^3}$; G_k – навантаження на колесо; $B_{ш}$ – ширина профілю недеформованої шини; D_0 – вільний діаметр шини.

Рівняння (3.16) справедливе для $p_w \geq 4,77 \frac{G_k}{\sqrt{D_0^3 B_{ш}}}$. При

$p_w \leq 4,77 \frac{G_k}{\sqrt{D_0^3 B_{ш}}}$ необхідно використовувати формулу

$$k_y = C_c (A' p_w - E'), \quad (3.17)$$

$$\text{де } A' = 0,095 B_{uu}^2; \quad E' = 0,206 \frac{G_k}{\sqrt{B_{uu} D_0^3}}.$$

Нормальну реакцію дороги під задніми колесами автомобіля можна знайти таким чином:

$$Z_2 = \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha \cdot h_g - \frac{G}{g} \delta_i \cdot j \cdot h_g + G \cdot \cos \alpha \cdot f \cdot r_k}{L}, \quad (3.18)$$

де G – вага автомобіля з урахуванням навантаження; α – кут позовжнього нахилу проїзної частини (приймається додатним під час руху автомобіля на підйом, а від’ємним – під час руху на спуск); h_g – висота розміщення центра мас автомобіля; g – прискорення вільного падіння; δ_i – коефіцієнт, що враховує інерцію оберткових мас автомобіля; j – сповільнення автомобіля; L – база автомобіля; f – коефіцієнт опору коченню.

$$\delta_i = 1,03 + 0,05 \cdot i_k^2 \cdot i_d^2, \quad (3.19)$$

де i_k – передаточне число коробки передач; i_d – передаточне число додаткової передачі;

$$j = g \cdot \left(\frac{\varphi}{K_e} \cos \alpha + \sin \alpha \right), \quad (3.20)$$

де φ – середнє значення коефіцієнта зчеплення; K_e – коефіцієнт ефективності гальмування.

Нормальну реакцію дороги під передніми колесами можна розраховувати так

$$Z_1 = G - Z_2. \quad (3.21)$$

Враховуючи вплив зміщення центра мас автомобіля, нормальні реакції на колесах автомобіля розподіляться таким чином

$$Z_1^n = Z_1 \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{\Delta y}{B} \right); \quad Z_1^n = Z_1 \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\Delta y}{B} \right); \quad (3.22)$$

$$Z_2^n = Z_2 \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{\Delta y}{B} \right); \quad Z_2^n = Z_2 \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\Delta y}{B} \right). \quad (3.23)$$

Поздовжні реакції на заблокованих колесах можна визначити таким чином:

$$X = Z \cdot \varphi \cdot \cos \delta. \quad (3.24)$$

Вираз для бічної реакції на заблокованих колесах зручно подати у вигляді

$$Y = X \cdot \operatorname{tg} \delta. \quad (3.25)$$

На рис. 3.3 показані кути напрямку руху коліс δ_1^i та δ_2^i , які у випадку заблокованого колеса є кутом ковзання, у випадку незаблокованого колеса – кутом зсуву. Розрахунки [43] показали, що кути зміни напрямку руху незаблокованих коліс за рахунок перекоосу осі з залежною ресорною підвіскою при крені кузова під дією бокових сил малі порівняно з кутами зсуву, викликаними цими ж силами, і ними можна знехтувати.

Кут θ характеризує зміну напрямку руху передньої осі автомобіля за рахунок невідповідності кінематики рульового приводу і підвіски у випадку залежної підвіски або за рахунок нахилу коліс у випадку незалежної підвіски при крені кузова. Якщо заблоковані обидва колеса передньої осі, то кути θ дорівнюють нулю. Проведені дослідження [43] показали, що величини кутів θ невеликі і змінюються від нуля до одного градуса.

Для автомобілів з передньою залежною підвіскою

$$\theta = \rho(\dot{V} + V_y \omega), \quad (3.26)$$

а для автомобілів з передньою незалежною підвіскою

$$\theta = \rho_n(-\dot{V}_y + V \omega), \quad (3.27)$$

де ρ і ρ_n – параметри, які характеризують конструкцію та пружні властивості підвісок.

Враховуючи невеликі значення кутів при гальмуванні автомобіля, можна записати

$$\theta + \delta_1^n \approx \theta + \delta_1^l \approx \theta + \delta_1; \quad \delta_2^n \approx \delta_2^l \approx \delta_2. \quad (3.28)$$

Відповідно (рис. 3.3) кінематиці повороту [66] маємо

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\omega \cdot a - V_y}{V} - \theta; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{\omega \cdot b + V_y}{V}. \quad (3.29)$$

3.2.3. Оцінка параметрів траєкторії руху автомобіля

Для визначення параметрів процесу гальмування автомобіля (x, y, γ) можна скористатись системою диференціальних рівнянь (3.12). Для розв'язання системи (3.12) перетворимо рівняння, які входять в неї

$$\begin{cases} \dot{V} = f_V(V, V_y, \omega, \text{const}); \\ \dot{V}_y = f_{V_y}(V, V_y, \omega, \text{const}); \\ \dot{\omega} = f_\omega(V, V_y, \omega, \text{const}). \end{cases} \quad (3.30)$$

Розв'язувати систему (3.30) в аналітичній формі не можна, тому потрібно застосувати чисельний метод розв'язування, в результаті чого після інтегрування цієї системи можна отримати функціональні залежності $V = f_1(t)$; $V_y = f_2(t)$; $\omega = f_3(t)$, які характеризують процес гальмування автомобіля.

Для інтегрування системи (3.30) була розроблена програма обчислень на об'єктно-орієнтованій мові Delphi 5 методом Рунге-Кутта. З метою отримання траєкторії руху центра мас автомобіля (x, y) і розвороту його поздовжньої осі γ необхідно знову інтегрувати функціональні залежності, отримані для V , V_y та ω , відповідно до виразів

$$\begin{aligned} \gamma &= \int_0^t \omega dt; \\ x &= \int_0^t (V \cos \gamma + V_y \sin \gamma) dt; \\ y &= \int_0^t (V \sin \gamma - V_y \cos \gamma) dt. \end{aligned} \quad (3.31)$$

Для розрахунку з формул (3.31) знову була розроблена програма обчислень на об'єктно-орієнтованій мові методом Сімпсона. Програма дозволяє отримувати наглядний вигляд траєкторії руху, який вичерчується на екрані монітора.

3.3. Рекомендації щодо застосування моделі

При проведенні розрахунків за запропонованою моделлю слід враховувати, що наведений алгоритм можна застосовувати для аналізу траєкторії руху автомобіля при гальмуванні лише за наявності значень величини гальмових моментів, які були прикладені до коліс автомобі-

ля, а також величини коефіцієнта зчеплення на кожному колесі. Під час аналізу дорожньо-транспортних пригод відомості про фактори впливу на зазначені величини носять якісний характер, тобто мають оцінку у вигляді певного діапазону можливих значень і визначаються експертно. Тому для зменшення суб'єктивності при оцінці коефіцієнта зчеплення та гальмових моментів на колесах автомобіля необхідно скористатись відповідними моделями, які детально описані в розділі 2.

Висновки з розділу 3

1. В розділі 3 розроблена математична модель, яка дозволяє оцінити траєкторію руху автомобіля при гальмуванні і дає змогу встановити момент виникнення юзу кожного колеса з критерієм j/g .

2. Врахування поперечного зміщення центра мас автомобіля на основі аналізу просторової схеми сил, що діють на автомобіль, дозволило визначити реакції на кожному з коліс автомобіля в залежності від розподілу навантаження та інтенсивності гальмування.

3. Введення гальмових моментів у вирази для визначення реакцій автомобіля дозволяє враховувати нерівномірність гальмових сил, що діють на автомобіль при натисканні водієм важеля гальма, яка може виникати внаслідок несправності гальмової системи.

4. Аналіз просторової схеми сил, що діють на автомобіль, створив умови для врахування коефіцієнта зчеплення автомобіля з дорогою окремо для кожного колеса.

РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ПЕРЕВІРКА РОЗРОБЛЕНИХ МОДЕЛЕЙ ТА АЛГОРИТМІВ

В розділі описуються результати натурних експериментів, за допомогою яких перевірялись можливості відтворення траєкторії руху автомобіля при гальмуванні на основі моделей та алгоритмів, розроблених в розділах 2, 3, та використання результатів розрахунків при розслідуванні ДТП.

Експеримент проводився за алгоритмом.

КРОК 1. Створення (фіксація) відповідних умов руху автомобіля.

КРОК 2. Отримання (фіксація) експериментальної траєкторії автомобіля при гальмуванні для заданих умов руху.

КРОК 3. Моделювання траєкторії автомобіля для заданих умов руху за допомогою розроблених моделей і алгоритмів.

КРОК 4. Порівняння результатів моделювання, (КРОК 3), з результатами натурних експериментів (ДТП).

В підрозділі 4.1 досліджується рух автомобіля М-412 в гальмовому режимі. В підрозділі 4.2 досліджуються дорожньо-транспортні пригоди, пов'язані зі зміною траєкторії руху автомобіля при гальмуванні.

4.1. Дослідження траєкторії руху задньопривідного автомобіля в гальмовому режимі

В якості дослідного зразка було обрано автомобіль «Москвич 412» (рис. 4.1), основні параметри якого наведені в таблиці 4.1. В таблиці 4.2 подано умови проведення натурних випробувань автомобіля.

Таблиця 4.1

Основні параметри автомобіля «Москвич 412»

Назва параметра	Величина
1	2
База автомобіля, м	2,4
Колія автомобіля, м	1,232
Відстань від центра мас до передньої осі автомобіля, м	1,287

Продовження табл. 4.1

1	2
Висота центра мас автомобіля, м	0,562
Маса автомобіля, кг	1350
Радіус колеса, м	0,26
Ширина профілю недеформованої шини, м	0,175
Вільний діаметр шини, м	0,67

Таблиця 4.2

Умови експерименту

Назва параметра	Величина
Тип дорожнього покриття	асфальтобетон
Стан дорожнього покриття	Сухий, мокрий, покритий грязю
Кут позовжнього нахилу дороги, °	0
Коефіцієнт опору коченню	0,017
Передаточне число коробки передач	1,33 (3-тя передача)
Внутрішній тиск в шині, МПа	0,2 (для всіх коліс)
Коефіцієнт ефективності гальмування	1,2; 1,0
Швидкість руху перед гальмуванням, км/год.	50; 30



Рис. 4.1. Експериментальний автомобіль

Криволінійну траєкторію руху автомобіля в процесі гальмування з фіксованим в нейтральному положенні рульовим колесом можна спостерігати в таких випадках:

- нерівномірність дії гальмових моментів;
- бокове зміщення центра мас автомобіля;
- нерівномірність розподілу коефіцієнта зчеплення по колесах автомобіля.

Дослідимо детально кожну з цих ситуацій.

4.1.1. Нерівномірність дії гальмових моментів

Для створення нерівномірного гальмового зусилля на колесах лівого і правого борту на переднє праве колесо автомобіля була встановлена верхня гальмова колодка з кутом обхвату накладки 55° (рис. 4.2). Величини гальмових моментів на колесах автомобіля та коефіцієнтів зчеплення коліс автомобіля з дорогою визначались за допомогою моделей, розроблених в розділі 2. Результати розрахунків:

- коефіцієнт зчеплення – 0,7 (для всіх коліс);
- гальмові моменти на колесах автомобіля, Н·м: переднє ліве – 468, переднє праве – 398, задні – 365.

Траєкторія руху автомобіля при нерівномірній дії гальмових моментів на колеса автомобіля зображена на рис. 4.3.



Рис. 4.2. Колодки гальмових механізмів передніх коліс автомобіля

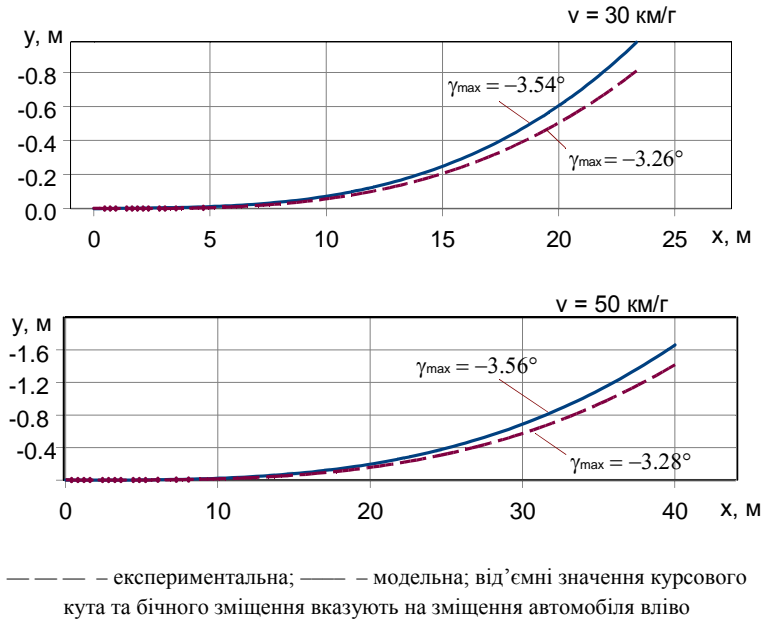


Рис. 4.3. Траєкторія руху автомобіля під час гальмування при нерівномірній дії гальмових моментів

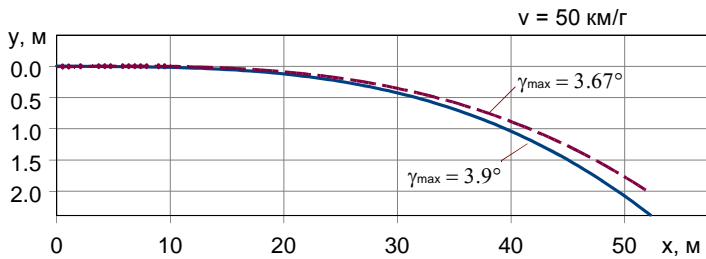
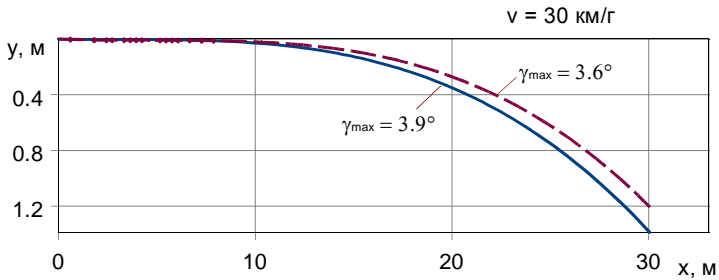
4.1.2. Бічне зміщення центра мас

З метою забезпечення бокового зміщення центра мас автомобіля, по його лівому борту було рівномірно розташовано вантаж масою 100 кг на відстані 0.2 м від поздовжньої осі автомобіля. В результаті чого зміщення центра мас автомобіля склало $-0,015$ м.

Результати розрахунків за розробленими моделями для заданих умов руху:

- коефіцієнт зчеплення – 0,7 (для всіх коліс);
- гальмові моменти на колесах автомобіля, Н·м: передні – 468, задні – 419.

Траєкторія руху автомобіля під час гальмування при заданому бічному зміщенні центра мас зображена на рис. 4.4.



— — — — експериментальна; — — — — модельна; додатні значення курсового кута та бокового зміщення вказують на зміщення автомобіля вправо

Рис. 4.4. Траєкторія руху автомобіля під час гальмування при бічному зміщенні центра мас

4.1.3. Нерівномірність розподілу коефіцієнта зчеплення по колесах автомобіля

Забезпечення нерівномірного розподілу коефіцієнта зчеплення по бортах автомобіля здійснювалось за рахунок встановлення шин різного ступеня зносу (рис. 4.5), а також зволоження чи забруднення смуги асфальтобетонного покриття. Зокрема на колеса лівого борту встановлювались нові шини, а під колесами правого борту зволожувалось (забруднювалось) покриття. Відповідний коефіцієнт зчеплення, а також гальмові моменти на колесах автомобіля розраховувались за розробленими моделями (розділ 2).

Результати розрахунків:

- коефіцієнт зчеплення: ліві колеса – 0,7; праві колеса: 0,51 (мокрый асфальтобетон), 0,38 (покритий грязью асфальтобетон);
- гальмові моменти на колесах автомобіля, Н·м: передні – 945, задні – 828.

Траєкторія руху загальмованого автомобіля при заданій нерівномірності розподілу коефіцієнта зчеплення по бортах автомобіля зображена на рис. 4.6



Рис. 4.5. Автомобільні шини

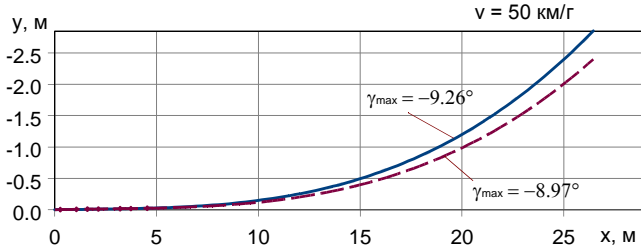
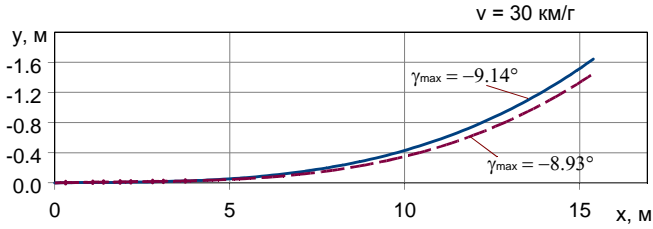
4.2. Дослідження дорожньо-транспортних пригод, пов'язаних зі зміною траєкторії руху автомобіля при гальмуванні

4.2.1. Нерівномірність дії гальмових моментів

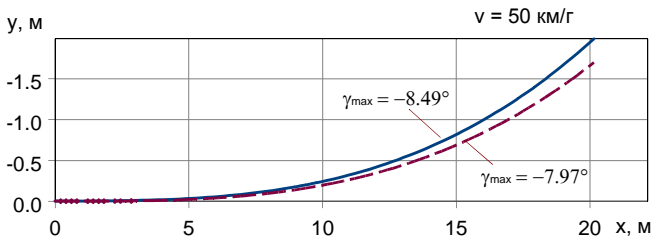
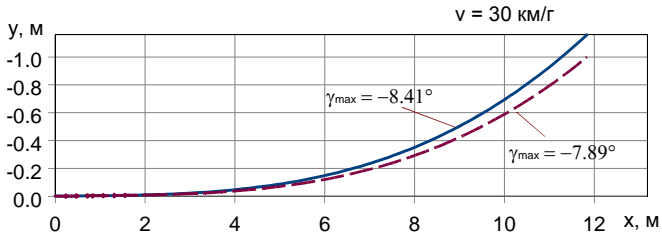
Обставини справи:

16 січня 1998 року біля 11 години на вісімнадцятому кілометрі автодороги Вінниця–Бар сталося зіткнення автомобіля Опель-Кадет та автомобіля Субару-Імпреза, який рухався назустріч та виїхав на смугу руху автомобіля Опель.

Мокрий асфальтобетон під правими колесами



Покритий грязю асфальтобетон під правими колесами



— — — — експериментальна; — — — — модельна; від'ємні значення курсового кута та бокового зміщення вказують на зміщення автомобіля вліво

Рис. 4.6. Трасекторія руху автомобіля під час гальмування при нерівномірному розподілі коефіцієнта зчеплення

На вирішення експертів поставлені питання:

1. Який технічний стан механізмів гальмівної системи автомобіля Субару? Якщо є несправності, то коли вони виникли до чи після ДТП?

2. Чи можливий занос автомобіля Субару вліво на смугу зустрічного руху при терміновому гальмуванні і стані гальмівних механізмів, визначеному при відповіді на перше питання?

Вихідні дані:

– ДТП скосно передніми частинами автомобілів Опель-Кадет (рис. 4.7) і Субару-Імпреза (рис. 4.8);

– технічний стан автомобіля Опель-Кадет: справний;

– технічний стан автомобіля Субару-Імпреза: справний;

– відомості про завантаженість автомобіля Опель-Кадет: повне завантаження;

– відомості про завантаженість автомобіля Субару-Імпреза: неповне завантаження (1 пасажир);

– профіль ділянки дороги: горизонтальна ділянка;



Рис. 4.7. Автомобіль Опель-Кадет після зіткнення



Рис. 4.8. Автомобіль Субару-Імпреза після зіткнення

- напрямок руху автомобіля Субару-Імпреза відносно напрямку руху автомобіля Опель-Кадет: назустріч;
- стан дорожнього покриття: мокре, однорідне;
- тип дорожнього покриття: асфальтобетон;
- S_a – відстань між автомобілями в момент виникнення небезпеки для руху, м: 80; 100;
- V_a – швидкість руху автомобілів, км/год.: 80; 90.

Дослідження

Оглядом автомобіля Субару-Імпреза, поданого на дослідження встановлено:

1. Гальма передніх коліс мають експлуатаційний знос фрикційного матеріалу і спрацьовують з однаковою ефективністю при гальмуванні автомобіля.

2. Фрикційні накладки гальмівних колодок гальмового механізму правого заднього колеса мають значний знос, особливо передня (активна) колодка, кут обхвату якої складає 40° . Пасивна колодка має кут обхвату 73° . Має місце замазлювання гальмових накладок внаслідок підтікання гальмової рідини.

3. Фрикційні накладки гальмівних колодок гальмового механізму лівого заднього колеса мають контакт з гальмовим барабаном по всій довжині накладок, кут обхвату складає 115° .

Різниця в ефективності гальмування гальмівних механізмів задніх коліс буде викликати занос автомобіля в ліву сторону, по ходу руху автомобіля. Це повинно виражатись більш відчутно при незначному гальмуванні автомобіля.

Моделювання траєкторії руху автомобіля за допомогою розроблених моделей

З протоколу огляду транспортних засобів відомо, що на автомобілі Субару-Імпреза встановлені шини низького тиску 195/65 R14, тиск в шинах 0,2 МПа, знос шин в допустимих межах. Виходячи з вихідних даних, інтегральний показник $Q = 5,17$ у.о. (за принципом термометра). Тоді коефіцієнт зчеплення складає 0,49.

За умови низької привідної сили і стану гальмових механізмів масмо такі гальмові моменти на колесах автомобіля, Н·м:

переднє ліве – 315;

переднє праве – 315;

заднє ліве – 272;

заднє праве – 137.

Виходячи з умов ДТП та технічного стану автомобілів, модель їх руху має вигляд зображений на рис. 4.9.

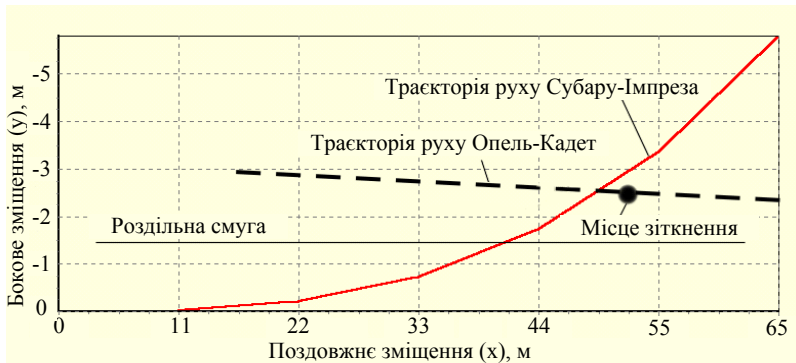


Рис. 4.9. Траєкторії руху автомобілів

Точка перетину осей координат відповідає початку гальмування автомобіля Субару-Імпреза. Прогнозований час гальмування до зіткнення (точка перетину траєкторій руху автомобілів) – 2,2 с.

4.2.2. Бічне зміщення центра мас при нерівномірній дії гальмових моментів

Обставини справи:

17 лютого 1998 р. водій К. на автомобілі ВАЗ-21011 з одним пасажиром і вантажем рухався зі швидкістю 60 км/год. по дорозі Немирів–Тульчин і в районі перехрестя з дорогою, що веде на село Тарасівка не справився з керуванням автомобіля, з'їхав на зустрічну смугу, де зіштовхнувся з рейсовим автобусом ЛАЗ 695. Проїжджа частина асфальтована, мокра, горизонтального профілю.

Дослідженням необхідно установити:

1. Яка причина зміщення автомобіля ВАЗ-21011 вліво?
2. Чи мав водій автомобіля ВАЗ-21011 технічну можливість запобігти цій події?

Оглядом автомобіля ВАЗ-21011 (рис. 4.10), поданого на дослідження встановлено:

1. Розподіл вантажу нерівномірний: дві акумуляторні батареї 6СТ-60ЕМ масою 49 кг розміщені по правому борту на відстані 0,3 м від поздовжньої осі автомобіля.

2. На автомобілі встановлені шини 175/70 R13 82Т, протектор шин коліс автомобіля має знос у межах допустимого. Тиск повітря в шинах однаковий – 0,18 МПа, за винятком шини правого заднього колеса – 0,1 МПа.

3. Гальмівні колодки гальмового механізму лівого переднього колеса автомобіля відрізняються одна від одної, тобто внутрішня гальмова колодка (її фрикційна накладка) має неприпустимий знос, фрикційна накладка зовнішньої гальмової колодки не зношена і не має слідів тертя. Хід поршня гальмового циліндра внутрішньої гальмової колодки відсутній («прикипів»), що могло мати місце при неправильній технології заміни гальмової рідини в гідравлічному приводі гальма. Гальмовий диск має великий абразивний знос.



Рис. 4.10. Автомобіль ВАЗ 21011 після аварії

4. Фрикційні накладки гальмових колодок гальмового механізму правого переднього колеса не зношені, у той час як гальмовий диск має великий знос.

5. Фрикційні накладки гальмових колодок гальмового механізму правого заднього колеса мають значний знос, особливо передня (активна) колодка – в нижній частині, де має місце викришування фрикційного матеріалу.

6. Фрикційні накладки гальмових колодок гальмового механізму лівого заднього колеса мають значний знос, а передня (активна) колодка має неприпустимий знос фрикційної накладки до металу в 1/3 робочої поверхні (у нижній частині).

7. Під час демонтажу гальмових колодок гальмових механізмів передніх коліс для полегшення демонтажу рульове колесо виверталося вліво і вправо, у процесі чого відбувся розлам регулювальної муфти лівої бічної тяги рульового приводу. При дослідженні характеру зламу муфти було встановлено, що 1/5 її перерізу має свіжий злам, інша частина перерізу зламу має сліди корозії, тобто ця муфта працю-

вала з виявленим дефектом до ДТП, а остаточна руйнація її відбулася в процесі ДТП.

Дослідження фрикційних накладок гальмових колодок показало, що їхній різний знос на лівих і правих колесах привів до перерозподілу гальмових сил, це, у свою чергу, викликало зміщення автомобіля вліво при гальмуванні, що мало місце в цьому випадку. Крім того, розвороту вліво сприяло зміщення центра мас автомобіля в сторону правого борту, що при гальмуванні зумовило виникнення додаткового моменту, який розвертав автомобіль в сторону смуги зустрічного руху.

Моделювання траєкторії руху автомобіля виконувалось за допомогою розроблених моделей.

Виходячи з результатів огляду автомобіля ВАЗ 21011 та вихідних даних, інтегральний показник $Q = 5,46$ у.о. (за принципом термометра). Тоді коефіцієнт зчеплення складає 0,517.

За умови низької привідної сили і стану гальмових механізмів масмо такі гальмові моменти на колесах автомобіля, Н·м:

- переднє ліве – 401;
- переднє праве – 339;
- заднє ліве – 187;
- заднє праве – 171.

Виходячи з умов ДТП та технічного стану транспортних засобів, модель їх руху приймає вигляд (рис. 4.11).

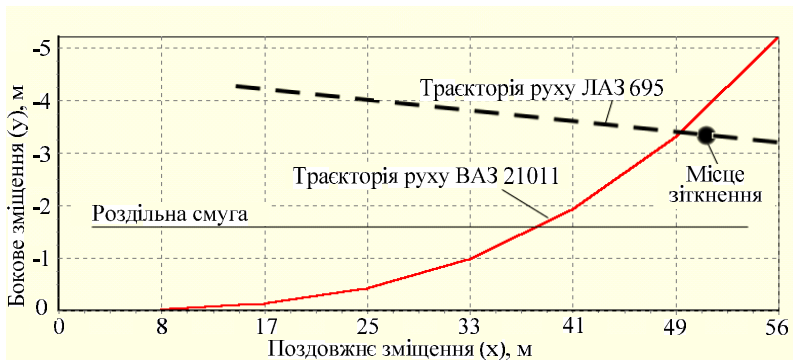


Рис. 4.11. Траєкторії руху ВАЗ 21011 і ЛАЗ 965

Точка перетину осей координат відповідає початку гальмування автомобіля ВАЗ 21011. Прогнозований час гальмування до зіткнення (точка перетину траєкторій руху) – 3 с.

4.2.3. Нерівномірність розподілу коефіцієнта зчеплення по колесах автомобіля

Обставини справи і вихідні дані

7 вересня 1996 р. біля 19 години водій П. на технічно справному автомобілі ГАЗ-24 рухався по дорозі Умань–Краковець і на 58-у кілометрі в районі перехрестя на село Чечелівка при роз'їзді з зустрічним автомобілем не справився з керуванням, виїхав на смугу зустрічного руху, де зіштовхнувся з автомобілем ВАЗ-2105 (рис. 4.12) під керуванням водія М.

На вирішення експертів поставлені такі питання:

1. Що послужило причиною зіткнення автомобіля ГАЗ-24 і ВАЗ-2105?
2. Чи мав технічну можливість водій автомобіля ГАЗ-24 П. уникнути зіткнення?



Рис. 4.12. Автомобіль ВАЗ 2105 після аварії

Дослідження

Як впливає з матеріалів кримінальної справи і протоколу огляду місця дорожньо-транспортної події в момент події йшов дощ і транспорт рухався в цей час доби з включеним світлом фар, а тому видимість була обмежена. І при роз'їзді з зустрічним вантажним автомобілем, коли було забризкане лобове скло, автомобіль ГАЗ-24 правими колесами після проїзду перехрестя потрапляє на ґрунтове узбіччя, тому що на перехресті проїжджа частина дещо розширена, а після перехрестя звужується.

Під час дощу коефіцієнти зчеплення на мокрій проїзній частині (асфальт) і ґрунтовому узбіччі значно відрізняються: на асфальті – 0,4–0,6, а на узбіччі 0,3.

В результаті різниці коефіцієнтів зчеплення при спробі водія автомобіля ГАЗ-24 пригальмувати і виїхати цілком на проїзну частину виникають умови заносу задніх коліс. При цьому втрачається курсова стійкість автомобіля, в результаті чого автомобіль може винести на смугу зустрічного руху.

При виїзді автомобіля з узбіччя на асфальтовану проїзну частину миттєвий центр повороту автомобіля знаходився зліва по ходу руху. Поперечна сила, що виникла при цьому, спрямована від центру повороту, що збільшує занос автомобіля.

Виникає критична ситуація – прогресуючий занос із виїздом на зустрічну смугу руху. Застосувавши гальмування водій не міг ліквідувати аварійну ситуацію, тому що автомобіль втратив керованість. При втраті керованості змінити напрямок руху не можливо й автомобіль продовжує рухатися в напрямку вектора швидкості на зустрічну смугу руху.

Моделювання траєкторії руху автомобіля виконувалось за допомогою розроблених моделей.

Виходячи з вихідних даних, інтегральний показник $Q = 5,1$ у.о. та $3,24$ у.о. (за принципом термометра), відповідно для коліс лівого та правого борту. Тоді коефіцієнт зчеплення складає:

ліві колеса – 0,48;

праві колеса – 0,298.

За умови середньої привідної сили і стану гальмових механізмів маємо такі гальмові моменти на колесах автомобіля, Н·м:

передні колеса – 520;

задні колеса – 440.

Виходячи з умов ДТП та технічного стану транспортних засобів, модель їх руху приймає вигляд (рис. 4.13).

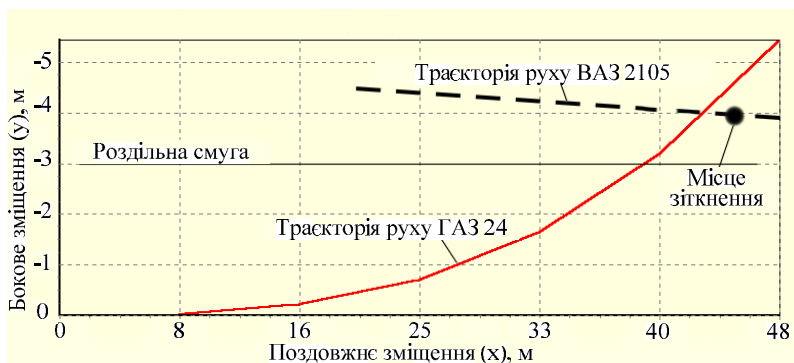


Рис 4.13. Траєкторії руху автомобілів ГАЗ-24 і ВАЗ 2105

Точка перетину осей координат відповідає початку гальмування автомобіля ГАЗ 24. Прогнозований час гальмування до зіткнення (точка перетину траєкторій руху) – 2,7 с.

Висновки з розділу 4

1. Результати проведених експериментів підтверджують можливість оцінки траєкторії руху автомобіля при гальмуванні на основі моделей і алгоритмів, розроблених в розділах 2, 3.

2. Різниця між теоретичними та експериментальними даними при визначенні параметрів гальмування автомобіля для всіх випадків гальмування не перевищувала 7,9 %.

3. Дослідження дорожньо-транспортних пригод, пов'язаних зі зміною траєкторії руху автомобіля при гальмуванні, підтвердили можливість застосування запропонованого методу в автотехнічній експертизі ДТП.

РОЗДІЛ 5

МЕТОДИКА І ПРАКТИКА ОЦІНКИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ГАЛЬМОВИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ НЕТОЧНОСТІ ВИХІДНИХ ДАНИХ

В цьому розділі розробляються контрольні приклади, які ілюструють методика і практику оцінки експлуатаційних гальмових властивостей автомобіля в дорожніх умовах з застосуванням математичних моделей і алгоритмів, отриманих в розділах 2, 3. Крім того, описуються програмно-технічні засоби, які забезпечують автоматизацію трудомістких процедур аналізу аварійних ситуацій на основі розроблених моделей та алгоритмів. Виклад подається на прикладі розрахунку траєкторії руху автомобіля при гальмуванні.

5.1. Методика оцінки експлуатаційних гальмових властивостей автомобілів в умовах неточності вихідних даних

Експлуатаційні гальмові властивості автомобіля визначають траєкторію його руху при гальмуванні. Успішний розв'язок задачі оцінки траєкторії руху автомобіля під час гальмування при розслідуванні ДТП полегшує виявлення справжніх причин виникнення аварійних ситуацій.

Задачу оцінки траєкторії руху при гальмуванні можна розв'язати на основі математичні моделей та алгоритмів, розроблених в розділах 2, 3, за такою методикою:

1. Збір початкових даних

Для оцінки траєкторії руху автомобіля при гальмуванні необхідно мати відомості про такі фактори:

- база автомобіля, м;
- колія автомобіля, м;
- відстань від центра мас до передньої осі автомобіля, м;
- висота центра мас автомобіля, м;
- маса автомобіля, кг;
- поперечне зміщення центра мас автомобіля, м;
- передаточне число коробки передач;
- передаточне число додаткової передачі;
- радіус колеса, м;

- внутрішній тиск в шинах, МПа;
- ширина профілю недеформованої шини, м;
- вільний діаметр шини, м;
- кут позовжнього нахилу проїзної частини (приймається додатнім під час руху автомобіля на підйом, а від'ємним – під час руху на спуск), °;
- коефіцієнт опору коченню;
- коефіцієнт зчеплення для кожного колеса;
- гальмові моменти на колесах автомобіля, Н·м;
- коефіцієнт ефективності гальмування;
- швидкість автомобіля перед гальмуванням, км/год.

Дані про коефіцієнт зчеплення та гальмові моменти на колесах автомобіля як правило відсутні. Для визначення коефіцієнта зчеплення слід додатково зафіксувати значення таких факторів:

- вид і стан дорожнього покриття;
- тип шин;
- ступінь зношеності шин, %;
- ступінь проковзання шин під час гальмування, %;
- внутрішній тиск в шині, МПа;
- навантаження на колесо, %;
- швидкість автомобіля, км/год.

Для визначення гальмових моментів на колесах автомобіля слід додатково зафіксувати такі дані:

▪ якщо застосовувались дискові гальмові механізми (див. рис. 2.14):

- привідна сила, кг;
- коефіцієнт тертя;
- середній радіус поверхні тертя, м;

▪ якщо застосовувались барабанні гальмові механізми (див. рис. 2.15, 2.16):

- привідна сила, кг;
- коефіцієнт тертя;
- радіус барабана, м;
- плече нормальної сили P_n , м;
- плече привідної сили P , м;
- кут обхвату, °.

2. Розрахунок коефіцієнтів зчеплення

Розрахунок коефіцієнтів зчеплення проводиться за таким алгоритмом:

1. За допомогою табл. 2.4 та принципу термометра (п. 2.2.2) визначаємо величину інтегрального показника Q .

2. За формулою 2.3 на основі табл. 2.10 визначаємо функції належності нечітких термів для всіх факторів впливу.

3. Отримані значення функцій належності підставляємо в формули (2.4), які складаються на основі табл. 2.9, 2.11, і, таким чином, знаходимо терм-оцінку коефіцієнта зчеплення.

4. Перетворення нечіткої інформації в чітку форму (терм-оцінки в число) відбувається за формулою (2.5).

5. Якщо відомо, що величина коефіцієнта зчеплення не є однаковою для всіх коліс автомобіля, то її визначають для кожного колеса окремо.

3. Розрахунок гальмових моментів

Розрахунок гальмових моментів проводиться в залежності від типу гальмових механізмів за такою ж методикою як і для коефіцієнта зчеплення:

1. За формулою 2.3 на основі табл. 2.25 (для дискових), табл. 2.28 (для барабанних гальмових механізмів з рівними приводними силами й одностороннім розташуванням опор), табл. 2.31 (для барабанних гальмових механізмів з рівними привідними силами й рознесеними опорами) визначаємо функції належності нечітких термів для всіх факторів впливу.

2. Отримані значення функцій належності підставляємо в формули (2.4), які складаються на основі табл. 2.20 та 2.26 (для дискових), табл. 2.22 та 2.29 (для барабанних гальмових механізмів з рівними приводними силами й одностороннім розташуванням опор), табл. 2.24 та 2.32 (для барабанних гальмових механізмів з рівними привідними силами й рознесеними опорами), і, таким чином, знаходимо терм-оцінку гальмового моменту.

3. Перетворення нечіткої інформації в чітку форму (терм-оцінки в число) відбувається за формулою (2.5).

4. Якщо відомо, що величина гальмового моменту не є однаковою для всіх коліс автомобіля, то її визначають для кожного колеса окремо.

4. Оцінка траєкторії руху автомобіля при гальмуванні

Вона провадиться таким чином:

1. Визначаємо нормальні реакції автомобіля Z з формул (3.18–3.23).

2. Встановлюємо закони зміни сил і моментів, що діють на автомобіль в процесі гальмування, шляхом визначення режиму руху кожного колеса з умови, що блокування колеса настає при виконанні умови

$$\varphi \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha) < \frac{M_z}{r_k \cdot Z}.$$

3. Визначаємо коефіцієнти опору боковому зсуву коліс за формулами (3.16, 3.17) для незаблокованих коліс.

4. Складаємо систему диференціальних рівнянь руху автомобіля в рухомій системі координат x_1, y_1, z_1 , жорстко зв'язаній з автомобілем і приводимо її до вигляду (3.30).

5. Розв'язуємо отриману систему методом Рунге–Кутта і отримуємо функціональні залежності $V = f_1(t)$, $V_y = f_2(t)$, $\omega = f_3(t)$, які характеризують процес гальмування автомобіля.

6. Функціональні залежності, отримані для V , V_y та ω інтегруємо методом Сімпсона відповідно до виразів (3.31) і отримуємо координати траєкторії руху центра мас автомобіля (x, y) і величину розвороту його поздовжньої осі γ .

Таким чином, використавши описаний вище алгоритм, можна оцінити траєкторію руху автомобіля при гальмуванні. Приклад такої оцінки наведено в п. 5.2.2.

5.2. Приклади оцінки гальмових властивостей автомобіля

5.2.1. Оцінка шляху, необхідного для зупинки автомобіля

Автомобілем ГАЗ-24 збито пішохода, який перетинав проїзну частину дороги зліва направо відносно руху автомобіля.

Потрібно визначити, чи мав технічну можливість водій шляхом гальмування уникнути наїзду за таких умов (інформація з протоколу ДТП):

- тип дорожнього покриття (D_1) – асфальтобетон;
- стан дорожнього покриття (D_2) – покритий грязю;
- тип шин (T) – низького тиску;
- ступінь проковзання шини (S) – кочення з проковзанням;
- зношеність шин (H) – в межах допустимого (біля 50 %);
- тиск в шинах (P) – нормальний (0,2 МПа);
- навантаження на колесо (N) – низьке (біля 10 %);
- швидкість автомобіля (V) – 55 км/год.

Ділянка дороги горизонтального профілю. Після наїзду до повної зупинки автомобіль ГАЗ-24 в стані гальмування подолав 9,2 м. З моменту виникнення перешкоди для руху і до моменту наїзду пішохода подолав 5 м із швидкістю 4,5 км/год. Пішохода збито передньою частиною автомобіля.

Розв'язання.

Питання про технічну можливість уникнути наїзду можна вирішити порівнюючи величину шляху, необхідного для зупинки транспортного засобу (S_0) і відстань, на якій знаходився цей транспортний засіб від місця наїзду в момент виникнення небезпеки для руху (S_a). На основі порівняння (рис. 5.1.) приходимо до висновку:

а) водій не має технічної можливості шляхом гальмування уникнути наїзду за умови, що шлях, необхідний для зупинки дорівнює або більший ніж відстань, від транспортного засобу до місця наїзду;

б) водій має технічну можливість уникнути наїзду за умови, що шлях, необхідний для зупинки менший ніж відстань від транспортного засобу до місця наїзду.

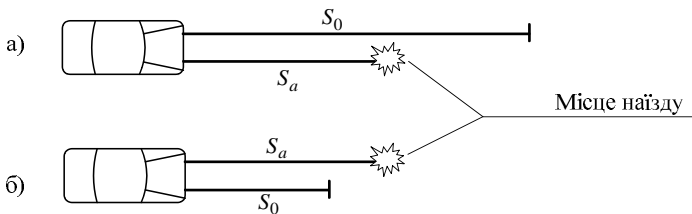


Рис. 5.1. Порівняння величин шляху, необхідного для зупинки і відстані від транспортного засобу до місця наїзду: а) при $S_0 > S_a$, водій не має технічної можливості уникнути наїзду; б) при $S_0 < S_a$, водій має технічну можливість уникнути наїзду

Визначимо шлях, необхідний для зупинки автомобіля ГАЗ-24 в цих дорожніх умовах [29]

$$S_0 = (t_1 + t_2 + 0,5t_3) \cdot \frac{V_a}{3,6} + \frac{V_a^2}{26g\varphi} \text{ м}, \quad (5.1)$$

де t_1 – ситуаційний час реакції водія – 1,0 с; t_2 – час запізнення спрацювання гальмового приводу – 0,2 с; t_3 – час наростання сповільнення – 0,2 с; V_a – швидкість автомобіля – 55 км/год.; g – прискорення вільного падіння – 9,8 м/с²; φ – коефіцієнт зчеплення:

а) за діючою методикою [7, 29]: $\varphi = 0,25-0,4$;

б) за запропонованою моделлю: $\varphi = 0,32$ (порядок розрахунку детально проілюстровано в п. 5.2.2).

Таким чином, за діючою методикою

$$S_0 = (1 + 0,2 + 0,5 \cdot 0,2) \cdot \frac{55}{3,6} + \frac{55^2}{26 \cdot 9,8 \cdot 0,25} = 67,3 \text{ м};$$

$$S_0 = (1 + 0,2 + 0,5 \cdot 0,2) \cdot \frac{55}{3,6} + \frac{55^2}{26 \cdot 9,8 \cdot 0,4} = 49,5 \text{ м};$$

за запропонованою моделлю

$$S_0 = (1 + 0,2 + 0,5 \cdot 0,2) \cdot \frac{55}{3,6} + \frac{55^2}{26 \cdot 9,8 \cdot 0,32} = 56,9 \text{ м}.$$

Визначимо відстань від автомобіля до місця наїзду в момент виникнення небезпеки для руху [29]

$$S_a = \frac{V_a}{V_n} \cdot S_n - \left(\sqrt{\frac{V_a^2}{26 \cdot g \cdot \varphi}} - \sqrt{S_T''} \right)^2 \text{ м}, \quad (5.2)$$

де V_n – швидкість пішохода – 4,5 км/год; S_n – відстань, яку подолав пішохід з моменту виникнення перешкоди для руху до моменту наїзду – 5 м; S_T^n – відстань, яку подолав автомобіль під час гальмування після наїзду, до зупинки – 9,2 м.

За діючою методикою

$$S_a = \frac{55}{4,5} \cdot 5 - \left(\sqrt{\frac{55^2}{26 \cdot 9,8 \cdot 0,25}} - \sqrt{9,2} \right)^2 = 46,2 \text{ м};$$

$$S_a = \frac{55}{4,5} \cdot 5 - \left(\sqrt{\frac{55^2}{26 \cdot 9,8 \cdot 0,4}} - \sqrt{9,2} \right)^2 = 55,3 \text{ м};$$

за запропонованою моделлю

$$S_a = \frac{55}{4,5} \cdot 5 - \left(\sqrt{\frac{55^2}{26 \cdot 9,8 \cdot 0,32}} - \sqrt{9,2} \right)^2 = 51,8 \text{ м}.$$

Результати розрахунків зведено в табл. 5.1. Останній стовпчик цієї таблиці покаже наскільки важливе точне знання коефіцієнта зчеплення для прийняття рішення.

Таблиця 5.1

Результати розрахунків для прийняття рішення

Методика	Коефіцієнт зчеплення	Зупиночний шлях автомобіля	Відстань до перешкоди в момент виникнення небезпеки	Рішення про можливість уникнення наїзду
Діюча	0,25	67,3 м	46,2 м	неможливо
	0,4	49,5 м	55,3 м	можливо
Запропонована	0,32	56,9 м	51,8 м	неможливо

5.2.2 Оцінка траєкторії руху автомобіля при гальмуванні

Обставини ДТП та вихідні дані

На розгляд експертів поставлено задачу дослідження траєкторії руху автомобіля під час гальмування, якщо відомо:

1. Громадянин К., керуючи автомобілем Москвич-412 зі швидкістю близько 50 км/год., і рухаючись в умовах дощової погоди при мокрому асфальті, виїхав на смугу зустрічного руху, де зіткнувся з автомобілем ВАЗ-2105 під керуванням водія Ш., який зі швидкістю 40–50 км/год. рухався в зустрічному напрямку. Після зіткнення, між вказаними автомобілями «в'їхав» автомобіль ВАЗ-21011 під керуванням громадянина В.

2. Проїзна частина дороги асфальтована, мокра, горизонтального профілю, шириною 15,1 м, слідів гальмування коліс транспортних засобів на проїзній частині не виявлено.

3. За даними протоколів ДТП встановлено: тип шин – низького тиску, ступінь проковзання шини – 70 % (експертна оцінка за принципом термометра), ступінь зношеності шин – близько 30 %, внутрішній тиск в шині – 0,2 МПа, навантаження на колеса – біля 40 %.

4. Оглядом гальмових колодок лівого заднього колеса встановлено, гальмові колодки мають фрикційну накладку відповідно ГОСТ 15853 із довжиною зовнішньої дуги 250 мм, шириною 50 мм з кутом охоплення 115°, у верхній частині накладок є плями без слідів експлуатаційного тертя довжиною 55 мм, тому робочий кут охоплення цих колодки складає близько 90°.

5. При огляді гальмових колодок правого заднього колеса встановлено, що фрикційні накладки гальмових колодок мають в нижній частині неробочу зону довжиною 110 мм, тому робочий кут охоплення цих колодок складає біля 65°.

6. Значення параметрів і технічних величин, які входять в формули взяти [29, 36, 65].

Оцінка траєкторії руху

Дослідження траєкторії руху автомобіля “Москвич-412” будемо проводити на основі математичних моделей та алгоритмів, які розроблені в розділах 2, 3, за методикою, описану в п. 5.1.

1. Визначення коефіцієнта зчеплення

На основі вихідних даних за допомогою табл. 2.4 та принципу термометра (п. 2.2.2) визначаємо величину інтегрального показника Q : оскільки автомобіль, оснащений шинами низького тиску рухався по мокрій асфальтованій дорозі, то згідно табл. 2.4 $Q_{\min} = 5,06$, $Q_{\max} = 6,19$. Тоді, після експертної оцінки за принципом термометра $Q = 5,7$.

З формули (2.3) та даних табл. 2.10 визначаємо функції належності нечітких термів для всіх факторів впливу.

За даними табл. 2.3 видно, що інтегральний показник «тип шин-дорога» оцінюється за допомогою 5 термів. Згідно з формулою (2.3) маємо

$$\mu^{Q1}(Q) = \frac{1}{1 + \left(\frac{Q-b}{c}\right)^2} = \frac{1}{1 + \left(\frac{5,7-0,9}{0,97}\right)^2} = 0,039,$$

де параметри настройки $b = 0,9$ і $c = 0,97$ згідно з табл. 2.10.

Значення функцій належності інших терм-оцінок для показника Q та інших факторів впливу визначаються аналогічно. Результати розрахунків величин цих функцій зведено в табл. 5.2.

Отримані значення функцій належності підставляємо в формули (2.4), які складаються на основі табл. 2.9, 2.11, і, таким чином, знаходимо терм-оцінку коефіцієнта зчеплення

$$\begin{aligned} \mu^{\varphi1} &= \max \left\{ \begin{array}{l} 1,000 \cdot \min [\mu^{Q1}; \mu^{S2}; \mu^{H2}; \mu^{P2}; \mu^{N1}; \mu^{V1}], \\ 0,700 \cdot \min [\mu^{Q1}; \mu^{S1}; \mu^{H1}; \mu^{P1}; \mu^{N3}; \mu^{V1}], \\ 0,999 \cdot \min [\mu^{Q1}; \mu^{S1}; \mu^{H3}; \mu^{P3}; \mu^{N2}; \mu^{V2}] \end{array} \right\} = \\ &= \max \left\{ \begin{array}{l} 1,000 \cdot \min [0,039; 0,678; 0,670; 1,000; 0,488; 0,122], \\ 0,700 \cdot \min [0,039; 0,461; 0,889; 0,308; 0,164; 0,122], \\ 0,999 \cdot \min [0,039; 0,461; 0,163; 0,254; 0,583; 0,366] \end{array} \right\} = \end{aligned}$$

$$= \max \left\{ \begin{array}{l} 0,039; \\ 0,027; \\ 0,039 \end{array} \right\} = 0,039.$$

Аналогічно маємо: $\mu^{\varphi 2} = 0,027$; $\mu^{\varphi 3} = 0,011$; $\mu^{\varphi 4} = 0,232$;
 $\mu^{\varphi 5} = 0,163$; $\mu^{\varphi 6} = 0,154$; $\mu^{\varphi 7} = 0,256$; $\mu^{\varphi 8} = 0,064$.

Оскільки найбільшу належність має терм $\mu^{\varphi 7}$, то нечітке число $\tilde{\varphi} = \varphi 7$.

Таблиця 5.2

Значення функцій належності при фіксованих значеннях факторів

Фактор	Терм	Функція належності	Фактор	Терм	Функція належності	Фактор	Терм	Функція належності
$Q = 5,7$ у. о.	Q_1	0,039	$H = 30$ %	H_1	0,889	$N = 40$ %	N_2	0,583
	Q_2	0,015		H_2	0,670		N_3	0,164
	Q_3	0,233		H_3	0,163	$V = 50$ км/год.	V_1	0,122
	Q_4	0,386	$P = 0,2$ МПа	P_1	0,308		V_2	0,366
	Q_5	0,064		P_2	1,000		V_3	0,580
$S = 70$ %	S_1	0,461		P_3	0,254	V_4	0,136	
	S_2	0,678	N_1	0,488	V_5	0,036		

Перетворення нечіткої інформації $\tilde{\varphi} = \varphi 7$ в чітку форму (термоцінки в число) відбувається за формулою (2.5)

$$\varphi = \frac{\sum_{j=1}^8 \left[0 + (j-1) \cdot \frac{0,8-0}{8-1} \right] \cdot \mu^{\varphi_j}(\varphi)}{\sum_{j=1}^8 \mu^{\varphi_j}(\varphi)} = \frac{\sum_{j=1}^8 [(j-1) \cdot 0,114] \cdot \mu^{\varphi_j}(\varphi)}{\sum_{j=1}^8 \mu^{\varphi_j}(\varphi)} =$$

$$= \frac{(0 + 0,027 + 0,022 + 0,696 + 0,652 + 0,77 + 1,536 + 0,448) \cdot 0,114}{0,039 + 0,027 + 0,011 + 0,232 + 0,163 + 0,154 + 0,256 + 0,064} = 0,51.$$

Таким чином, шукане значення коефіцієнта зчеплення за даних умов руху автомобіля складає 0,51. Будемо вважати, що коефіцієнт зчеплення приблизно однаковий на всіх колесах автомобіля.

2. Визначення гальмових моментів

Розрахунок гальмових моментів проводиться в залежності від типу гальмових механізмів за такою ж методикою як і для коефіцієнта зчеплення.

Оскільки на автомобілі Москвич-412 встановлені барабанні гальмові механізми з рівними приводними силами й одностороннім розташуванням опор, то функції належності нечітких термів для всіх факторів впливу визначаємо з формули (2.3) на основі табл. 2.28. Значення цих функцій заносимо в табл. 5.3.

Таблиця 5.3

Значення функцій належності при фіксованих значеннях факторів

Терм	Функція належності для колеса				Терм	Функція належності для колеса			
	1-ліве	1-праве	2-ліве	2-праве		1-ліве	1-праве	2-ліве	2-праве
P_1	0,987	0,987	0,987	0,987	$r_{\bar{6}3}$	0,895	0,895	0,895	0,895
P_2	0,879	0,879	0,879	0,879	a_1	0,777	0,777	0,777	0,777
P_3	0,07	0,07	0,07	0,07	a_2	0,993	0,993	0,993	0,993
P_4	0,006	0,006	0,006	0,006	a_3	0,481	0,481	0,481	0,481
P_5	0,005	0,005	0,005	0,005	h_1	0,819	0,819	0,819	0,819
μ_1	0,161	0,161	0,161	0,161	h_2	0,995	0,995	0,995	0,995
μ_2	0,035	0,035	0,035	0,035	h_3	0,884	0,884	0,884	0,884
μ_3	0,081	0,081	0,081	0,081	β_1	0,079	0,079	0,131	0,247
μ_4	0,999	0,999	0,999	0,999	β_2	0,17	0,17	0,305	0,607
μ_5	0,074	0,074	0,074	0,074	β_3	0,169	0,169	0,41	0,967
$r_{\bar{6}1}$	0,088	0,088	0,088	0,088	β_4	0,7	0,7	0,978	0,888
$r_{\bar{6}2}$	0,015	0,015	0,015	0,015	β_5	0,868	0,868	0,618	0,206

При розрахунках функцій належності використовувались такі початкові дані:

- коефіцієнт тертя приймаємо $\mu = 0,35$;

- привідна сила робочого гальмового циліндра ($P = 1$ кН – експертна оцінка за принципом термометра);
- радіус гальмового барабана $r_b = 12,5$ см;
- кут охоплення, $\beta = 115^\circ$ – 1-ліве і 1-праве, 90° – 2-ліве, 65° – 2-праве;
- відстань від нижньої опори до центра барабана, $a = 9$ см;
- відстань від нижньої опори до центра робочого циліндра $h = 19,5$ см;

Отримані значення функцій належності підставляємо в формули (2.4), які складаються на основі табл. 2.22 та 2.29 і, таким чином, знаходимо терм-оцінку гальмового моменту.

Маємо:

– 1-ліве і 1-праве: $\mu^{M1} = 0,423$; $\mu^{M2} = 0,036$; $\mu^{M3} = 0,035$; $\mu^{M4} = 0,0077$; $\mu^{M5} = 0,0076$; $\mu^{M6} = 0,0074$; $\mu^{M7} = 0,0028$; $\mu^{M8} = 0,0027$; і нарешті $M_z = M_{z1}$;

– 2-ліве: $\mu^{M1} = 0,32$; $\mu^{M2} = 0,036$; $\mu^{M3} = 0,035$; $\mu^{M4} = 0,0077$; $\mu^{M5} = 0,0076$; $\mu^{M6} = 0,0074$; $\mu^{M7} = 0,0028$; $\mu^{M8} = 0,0027$; і нарешті $M_z = M_{z1}$;

– 2-праве: $\mu^{M1} = 0,107$; $\mu^{M2} = 0,036$; $\mu^{M3} = 0,035$; $\mu^{M4} = 0,0077$; $\mu^{M5} = 0,0076$; $\mu^{M6} = 0,0074$; $\mu^{M7} = 0,0028$; $\mu^{M8} = 0,0027$; і нарешті $M_z = M_{z1}$;

Перетворення нечіткої інформації в чітку форму (терм-оцінки в число) відбувається за формулою (2.5)

$$M_z = \frac{\sum_{j=1}^8 \left[0 + (j-1) \cdot \frac{300-0}{8-1} \right] \cdot \mu^{M_{zj}}(M_z)}{\sum_{j=1}^8 \mu^{M_{zj}}(M_z)}$$

- 1-ліве і 1-праве: $M_z = 339$ Н·м;
- 2-ліве: $M_z = 297,2$ Н·м;
- 2-праве: $M_z = 271,4$ Н·м.

3. Прогнозування траєкторії руху

Виходячи з даних протоколів ДТП та довідкової літератури масмо:

- база автомобіля $L = 2,4$ м;
- колія автомобіля $B = 1,232$ м;
- відстань від центра мас до передньої осі автомобіля $a = 1,287$ м;
- висота центра мас автомобіля $h = 0,562$ м;
- маса автомобіля $m_a = 1350$ кг;
- бокове зміщення центра мас автомобіля $\Delta y = 0,02$ м;
- передаточне число коробки передач $i_k = 1,33$;
- передаточне число додаткової передачі $i_d = 1$;
- радіус колеса $r_k = 0,26$ м;
- внутрішній тиск в шинах $p_w = 0,2$ МПа;
- ширина профілю недеформованої шини $B_{ш} = 0,165$ м;
- вільний діаметр шини $D_0 = 0,67$ м;
- кут позовжнього нахилу проїзної частини $\alpha = 0^\circ$;
- коефіцієнт опору коченню $f = 0,017$;
- коефіцієнт ефективності гальмування $K_e = 1$;
- швидкість автомобіля перед гальмуванням $V = 50$ км/год.

Визначаємо нормальні реакції автомобіля Z з формул (3.18–3.23):

$$\delta_i = 1,03 + 0,05 \cdot 1,33^2 \cdot 1^2 = 1,118;$$

$$j = 9,8 \cdot \left(\frac{0,51}{1} \cdot \cos 0 + \sin 0 \right) = 4,998 \frac{\text{м}}{\text{с}^2};$$

$$Z_2 = \frac{1350 \cdot 9,8}{2,4} \cdot (1,287 \cdot \cos 0 + \sin 0 \cdot 0,562 - \frac{1}{9,8} \cdot 1,118 \cdot 4,998 \cdot 0,562 + \cos 0 \cdot 0,017 \cdot 0,26) = 5359 \text{ Н};$$

$$Z_1 = 1350 \cdot 9,8 - 5359 = 7871 \text{ Н};$$

$$Z_1^n = 7871 \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{0,02}{1,232} \right) = 3808 \text{ Н}; \quad Z_1^n = 7871 \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{0,02}{1,232} \right) = 4063 \text{ Н};$$

$$Z_2^n = 5359 \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{0,02}{1,232} \right) = 2593 \text{ Н}; \quad Z_2^n = 5359 \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{0,02}{1,232} \right) = 2767 \text{ Н}.$$

Встановлюємо закони зміни сил і моментів, що діють на автомобіль в процесі гальмування

$$\frac{M_{z1}^n}{r_k \cdot Z_1^n} = \frac{339}{0,26 \cdot 3744} = 0,35 < \varphi_1^n = 0,51 \Rightarrow \text{колесо незаблоковане};$$

$$\frac{M_{z1}^n}{r_k \cdot Z_1^n} = \frac{339}{0,26 \cdot 4127} = 0,32 < \varphi_1^n = 0,51 \Rightarrow \text{колесо незаблоковане};$$

$$\frac{M_{z2}^n}{r_k \cdot Z_2^n} = \frac{271,4}{0,26 \cdot 2549} = 0,41 < \varphi_2^n = 0,51 \Rightarrow \text{колесо незаблоковане};$$

$$\frac{M_{z2}^n}{r_k \cdot Z_2^n} = \frac{297,2}{0,26 \cdot 2810} = 0,41 < \varphi_2^n = 0,51 \Rightarrow \text{колесо незаблоковане}.$$

Таким чином, при складанні диференціальних рівнянь руху автомобіля необхідно користуватись законами зміни бокових і повздовжніх реакцій для незаблокованих коліс (3.13–3.15).

Визначаємо коефіцієнти опору боковому зсуву коліс з формул (3.16):

$$k_{y1}^n = C_{c1}^n \cdot \left(A_1^n - \frac{E_1^n}{P_{w1}^n} \right) = 92,139 \cdot \left(2,587 - \frac{0,175}{2} \right) = 2302,86 \text{ Н},$$

$$\text{де } C_{c1}^n = 1,038 \cdot 10^{-4} \cdot 380,8^2 - 0,168 \cdot 380,8 + 141,062 = 92,139;$$

$$A_1^n = 0,714 \cdot 380,8 \cdot \sqrt{\frac{165^2}{670^3}} = 2,587;$$

$$E_1^n = 2,2 \cdot \frac{380,8^2 \cdot 165}{670^3} = 0,175.$$

Аналогічно $k_{y1}^n = 2392,76$ Н, $k_{y2}^n = 1797,96$ Н, $k_{y2}^n = 1879,73$ Н.

Складаємо систему диференціальних рівнянь руху автомобіля в рухомій системі координат x_1, y_1, z_1 , жорстко зв'язаній з автомобілем і приводимо її до вигляду (3.30).

Виходячи з (3.12–3.15, 3.29) маємо

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{V} &= \frac{-M_{z1}^n - M_{z1}^n - M_{z2}^n - M_{z2}^n}{r_k \cdot G} - V_y \cdot \omega; \\ \dot{V}_y &= - \left(\frac{(k_{y1}^n + k_{y1}^n) \cdot \frac{\omega \cdot a - V_y}{V} - (k_{y2}^n + k_{y2}^n) \cdot \frac{\omega \cdot b + V_y}{V}}{G} + V \cdot \omega \right); \\ \dot{\omega} &= \frac{\left(\frac{B}{2} - \Delta y\right) \cdot \left(\frac{M_{z1}^n + M_{z2}^n}{r_k}\right) - \left(\frac{B}{2} + \Delta y\right) \cdot \left(\frac{M_{z1}^n + M_{z2}^n}{r_k}\right) -}{I_z} - \\ &\quad - \frac{a \cdot (k_{y1}^n + k_{y1}^n) \cdot \frac{\omega \cdot a - V_y}{V} + b \cdot (k_{y2}^n + k_{y2}^n) \cdot \frac{\omega \cdot b + V_y}{V}}{I_z}. \end{aligned} \right.$$

Таким чином, для цього випадку отримуємо систему

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{V} &= -0.285 - V_y \cdot \omega; \\ \dot{V}_y &= -0.355 \cdot \frac{\omega \cdot 1.287 - V_y}{V} + 0.278 \cdot \frac{\omega \cdot 1.113 + V_y}{V} - V \cdot \omega; \\ \dot{\omega} &= -6.528 \cdot 10^{-3} - 0.319 \cdot \frac{\omega \cdot 1.287 - V_y}{V} - 0.216 \cdot \frac{\omega \cdot 1.113 + V_y}{V}. \end{aligned} \right.$$

Розв'язуємо отриману систему методом Рунге–Кутта і отримуємо функціональні залежності $V = f_1(t)$, $V_y = f_2(t)$, $\omega = f_3(t)$, які характеризують процес гальмування автомобіля (табл. 5.4).

Таблиця 5.4

Характеристика процесу гальмування автомобіля

t, c	$V, m/c$	$V_y, m/c$	ω, c^{-1}	t, c	$V, m/c$	$V_y, m/c$	ω, c^{-1}
0	13,889	0,000	0,000	5	12,505	1,057	-0,033
1	13,603	0,045	-0,007	6	12,265	1,501	-0,039
2	13,319	0,176	-0,013	7	12,055	2,017	-0,046
3	13,038	0,391	-0,020	8	11,882	2,603	-0,052
4	12,765	0,686	-0,026	9	11,759	3,258	-0,059

Функціональні залежності, отримані для V , V_y та ω інтегруємо методом Сімпсона відповідно до виразів (3.31) і отримуємо координати траєкторії руху центра мас автомобіля (x , y) та величину розвороту його поздовжньої осі γ (рис. 5.2).



Рис. 5.2. Результати оцінки траєкторії руху автомобіля при гальмуванні

Висновок

Як видно з отриманого графіка, бічне зміщення та курсовий кут автомобіля мають від'ємні значення. Отже траєкторія автомобіля в результаті гальмування буде відхилятися вліво – на смугу зустрічного руху.

5.3. Експертно-модельююча система для автоматизації розрахунків при аналізі ДТП

Експертно-модельююча система (ЕМС) призначена для автоматизації найбільш трудомістких процедур прогнозування поведінки загальмованого автомобіля при нечітких вихідних даних. Терміном *експертно-модельююча система* підкреслюється, що в цій системі сполучається традиційне моделювання з використанням експертної інформації, яка формалізується на базі нечітких чисел та нечіткої логіки. Теоретичною основою експертно-модельюючої системи є результати розділів 2, 3. Програмне забезпечення ЕМС виконано на мові програмування в об'єктно-орієнтованому стилі для ПЕОМ, які працюють під керуванням операційної системи Windows. ЕМС дозволяє дослідити поведінку автомобіля в дорожньо-транспортних пригодах при гальмуванні.

Для моделювання необхідно задати вихідні дані, які характеризують дорожні умови, конструкцію автомобіля, його технічний стан та розміщення вантажу. При визначенні якості зчеплення автомобіля з дорожнім покриттям, а також при прогнозуванні гальмових моментів на колесах автомобіля вихідна інформація про фактори впливу може бути задана за допомогою термів (експертних оцінок) [85] або за принципом термометра [90].

Архітектура експертно-модельюючої системи

Архітектура ЕМС зображена на рис. 5.3. Вона складається з 11 програмних блоків, які виконують такі функції.

1. *Панель вибору режиму роботи* забезпечує вибір необхідної підпрограми користувачем. Блок реалізований за допомогою піктографічного меню.

2. *Експертна система для визначення гальмових моментів на колесах автомобіля* забезпечує оцінку розподілу гальмової сили між колесами та осями в момент виникнення аварійної ситуації шляхом управління блоками 6–8. Вхідними даними цього блока є фактори, що впливають на величину створеного гальмового зусилля. Вони вибираються в залежності від типу гальмового механізму. Вихідними є величини гальмового моменту на кожному колесі автомобіля.

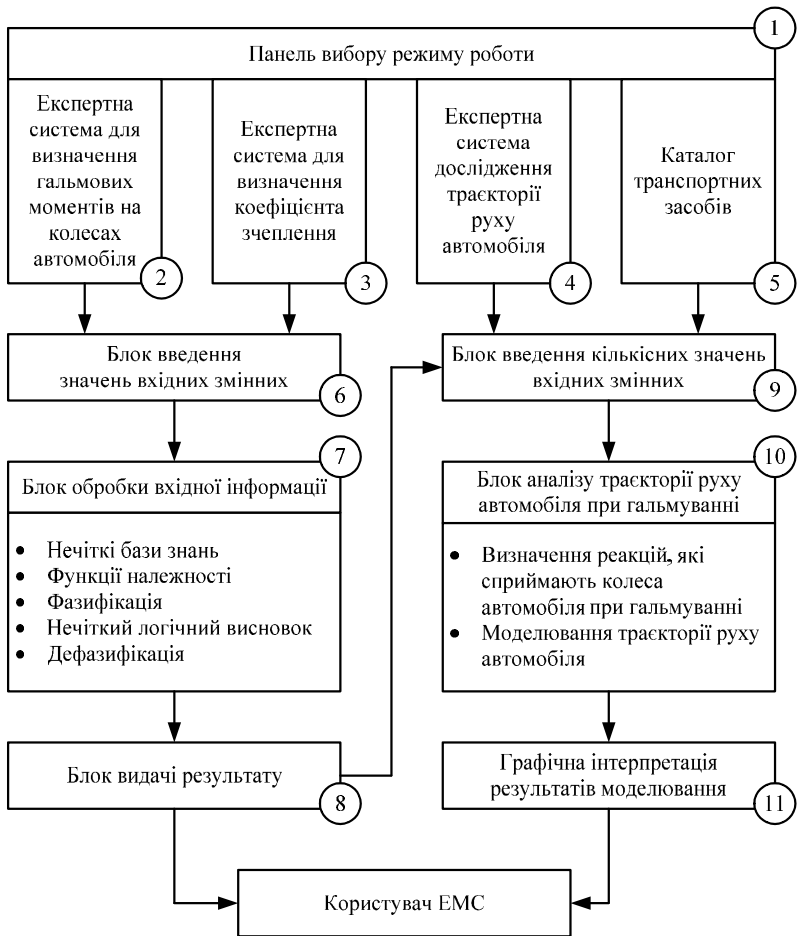


Рис. 5.3. Архітектура експертно-моделюючої системи

3. *Експертна система для визначення коефіцієнта зчеплення* забезпечує оцінку якості зчеплення автомобіля з дорожнім покриттям, шляхом управління блоками 6, 7, 8. Вхідними даними цього блока є фактори, що впливають на якість зчеплення, дані про які беруться з протоколів дорожньо-транспортних пригод. Вихідною є величина коефіцієнта зчеплення.

4. *Експертна система дослідження траєкторії руху* дає змогу оцінити поведінку транспортного засобу, який рухається в гальмовому режимі шляхом управління блоками 2, 3, 5–11. Вхідними даними цього блока є фактори, які впливають на траєкторію руху та результати розрахунку величини коефіцієнта зчеплення та гальмового моменту для кожного колеса автомобіля. Вихідними даними є величини реакцій на колесах автомобіля та його траєкторія руху.

5. *Каталог транспортних засобів* забезпечує зберігання і оперативний доступ до інформації про особливості конструкції транспортних засобів. Ця інформація використовується при дослідженні траєкторії руху автомобілів в гальмовому режимі.

6. *Блок введення значень вхідних змінних.* Цей блок вміщує всі необхідні екранні форми для запиту значень вхідних змінних користувачем експертних систем для визначення коефіцієнта зчеплення та гальмових моментів. Блок дозволяє вводити інформацію в кількісній або якісній формі, а також за допомогою шкали термометра. При цьому здійснюється контроль за коректністю інформації, що вводиться (вихід за межі інтервалів можливих значень, пропуски і т. п.).

7. *Блок обробки вхідної інформації* забезпечує:

- фазифікацію – переведення отриманої в блоці 6 інформації в форму, придатну для нечіткого логічного висновку. Ця процедура передбачає обчислення функцій належності термів;

- розрахунок значення вихідної змінної відповідно до алгоритму із п. 4.1;

- дефазифікацію – переведення нечіткої експертної оцінки в чітку форму.

8. *Блок видачі результату* призначений для виведення отриманої на виході експертної оцінки в форму, зручну для сприйняття користувачем. Можливе збереження значень вхідних змінних і результатів розрахунку в файл.

9. *Блок введення кількісних значень вхідних змінних.* Цей блок забезпечує інтеграцію інформації про особливості конструкції транспортного засобу (блок 5), нерівномірність розміщення вантажу, технічний стан та умови руху з результатами експертного висновку про значення коефіцієнта зчеплення і гальмового моменту на кожному колесі. Таким чином накопичуються вхідні дані для дослідження траєкторії руху автомобіля.

10. Блок аналізу траєкторії руху автомобіля при гальмуванні призначений:

- для обчислення реакцій, які сприймали колеса автомобіля під час гальмування;
- визначення функції зміни курсового кута в часі;
- прогнозування бічного зміщення автомобіля при гальмуванні.

11. Графічна інтерпретація результатів моделювання забезпечує наочне подання вихідних величин, які отримані в результаті дослідження поведінки певного транспортного засобу (блок 10).

Висновки по розділу 5

1. Експертно-моделююча система «Автоексперт» реалізує моделі та алгоритми, розроблені в розділах 2, 3, і дозволяє автоматизувати найбільш трудомісткі процедури дослідження причин зміни напрямку руху автомобіля при гальмуванні під час розслідування дорожньо-транспортних пригод.

2. Ефективність застосування розробленого методу і програмної оболонки проілюстрована на прикладах оцінки гальмових властивостей автомобіля при проведенні автотехнічних експертиз ДТП.

3. Використання нечіткої експертної інформації про значення факторів, що впливають на коефіцієнт зчеплення та гальмові моменти, дозволяє зменшити об'єм експериментальних досліджень і значно скоротити час отримання об'єктивного рішення про причини виникнення аварійних ситуацій.

ВИСНОВКИ

В ході виконання досліджень розроблено метод оцінки експлуатаційних гальмових властивостей автомобіля в дорожніх умовах. Він являє собою взаємозв'язану сукупність науково-методичних принципів, математичних моделей, алгоритмів та програмного забезпечення.

Основні наукові і практичні результати, викладені в монографії, такі:

1. Основні труднощі розв'язування задач оцінки гальмових властивостей автомобіля, особливо при дослідженні ДТП, обумовлені необхідністю врахування великого числа кількісних та якісних факторів, відсутністю аналітичних залежностей, які зв'язують фактори впливу з рішеннями.

2. Обмеженням математичних методів, які традиційно використовуються для розв'язання задач оцінки гальмових властивостей автомобіля при дослідженні ДТП, є те, що вони не дозволяють описувати причинно-наслідкові зв'язки між факторами впливу та відповідним наслідком на природній мові, яка моделює логіку міркувань експертів з залученням нечислової та нечіткої інформації.

3. Застосування теорії нечітких множин для оцінки гальмових властивостей автомобіля при дослідженні ДТП здійснюється на основі принципів лінгвістичності вхідних та вихідних змінних, лінгвістичності та ієрархічності експертних знань, а також принципу двоетапної настройки нечітких моделей.

4. Розроблені математичні моделі дозволяють з достатньою точністю визначити величину коефіцієнта зчеплення (відносна похибка біля 3 %) та гальмового моменту (відносна похибка до 5 %), і на основі цих даних оцінити траєкторію руху автомобіля при гальмуванні.

5. Запропонована модель визначення коефіцієнта зчеплення, на відміну від існуючих методик, дозволяє врахувати всі фактори впливу занесені в протоколи дорожньо-транспортних пригод і звузити діапазон можливих оцінок до конкретного числового значення, що підвищує об'єктивність прийняття рішень.

6. Врахування поперечного зміщення центра мас автомобіля на основі аналізу просторової схеми сил, що діють на автомобіль, дозволяє визначити реакції на кожному з коліс автомобіля в залежності від розподілу навантаження та інтенсивності гальмування.

7. Введення гальмових моментів у вирази для визначення реакцій автомобіля дозволяє враховувати нерівномірність гальмових сил, що

діють на автомобіль при натисканні водієм важеля гальма, яка може виникати внаслідок несправності гальмової системи.

8. Аналіз просторової схеми сил, що діють на автомобіль, створює умови для врахування коефіцієнта зчеплення автомобіля з дорогою окремо для кожного колеса.

9. Результати проведених експериментів підтверджують можливість оцінки траєкторії руху автомобіля при гальмуванні на основі моделей і алгоритмів, розроблених в розділах 2, 3. Різниця між теоретичними та експериментальними даними при визначенні параметрів гальмування автомобіля для всіх випадків гальмування не перевищувала 7.9 %.

10. Створена експертно-моделююча система «Автоексперт» реалізує моделі та алгоритми, розроблені в розділах 2, 3, і дозволяє автоматизувати найбільш трудомісткі процедури дослідження причин зміни напрямку руху автомобіля при гальмуванні під час розслідування дорожньо-транспортних пригод. Ефективність застосування розробленого методу і програмної оболонки проілюстрована на прикладах оцінки гальмових властивостей автомобіля при проведенні автотехнічних експертиз ДТП.

11. Використання нечіткої експертної інформації про значення факторів, що впливають на коефіцієнт зчеплення та гальмові моменти, дозволяє зменшити об'єм експериментальних досліджень і значно скоротити час досягнення об'єктивного рішення про причини виникнення аварійних ситуацій.

12. Дослідження дорожньо-транспортних пригод, пов'язаних зі зміною траєкторії руху автомобіля при гальмуванні, підтвердили можливість застосування запропонованого методу в автотехнічній експертизі ДТП.

Подальше дослідження проблеми доцільно проводити в таких напрямках:

- розробка методики оцінки експлуатаційних гальмових властивостей для вантажних автомобілів;
- доповнення розроблених моделей оцінки гальмових моментів врахуванням впливу контакту в парі тертя та теплових процесів;
- врахування порушення геометрії осей;
- врахування часу запізнення спрацювання гальмового приводу та часу наростання сповільнення при гальмуванні на кожному колесі.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алиев Р. А. Производственные системы с искусственным интеллектом / Алиев Р. А., Абдикеев Н. М., Шахназаров М. М. – М. : Радио и связь, 1990. – 264 с.
2. Алиев Р. А. Управление производством при нечеткой исходной информации / Алиев Р. А., Церковный А. З., Мамедова Г. А. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 240 с.
3. Антонов Д. А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей / Д. А. Антонов – М. : Машиностроение, 1984. – 164 с.
4. Афанасьев Л. Л. Конструктивная безопасность автомобиля / Афанасьев Л. Л., Дьяков А. Б., Иларионов В. А. – М. : Машиностроение, 1983. – 243 с.
5. Борисов А. И. Диалоговые системы принятия решений на базе мини-ЭВМ / Борисов А. И., Вилломс Э. Р., Сукур Л. Я. – Рига : Зинатне, 1986. – 195 с.
6. Борисов А. Н. Принятие решений на основе нечетких моделей. Примеры использования / Борисов А. Н., Крумберг О. А., Федоров И. П. – Рига : Зинатне, 1990. – 184 с.
7. Боровский Б. Е. Безопасность движения автомобильного транспорта / Б. Е. Боровский – Л. : Лениздат, 1984. – 305 с.
8. Братко И. Программирование на языке ПРОЛОГ для искусственного интеллекта / И. Братко – М. : Мир, 1990. – 560 с.
9. Брянский Ю. А. Управляемость большегрузных автомобилей / Ю. А. Брянский – М. : Машиностроение, 1983. – 176 с.
10. Брянский Ю. А. Управляемость и безопасность дорожного движения. “Организация и безопасность дорожного движения” / Ю. А. Брянский // Итоги науки и техники, ВИНТИ. – Москва, 1987. – Т.2. – 107 с.
11. Васильев А. П. Эксплуатация автомобильных дорог и организация дорожного движения / А. П. Васильев, В. М. Сиденко – М. : Транспорт, 1990. – 304 с.
12. Волошин Г. Я. Анализ дорожно-транспортных происшествий / Волошин Г. Я., Мартынов В. П., Романов А. Г. – М. : Транспорт, 1987. – 240 с.
13. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств / Джон Вонг – М. : Машиностроение, 1982. – 285 с.

14. Вопросы анализа и процедуры принятия решений : Сборник переводов / под ред. И. Ф. Шахнова – М. : Мир, 1976. – 228 с.
15. Гаврилов А. А. Моделирование дорожного движения / А. А. Гаврилов – М. : Транспорт, 1980. – 189 с.
16. Галушко В. Г. Случайные процессы и их применение на автотранспорте / В. Г. Галушко – К. : Вища школа, 1980. – 271 с.
17. Гецович Е. М. Устойчивость автомобиля с противоблокировочной системой против заноса / Евгений Моисеевич Гецович // Автомобильный транспорт. – 1980. – Вып. 17. – С. 88–93.
18. Глушков В. М. Введение в кибернетику / В. М. Глушков – К. : Изд-во АН УССР, 1964. – 324 с.
19. Гредескул А. Б. Динамика торможения автомобиля : дис... д-ра техн. наук / А. Б. Гредескул – Харьков, 1964. – 334 с.
20. Гришкевич А. И. Автомобили. Теория / А. И. Гришкевич – Минск : Высшейшая школа, 1986. – 207 с.
21. Гуревич Л. В. Тормозное управление автомобиля / Л. В. Гуревич – М. : Транспорт, 1978. – 152 с.
22. Гячев Л. В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов / Л. В. Гячев – М. : Машиностроение, 1981. – 206 с.
23. Джонс И. С. Влияние параметров автомобиля на дорожно-транспортные происшествия / И. С. Джонс – М. : Машиностроение, 1979. – 207 с.
24. Динамика системы дорога–шина–автомобиль–водитель / А. А. Хачатуров, В. Л. Афанасьев [и др.] ; под ред. А. А. Хачатурова – М. : Машиностроение, 1976. – 536 с.
25. Доорс Дж. Пролог – язык программирования будущего / Дж. Доорс, А. Р. Рейблен, С. Вадера – М. : Финансы и статистика, 1990. – 68 с.
26. Дорожные условия и режимы движения автомобилей / под ред. Бабкова В. Ф. – М. : Транспорт, 1967. – 112 с.
27. Дорожньо-транспортні пригоди в Україні (оперативна інформація за 12 місяців 1996 року). – К. , 1997. – 79 с. (Матеріал підготовлений Управлінням Державної автомобільної Інспекції Міністерства внутрішніх справ України).
28. ДСТУ 3649-97. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю ; Введ.

01.01.99. – К. : Вид-во стандартів, 1997. - 26с. – (Нормативний документ Міністерства транспорту та зв'язку України).

29. Експертний аналіз дорожньо-транспортних пригод. / Галаса П. В., Кисельов В. Б., Куйбіда А. С. [та інші] ; за заг. ред. П. В. Галаси – К. : Експерт-сервіс, 1995. – 192 с.

30. Забишний О. С. Теоретичне обґрунтування коефіцієнта зчеплення для експлуатованих доріг / О. С. Забишний // Автошляховик України. – 1994. – №2. – С. 35–37.

31. Заде Л. Понятие лингвистической переменной и её применение к принятию приближённых решений / Л. Заде – М. : Мир, 1976. – 167 с.

32. Залуга В. П. Пассивная безопасность автомобильной дороги / В. П. Залуга, В. Я. Буйленко – М. : Транспорт, 1987. – 189 с.

33. Згуровский М. З. Интегрированные системы оптимального управления и проектирования / М. З. Згуровский – К. : Вища школа, 1990. – 348 с.

34. Иванов В. Н. Применение ЭВМ на автомобильном транспорте / В. Н. Иванов, А. А. Гаврилов – М. : Транспорт, 1977. – 144 с.

35. Изучение рабочих процессов колеса автомобиля : Сборник трудов. – М. : МАДИ, 1973. – 130 с.

36. Иларионов В. А. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий / В. А. Иларионов – М. : Транспорт, 1989. – 255 с.

37. Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля / В. А. Иларионов – М. : Машиностроение, 1966. – 280 с.

38. Кашканов А. А. Оцінка гальмових моментів на колесах автомобіля за допомогою нечіткої логіки / Андрій Альбертович Кашканов // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – 1999. – №1. – С. 139–143.

39. Ковальски Р. Логика в решении проблем / Р. Ковальски – М. : Наука, 1987. – 280 с.

40. Козелецкий Ю. Психологическая теория решений / Ю. Козелецкий – М. : Прогресс, 1979. – 503 с.

41. Коноплянко В. И. Организация и безопасность дорожного движения / В. И. Коноплянко – М. : Транспорт, 1991. – 183 с.

42. Коршунов Ю. М. Математические основы кибернетики / Ю. М. Коршунов – М. : Энергия. – 424 с.

43. Косолапов Г. М. Исследование устойчивости движения автомобиля при торможении / Г. М. Косолапов, Е. Н. Сидоров // Автомобильная промышленность. – 1973. – №2. – С. 26–30.
44. Кофман А. Введение в теорию нечетких множеств / А. Кофман – М. : Радио и связь, 1982. – 432 с.
45. Левин Р. Практическое введение в технологию искусственного интеллекта и экспертных систем с иллюстрацией на бейсике / Р. Левин, Д. Дранг, Б. Эдельсон – М. : Финансы и статистика, 1991. – 239 с.
46. Леру М. Сцепление колеса автомобиля с дорогой и безопасность движения / М. Леру – М. : Автотрансиздат, 1959. – 158 с.
47. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.
48. Литвинов А. С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин – М. : Машиностроение, 1989. – 237 с.
49. Логический подход к искусственному интеллекту. – М. : Мир, 1990. – 432 с.
50. Лукьянов В. В. Безопасность дорожного движения / В. В. Лукьянов – М. : Транспорт, 1987. – 247 с.
51. Макаллистер Дж. Искусственный интеллект и Пролог на микроЭВМ / Джон Макаллистер – М.: Машиностроение, 1990. – 240 с.
52. Малпас Дж. Реляционный язык Пролог и его применение / Джон Малпас – М. : Наука, 1990. – 463 с.
53. Малышев Н. Г. Нечеткие модели для экспертных систем в САПР / Н. Г. Малышев, Л. С. Бернштейн, А. В. Боженок – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 136 с.
54. Мартынюк А. А. Динамика и устойчивость движения колесных транспортных машин / А. А. Мартынюк, Л. Г. Лобас, Н. В. Никитина – К. : Техніка, 1981. – 222 с.
55. Машенко А. Ф. Тормозная система автомобиля / А. Ф. Машенко – М. : Высшая школа, 1972. – 135 с.
56. Методы и системы принятия решений. Системы, основанные на знаниях / под ред. А. Н. Борисова. – Рига : РПИ, 1989. – 175 с.
57. Назаров О. І. Поліпшення гальмівних властивостей легкових автомобілів удосконаленням способів регулювання гальмівних сил : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.02

"Автомобілі та трактори" / Олександр Іванович Назаров ; Харк. держ. автомоб.-дорожній техн. ун-т. – Харків, 1998. – 18 с.

58. Нейлор К. Как построить свою экспертную систему / К. Нейлор – М. : Энергоатомиздат, 1981. – 288 с.

59. Немчинов М. В. Сцепные качества дорожных покрытий и безопасность движения автомобиля / М. В. Немчинов – М. : Транспорт, 1985. – 231 с.

60. Нефедов А. Ф. Планирование эксперимента и моделирование при исследовании эксплуатационных свойств автомобилей / А. Ф. Нефедов, Л. Н. Высочин – Львов : Вища школа, 1976. – 160 с.

61. Новиков П. С. Элементы математической логики / П. С. Новиков – М. : Наука, 1973. – 400 с.

62. Носенков М. А. Управляемость и устойчивость автомобилей / М. А. Носенков, М. М. Бахмутский, Л. Л. Гинцбург – М. : НИИНАвтопром, 1981. – 48 с.

63. Обработка знаний : Перевод с японского. – М. : Мир, 1989. – 292 с.

64. Орлов А. И. Задачи оптимизации и нечеткие переменные / А. И. Орлов – М. : Знание, 1980. – 53 с.

65. Оsepчугов В. В. Автомобиль. Анализ конструкций. Элементы расчета / В. В. Оsepчугов, А. К. Фрумкин – М. : Машиностроение, 1989. – 304 с.

66. Певзнер Я. М. Теория устойчивости / Я. М. Певзнер – М. : Машгиз, 1947. – 156 с.

67. Петров В. А. Современная теория качения пневматического колеса и её практическое приложение / В. А. Петров // Автомобильная промышленность. –1993. – №4. – С.14–18.

68. Петров М. А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме / М. А. Петров – Омск : Зап.-Сибирское книжное издательство, Омское отделение, 1973. – 224 с.

69. Подлих Э. Г. Исследование коэффициента сцепления автомобильной шины с покрытием / Э. Г. Подлих – М. : Автотрансиздат, 1963. – 42 с.

70. Подригало М. А. Устойчивость колесных машин при торможении / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Кирчатый – Харьков : ХГАДТУ, 2000. – 180 с.

71. Поляк Б. Т. Введение в оптимизацию / Б. Т. Поляк – М : Наука, 1983. – 384 с.
72. Поляк Д. Г. Электроника автомобильных систем управления / Д. Г. Поляк, Ю. К. Есеновский-Лашков – М. : Машиностроение, 1987. – 199 с.
73. Попов Э. В. Общение с ЭВМ на естественном языке / Э. В. Попов – М. : Наука, 1982. – 360 с.
74. Попов Э. В. Экспертные системы : Решение неформализованных задач в диалоге с ЭВМ / Э. В. Попов – М. : Наука, 1987. – 288 с.
75. Поспелов Г. С. Искусственный интеллект – прикладные системы / Г. С. Поспелов, Д. А. Поспелов – М. : Знание, 1985. – 48 с.
76. Поспелов Д. А. Фантазия или наука. На пути к искусственному интеллекту / Д. А. Поспелов – М. : Наука, 1982. – 217 с.
77. Прангишвили И. В. Экспертные системы / И. В. Прангишвили // Вычислительная техника. Системы. Управление. – Вып. 2. МЦНТИ, 1990. – С. 3–17.
78. Работа автомобильной шины / под общ. ред. Кнороза В. И. – М. : Транспорт, 1976. – 238 с.
79. Растрингин Л. А. Вычислительные машины, системы, сети / Л. А. Растрингин – М. : Наука, 1982. – 223 с.
80. Рахубовський Ю. С. Система антиблокування і реалізації тормозного моменту по фактичному сцепленню пневматического колеса і дороги / Ю. С. Рахубовський, Ю. А. Лакатош // Автошляховик України. – 1995. – №3. – С. 11–14.
81. Ребедайло В. Н. Определение скорости автомобиля по пути юза при анализе ДТП / В. Н. Ребедайло, А. А. Кашканов, Н. Н. Бартко // Тезисы докладов международной научно-технической конференции “Новые технологии организационные структуры на автомобильном транспорте” – Винница : ВГТУ. – 1994. – С. 84.
82. Ребедайло В. М. Якісні особливості курсового руху автомобіля в режимі службового гальмування / В. М. Ребедайло, І. Г. Савчинський, А. А. Кашканов // Машинознавство. – 1998. – №7(13). – С. 31–34.
83. Ройтман Б. А. Безопасность автомобиля в эксплуатации / Б. А. Ройтман, Ю. Б. Суворов, В. И. Суковичин – М. : Транспорт, 1987. – 207 с.

84. Рот М. Интеллектуальный автомат: компьютер в качестве эксперта / М. Рот – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 76 с.

85. Ротштейн А. П. Медицинская диагностика на нечеткой логике / Александр Петрович Ротштейн – Винница : Континент-ПРИМ, 1996. – 132 с.

86. Ротштейн О. П. Диференційна діагностика ішемічної хвороби серця на основі нечіткої логіки / О. П. Ротштейн, М. О. Жупанова, В. М. Шеверда // Вісник Вінницького політехнічного інституту. –1994. – №3. – С. 32–38.

87. Ротштейн О. П. Ідентифікація нелінійних об'єктів нечіткими базами знань/ О. П. Ротштейн, Д. І. Кательніков // Вісник Вінницького політехнічного інституту. –1997. – №4. – С. 98–103.

88. Ротштейн О. П. Ідентифікація коефіцієнта зчеплення коліс автомобіля з дорожнім покриттям на нечіткій логіці / О. П. Ротштейн, В. М. Ребедайло, А. А. Кашканов // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – 1998. – №2. – С. 23–29.

89. Ротштейн О. П. Нечітка модель управління швидкістю автомобіля в умовах недостатньої видимості / О. П. Ротштейн, В. М. Ребедайло, А. А. Кашканов // Збірник праць за матеріалами 4-ої міжнародної науково-технічної конференції «Контроль і управління в технічних системах». – ЧЗ. – Вінниця : Універсум. – 1997. – С.64 –70.

90. Ротштейн О. П. Оцінка якості дипломного проектування на основі нечіткої логіки / О. П. Ротштейн, Г. О. Черноволик, С. О. Єгоров // Вісник Вінницького політехнічного інституту. –1995. –№4. – С. 52–58.

91. Ротштейн О. П. Метод побудови функцій належності нечітких множин / О. П. Ротштейн, Г. О. Черноволик, Є. П. Ларюшкин // Вісник Вінницького політехнічного інституту. 1996. – №3. – С. 72–75.

92. Ротштейн О. П. Оцінка надійності алгоритмічних процесів з нечіткими початковими даними / О. П. Ротштейн, С. Д. Штовба // Вісник ВПІ. –1996. –№2. – С. 30–37.

93. Саати Т. Л. Взаимодействие в технических системах / Т. Л. Саати // Техническая кібернетика. – 1979. – №1. – С. 68–84.

94. Сига Х. Введение в автомобильную электронику / Х. Сига, С. Мидзутани – М. : Мир, 1989. – 232 с.

95. Сильянов В. В. Транспортно-эксплуатационные качества автомобильных дорог / В. В. Сильянов – М. : Транспорт, 1984. – 288 с.

96. Скофенко А. В. О построении функций принадлежности нечетких множеств, соответствующих количественным экспертным оценкам / А. В. Скофенко // Наукоедение и информатика, К. : Наукова думка, 1981. – Вып. 22. – С. 70–79.
97. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин / Г. А. Смирнов – М. : Машиностроение, 1981. – 271 с.
98. Стерлинг Л. Искусство программирования на языке ПРОЛОГ / Л. Стерлинг, Э. Шапиро – М. : Мир, 1988. – 235 с.
99. Стецюк Л. С. Сцепление колеса с дорогой и безопасность движения / Л. С. Стецюк [и др.] – М. : Автотрансиздат, 1963. – 67 с.
100. Туренко А. Н. Повышение эффективности торможения грузовых и пассажирских автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом / А. Н. Туренко – Харьков : ХГАДТУ, 1997. – 235 с.
101. Туренко А. Н. Функциональный расчет тормозной системы автомобиля с барабанными тормозами / А. Н. Туренко, В. А. Богомолов, В. И. Клименко – К. : УМК ВО, 1990. – 134 с.
102. Федосов А. С. Исследование потенциальных сцепных возможностей автомобиля при действии боковой силы в процессе торможения / А. С. Федосов, М. А. Подригало // Автомобильный транспорт. – 1980. – Вып. 17. – С. 73–78.
103. Шештокас В. В. Конфликтные ситуации и безопасность движения в городах / В. В. Шештокас, Д. С. Самойлов – М. : Транспорт, 1987. – 207 с.
104. Шибанов-Кушнарченко Ю. П. Теория интеллекта. Проблемы и перспективы / Ю. П. Шибанов-Кушнарченко – Харьков : Выща школа, 1987. – 160 с.
105. Штовба С. Д. Розробка методу моделювання надійності алгоритмічних процесів при невизначених початкових даних : дис. ... канд. техн. наук : 05.13.02 / Штовба Сергій Дмитрович – Вінниця, 1996. – 202 с.
106. Элти Дж. Экспертные системы : концепции и примеры / Дж. Элти, М. Кумбс – М. : Мир, 1987. – 190 с.
107. Эндрю А. Искусственный интеллект / А. Эндрю – М. : Мир, 1985. – 261 с.
108. Язык Пролог в пятом поколении ЭВМ. – М. : Мир, 1988. – 501 с.

109. Яншин А. А. Теоретические основы конструирования, технологии и надежности ЭВА / А. А. Яншин – М. : Радио и связь, 1983. – 150 с.
110. Lister R. Retention of directional control wheel braking / R. Lister // S.A.E. Prepr. s.a. – №650092. – P. 432–449.
111. Miller C. A. The Magic Number Seven Plus or Minus two : Some limits on our Capacity for Processing Information / C. A. Miller // Psychological Review. – 1956. – №63. – P. 81–97.
112. Morris J. B. Air bags for Small cars / J. B. Morris // SAE Techn. Pap. Ser. – 1984. – No. 841187. – P. 10.
113. Research safety vehicle - Phase 1. Volkswagenwerk AG Research Division. – 1975. – Dot.HS. 3. – № 801626. – 32 p.
114. Rotshtein A. Fuzzy Expert System for Identification of Car Wheels Adhesion Factor with a Road Surface / A. Rotshtein, A. Kashkanov // Proceeding of the 6-th European Congress on Intelligent Techniques and Soft Computing, Aachen, Germany, 1998. – P. 1735–1740.
115. Rotshtein A. Design and tuning of fuzzy IF-THEN rules for medical diagnosis / A. Rotshtein // In N.H. Teodorescu (ed): Fuzzy and Neural - Fuzzy Systems in Medical and Biomedical Engineering, CRC Press, 1998. – P. 35–66.
116. Von Altrock C. Fuzzy Logic & Neuro Fuzzy Applications Explained / C. Von Altrock – New Jersey : Prentice Hall PTR, 1995. – 350 p.
117. Zadeh L. Fuzzy sets / L. Zadeh // Information and Control. – 1965. – №8. – P. 338–353.

Ввод исходных данных

Модель автомобиля:

База автомобиля, м	<input type="text" value="2.4"/>
Колея автомобиля, м	<input type="text" value="1.232"/>
Расстояние от центра масс до передней оси автомобиля, м	<input type="text" value="1.287"/>
Высота центра масс автомобиля, м	<input type="text" value="0.562"/>
Масса автомобиля, кг	<input type="text" value="1350"/>
Поперечное смещение центра масс автомобиля, м	<input type="text" value="0"/>
Передаточное число коробки передач	<input type="text" value="1.33"/>
Передаточное число дополнительной передачи	<input type="text" value="1"/>
Радиус колеса, м	<input type="text" value="0.33"/>
Ширина профиля недеформированной шины, м	<input type="text" value="0.165"/>
Свободный диаметр шины, м	<input type="text" value="0.67"/>
Кэффициент эффективности торможения	<input type="text" value="1"/>
Угол продольного наклона дороги, °	<input type="text" value="0"/>
Кэффициент сопротивления качению	<input type="text" value="0.017"/>
Скорость движения перед торможением, км/ч	<input type="text" value="50"/>

Внутреннее давление в шине, МПа	переднее левое	<input type="text" value="0.2"/>
	переднее правое	<input type="text" value="0.2"/>
	заднее левое	<input type="text" value="0.2"/>
	заднее правое	<input type="text" value="0.2"/>
Кoeffициент сцепления на колесах:	переднее левое	<input type="text" value="0.51"/>
	переднее правое	<input type="text" value="0.51"/>
	заднее левое	<input type="text" value="0.51"/>
	заднее правое	<input type="text" value="0.51"/>
Вычислить		
Тормозные моменты на колесах автомобиля, кг·м:	переднее левое	<input type="text" value="33.9"/>
	переднее правое	<input type="text" value="33.9"/>
	заднее левое	<input type="text" value="29.72"/>
	заднее правое	<input type="text" value="27.14"/>
Вычислить		

Каталог автомобилей

Рис. А1. Введення вхідних даних для дослідження траєкторії руху

Фактор	Значение		Оценка термометром
Интегральный показатель Q, у.е.	8,6	?	Терм
Степень проскальзывания шины S, %	100	Число	Терм
Износ шины N, %	60	Число	Терм
Давление в шине P, МПа	0,2	Число	Терм
Нагрузка на колесо N, %	15	Число	Терм
Скорость автомобиля V, км/ч	20	Число	Терм

Посчитать Сохранить результат Закреть

Рис. А2. Введения вхідних даних для визначення коефіцієнта зчеплення

Интегральный показатель Q является совокупностью таких факторов как:
 - тип дорожного покрытия; - состояние дорожного покрытия; - тип шин.
 Диапазон изменения показателя (0 - 9) у.е.

Выберите тип и состояние дорожного покрытия

Асфальтобетон, цементобетон <input type="radio"/> Сухой <input checked="" type="radio"/> Увлажненный дождем <input type="radio"/> Мокрый <input type="radio"/> Покрытый грязью <input type="radio"/> Мокрый снег ($> 0^{\circ}\text{C}$) <input type="radio"/> Гололед ($< 0^{\circ}\text{C}$)	Булыжник <input type="radio"/> Сухой <input type="radio"/> Мокрый	Щебень <input type="radio"/> Сухой <input type="radio"/> Мокрый	Целина летом: суглинок <input type="radio"/> Сухой <input type="radio"/> Увлажненный до пластического состояния <input type="radio"/> Увлажненный до текучего состояния
	Грунтовая дорога <input type="radio"/> Сухая <input type="radio"/> Увлажненная дождем <input type="radio"/> В период распутицы		Целина летом: песок <input type="radio"/> Сухой <input type="radio"/> Влажный
			Целина зимой: снег <input type="radio"/> Рыхлаый <input type="radio"/> Укатанный

Выберите тип шин

Тип шин

- Высокого давления
- Низкого давления
- Высокой проходимости

Величина интегрального показателя Q (min - max) в данных условиях:

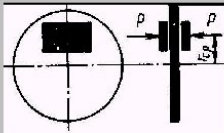
4.33 - 4.95

OK

Рис. А3. Рекомендації щодо оцінки інтегрального показника Q

Расчет тормозного момента

Дисковый тормозной механизм

Схема 

Фактор	Значение	Оценка термометром
Приводная сила, кг	300 Число <input type="button" value="Терм"/>	
Коэффициент трения	0,35 Число <input type="button" value="Терм"/>	
Средний радиус поверхности трения, м	0,1 Число <input type="button" value="Терм"/>	

Расчет тормозного момента

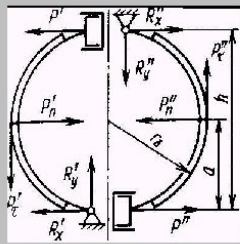
Барабанный тормозной механизм
(равные приводные силы и одностороннее размещение опор)

Схема 

Фактор	Значение	Оценка термометром
Приводная сила, кг	200 Число <input type="button" value="Терм"/>	
Коэффициент трения	0,35 Число <input type="button" value="Терм"/>	
Радиус барабана, м	0,12 Число <input type="button" value="Терм"/>	
Плечо нормальной силы R_n , м	0,1 Число <input type="button" value="Терм"/>	
Плечо приводной силы R , м	0,18 Число <input type="button" value="Терм"/>	
Угол охвата активной колодки, °	110 Число <input type="button" value="Терм"/>	
Угол охвата пассивной колодки, °	110 Число <input type="button" value="Терм"/>	

Расчет тормозного момента

Барабанный тормозной механизм
(равные приводные силы и разнесенные опоры)

Схема 

Фактор	Значение	Оценка термометром
Приводная сила, кг	200 Число <input type="button" value="Терм"/>	
Коэффициент трения	0,35 Число <input type="button" value="Терм"/>	
Радиус барабана, м	0,12 Число <input type="button" value="Терм"/>	
Плечо нормальной силы R_n , м	0,1 Число <input type="button" value="Терм"/>	
Плечо приводной силы R , м	0,18 Число <input type="button" value="Терм"/>	
Угол охвата передней колодки, °	110 Число <input type="button" value="Терм"/>	
Угол охвата задней колодки, °	110 Число <input type="button" value="Терм"/>	

Рис. А4. Введення вхідних даних для визначення гальмових моментів

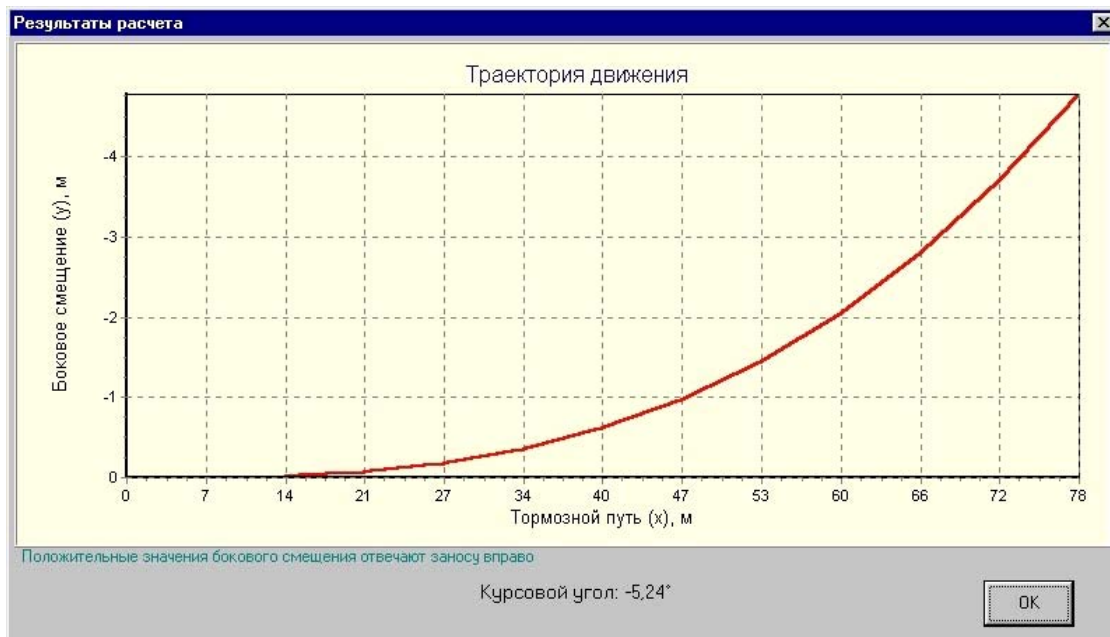


Рис. А5. Графічна інтерпретація результатів дослідження траєкторії руху

Наукове видання

Кашканов Андрій Альбертович
Ребедаило Вадим Миколайович
Кашканов Віталій Альбертович

**ОЦІНКА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ГАЛЬМОВИХ
ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ
НЕТОЧНОСТІ ВИХІДНИХ ДАНИХ**

Монографія

Редактор С. Малішевська

Оригінал-макет підготовлено А. Кашкановим

Підписано до друку 20.05.2010 р.
Формат 29,7×42¼ Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Друк різнографічний. Ум. друк. арк. 8,55
Наклад 100 прим. Зам № 2010-098

Вінницький національний технічний університет,
КІВЦ ВНТУ,
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-85-32
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті,
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі,
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-81-59
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.