

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії та енергетики

Кафедра механіки та
інженерії агроєкосистем

Кваліфікаційна робота
на правах рукопису

СЕМЕНІЙ Роман Дмитрович

(прізвище, ім'я, по батькові здобувача вищої освіти)

УДК 629.1.05

(індекс)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Обґрунтування процесу діагностики гальмівних систем автомобілів на стендах з біговими барабанами

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(шифр і назва спеціальності)

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання
ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ Р. Д. СЕМЕНІЙ

(підпис, ініціали та прізвище здобувача вищої освіти)

Керівник роботи

ЦИВЕНКОВА Н.М.

(прізвище, ім'я, по батькові)

ДОЦЕНТ, канд. тех. наук

(науковий ступінь, вчене звання)

Житомир – 2021

АНОТАЦІЯ

СЕМЕНІЙ Р. Д. Обґрунтування процесу діагностики гальмівних систем автомобілів на стендах з біговими барабанами. – Кваліфікаційна робота на правах рукопису. Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 208 – агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2021.

Виконано аналіз конструкцій та напрямків використання стендів з біговими барабанами. Представлено алгоритм діагностування транспортного засобу на силовому стенді та математичну модель процесу гальмування транспортного засобу на стенді. Представлено конструкцію стенду та виконано експериментальні дослідження. Систематизовано та пораховано похибки вимірювання силових параметрів, які мають місце під час діагностування транспортного засобу. Відхилення теоретичних та експериментальних даних не перевищує 3%. Отримані результати можна застосовувати при моделюванні процесу гальмування транспортного засобу на стенді з біговими барабанами.

Ключові слова: стенд, діагностика, біговий барабан, транспортний засіб.

SUMMARY

SEMENII R.D. Substantiation of the Process of Running-In of Internal Combustion Engines on Mobile Stands with Rollers. – Qualification work on the rights of the manuscript. Qualifying work for a master's degree in specialty 208 – agroengineering. – Polissya National University, Zhytomyr, 2021.

The analysis of constructions and directions of testing workbenches with rolling roads using is executed. An algorithm for diagnosing a vehicle on a power testing workbench and a mathematical model of the process of vehicle braking on testing workbench with rolling roads are presented. The design of the testing workbench is presented and experimental researches are carried out. The errors of measuring the power parameters that occur during the diagnosis of the vehicle are systematized and calculated. The deviation of theoretical and experimental data does not exceed 3%. Therefore, the obtained results can be used for modelling the braking process of the vehicle on a testing workbench with rolling roads.

Keywords: testing workbench, diagnostics, rolling roads, vehicle.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	5
ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СПОСОБІВ ВИКОРИСТАННЯ СТЕНДІВ З БІГОВИМИ БАРАБАНАМИ ТА ЇХ КОНСТРУКТИВНІ ПАРАМЕТРИ.....	9
1.1. Аналіз конструктивних параметрів стендів для контролю динамічних та гальмівних властивостей транспортних засобів..	9
1.2. Показники якості діагностування гальмівної системи автомобілів на гальмівних стендах.....	13
1.3. Алгоритм систематизації похибок вимірювання силових параметрів, які мають місце під час діагностики транспортного засобу на діагностичному стенді.....	14
Висновки до розділу 1.....	16
РОЗДІЛ 2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ДІАГНОСТУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ НА СТЕНДІ З БІГОВИМИ БАРАБАНАМИ.....	17
2.1. Алгоритм розрахунку процесу гальмування транспортного засобу на діагностичному стенді.....	17
2.2 Математичне моделювання процесу гальмування транспортного засобу на діагностичному стенді.....	19
Висновки до розділу 2.....	22
РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	23
3.1. Методика планування експерименту.....	23
3.2. Методика оцінки адекватності математичної моделі.....	25
3.3. Оцінка адекватності математичної моделі процесу гальмування автомобіля на діагностичному стенді.....	26
Висновки до розділу 3.....	32
ВИСНОВКИ.....	33
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	34

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

u – передаточне число трансмісії між вузлом, на якому визначається обертовий момент і барабаном;

r_k та r_b – відповідно радіус колеса та барабана;

$\sum P_{гал}$ – сума сил гальмування $P_{гал}$ на колесах автомобіля, Н;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

m – маса автомобіля, що перевіряється, яка рівна частці від ділення суми всіх реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля в нерухомому стані, на прискорення вільного падіння, кг;

ψ_{max} – максимальний коефіцієнт зчеплення колеса ТЗ з ОП;

$f(\mu)$ – функція проковзування;

η_μ – коефіцієнт, який характеризує ступінь наростання нормованої ψ - μ діаграми в початковій точці системи координат;

f_c – коефіцієнт, що характеризує ступінь зменшення фрикційних сил, який визначається за умови $\mu=1$;

$P_{гал. макс.}$ – найбільше значення сили гальмування, яку розвиває одне з коліс осі автомобіля під час перевірки, Н;

$P_{гал1}$ та $P_{гал2}$ – відповідно сили гальмування, які розвивають праве та ліве колесо вісі автомобіля, яка перевіряється, Н;

$N_{f_{cv}}$ – коефіцієнт, який враховує зміну f_c за умови, що $\mu=1$, залежно від швидкості $V_{ТЗ}$;

$V_{ТЗ}$ – швидкість транспортного засобу;

$N_{f_{cv}}$ – коефіцієнт, який відображає, залежно від швидкості обертання барабанів СББ, зміну максимального коефіцієнта зчеплення;

n_c – коефіцієнт, який враховує ступінь погіршення фрикційної спроможності шини колеса транспортного засобу;

β_c – сталий коефіцієнт, який залежить від параметрів шини;

$N_{\psi_{max}}$ – параметр, який відображає вплив максимального коефіцієнта зчеплення і змінюється залежно від частоти обертання робочих органів СББ;

ψ_{0max} – максимальне значення коефіцієнту, з яким колесо ТЗ зчіплюється з

ОП при $V_{mz} \rightarrow 0$;

N_ψ – параметр, який відображає вплив поточного коефіцієнта зчеплення і змінюється залежно від частоти обертання робочих органів СББ;

β_ψ – коефіцієнт, який відображає максимальну зчіпну спроможність шини;

R_z – нормальна реакція зі сторони бігового барабана;

r_b та r_{k0} – радіус бігового барабана та радіус кочення в веденому режимі;

ω_b та ω_k – кутова швидкість барабана СББ та кутова швидкість колеса;

C_1 та C_2 – константи;

r_{cm} – статичний радіус колеса;

$T_{гал}, T_f, T_{Jk}, T_\psi$ – моменти відповідно гальмівний, опору кочення, інерційний та реалізований за зчепленням;

J_k – момент інерції колеса;

$T_{нід}$ – момент, який за напрямком обертання чинить обертальний вплив на елементи підвіски;

$T_{об}$ – момент, яким обертальні коливання демпфуються;

$J_{прив}$ – момент інерції вузла колеса (ВК) транспортного засобу (приведений);

$N_{прив}$ – коефіцієнт затухання крутильних коливань;

$C_{прив}$ – жорсткість деталей ВК транспортного засобу;

β – кут, з яким деталі ВК закручуються;

λ – швидкість, з якою за обертальною віссю змінився кут повороту ВК;

y_i – значення досліджуваного вихідного параметра, отримане при i -тому експерименті;

n_e – число виконаних вимірювань для встановлення дисперсії відтворюваності;

\bar{y} – середнє значення параметра вихідної характеристики;

N – число досліджуваних точок однієї з реалізацій експериментальних характеристик;

K – число коефіцієнтів, знайдених при апроксимації розрахункової характеристики;

y_j – значення в j -точці експерименту;

\hat{y}_j – розрахункове значення j -точки.

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Аналіз конструкцій моделей стендів для діагностики параметрів гальмівних систем (ГС) транспортних засобів (ТЗ) свідчить, що як в Україні, так і за кордоном, широкого використання набули силові стенди, а саме стенди з біговими барабанами (СББ). Однак, експлуатація СББ в умовах ремонтних підприємств свідчить про ряд недоліків, які притаманні даному виду діагностичного обладнання, основними з яких є: відносно висока похибка вимірювання, яка може сягати 35% та складність наближення умов, в яких здійснюються діагностичні роботи, до реальних дорожніх. Також дане обладнання характеризується високими показниками метало- та енергоємності.

В сучасних наукових працях відтворена інформація щодо розробки нових, сучасних методів діагностування технічного стану ТЗ, які характеризуються високою інформативністю за широким колом контрольованих параметрів. Сучасні зразки СББ оснащені ЕОМ останнього покоління, здатні, на основі даних щодо взаємодії колеса ТЗ з барабанами СББ та режимів його навантаження, реалізовувати високу точність встановленого діагнозу.

Проте, НТП сприяє постійним якісним змінам як технологічних процесів, так і технічних засобів та об'єктів дослідження, в даному випадку – ТЗ. Тому зразки СББ, представлені на сучасному ринку, не завжди задовольняють вимогу щодо високої точності вимірювання параметрів, зокрема: встановлення гальмівної ефективності та забезпечення стійкості ТЗ під час повороту і за умов гальмування. Остання вимога посідає особливе місце в дослідженні параметрів ТЗ на СББ, зокрема, коли поставлена задача врахувати вплив крутильних коливань коліс та розподіл по колесах нормальних реакцій. Врахування цих показників поряд з аналізом динаміки ТЗ на СББ забезпечить високу точність діагностичних робіт.

Метою роботи є обґрунтування параметрів процесу діагностування та контролю гальмівних систем ТЗ на СББ.

Завдання роботи:

1. Виконати аналіз переваг та недоліків сучасного обладнання для діагностики гальмівної системи ТЗ, яке представлено на ринку.
2. Розробити математичну модель процесу гальмування ТЗ на СББ, яка

міститиме дані щодо впливу крутильних коливань, які сприймає колесо ТЗ, ступеню жорсткості підвіски ТЗ, розподілу на колесах ТЗ нормальних реакцій, переміщення коліс по барабанам СББ тощо на сумарне значення ПВ (похибки вимірювання). Розробити метод врахування прогнозованої ПВ параметрів.

3. Перевірити в лабораторних умовах пропонований метод зниження ПВ силових параметрів, які описують гальмування ТЗ на СББ в умовах експлуатації.

Предмет дослідження – показники гальмівної ефективності та стійкості ТЗ в процесі гальмування на СББ, а також функціональні залежності від факторів, які впливають на ПВ силових параметрів.

Об'єкт дослідження – процес функціонування гальмівної системи ТЗ під час експлуатації під час діагностування на СББ.

Методи дослідження. Використано: підхід системного аналізу, що передбачає структурований цілісний взаємозв'язок ланок СББ; методи математичного моделювання – для опису процесів і факторів, що впливають на точність вимірювань; силовий аналіз величин, що діють на вузол колеса ТЗ; методи статистичного аналізу – для обґрунтування випадкових подій та явищ.

Перелік публікацій автора за темою дослідження:

Результати магістерської кваліфікаційної роботи надруковано в: збірнику тез наук.-прак. конф. I-го туру Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт з галузей знань і спеціальностей, яка мала місце 18 січня 2021 р; збірнику матер. наук.-прак. конф. НПП, докторантів, аспірантів та молодих вчених факультету інженерії та енергетики «Студентські читання – 2021, яка проходила 15 листопада 2021 року; збірнику матер. V міжнар. наук.-прак. конф. «Біоенергетичні системи», яка проходила 27-28 травня 2021 р. в Поліському НУ.

Практичне значення отриманих результатів: розроблено систему виявлення та оцінки потенційних ПВ під час перевірки гальмівних характеристик ТЗ, а також схему їх автоматичного коригування при обробці результатів. Запропоновано до застосування СББ для діагностування ТЗ.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота містить вступ, три розділи, кожен з яких включає підрозділи, висновки до кожного розділу, загальні висновки, список використаних літературних джерел з 48 найменувань, додатки. Загальний обсяг роботи становить 33 арк.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СПОСОБІВ ВИКОРИСТАННЯ СТЕНДІВ З БІГОВИМИ БАРАБАНАМИ ТА ЇХ КОНСТРУКТИВНІ ПАРАМЕТРИ

1.1. Аналіз конструктивних параметрів стендів для контролю динамічних та гальмівних властивостей транспортних засобів

Існують 2 класи діагностичних стендів для гальмівної системи транспортних засобів. Принцип роботи діагностичних стендів I класу не передбачає застосування сили, з якою колесо транспортного засобу зчіплюється з опорною поверхнею діагностичного обладнання. Момент гальмування передається через маточину, або колесо ТЗ [5, 11, 13].

Принцип дії стендів II класу базується на застосуванні сили, з якою колесо ТЗ зчіплюється з опорною поверхнею даного діагностичного обладнання. Застосування вказаних стендів не передбачає можливість використання повного моменту гальмування (МГ) транспортного засобу, оскільки в такому виді обладнання МГ якраз обмежується силою, з якою колесо транспортного засобу зчіплюється з опорною поверхнею діагностичного обладнання [18, 20].

Стенди за конструктивними параметрами опорних пристроїв бувають: з та без підвішування осей коліс (це обладнання I класу); ділянкові, стрічкові та роликові (це обладнання II класу) [18, 20, 15–19].

За [19] ефективними є переносні діагностичні стенди контролю МГ. Застосування даного діагностичного обладнання дозволяє локалізувати зону несправностей ТЗ за рахунок ретельного та глибокого контролю і вивчення цих несправностей. Принцип функціонування базується на примусовому розкручуванні колеса транспортного засобу і коли швидкість його обертання досягає заданого фіксованого значення спостерігається процес гальмування досліджуваного колеса. Під час гальмування колеса записується: час, за який, спостерігається приріст сповільнення; час, за який пристрій гальмування спрацьовує; шлях гальмування за фіксованої величини гальмової сили [2, 7].

На діагностичному обладнанні процес гальмування суттєво відрізняється від реальних дорожніх умов. Це пов'язано з тим, що вивішені колеса мають невисоку інертність через відносно невелику масу. Щоб перевести отримані результати перевірки гальм до дорожніх умов, які мають місце в реальному житті, використовують відповідні коефіцієнти переведення. Існують такі коефіцієнти для приведення значень щодо уповільнення ТЗ та його гальмівного шляху [30].

На автотранспортних підприємствах поширення набуло силове діагностичне обладнання, оснащене роликми (стенди роликові силові – СРС), загалом, та, зокрема – інерційного типу, а саме інерційні роликові стенди [28, 32].

Залежність МГ $T_{гал}$ (є змінним параметром) від обертового моменту $T_{об}$ привода (є залежним параметром) визначається за математичною формулою [25]:

$$T_{об} = T_{гал} \cdot r_{\sigma} / (u r_k), \quad (1.1)$$

Робота СРС зводиться до визначення сили гальмування, яка розвивається на колесах під час примусового (від роликів стенда) обертання загальмованих коліс транспортного засобу. За покладеним в основу силовим методом розраховуються (для кожного колеса, при визначеній силі тиснення на педаль транспортного засобу) час, за який привод гальмування спрацьовує; сили гальмування; робляться висновки щодо технічного стану поверхні барабанів та гальмових накладок [22].

За умови примусового обертання загальмованих коліс на СРС ролики обертаються зі швидкістю, яка імітує швидкість руху транспортного засобу в межах 1,5...6 км/год. Щодо роликів СРС, то в процесі контролю гальм легковиків на зазначеному діагностичному обладнанні, їх швидкість обертання може сягати 10 км/год. Коли діагностична робота пов'язана з невисокими швидкостями обертання рухомих органів стенду ($\geq 1,8...2,8$ км/год для пневматичного приводу та $\geq 4,9...6,9$ км/год для гідравлічного приводу) сили гальмування, які розвиваються між барабаном та колесом ТЗ, є значно вищими за сили, які мають місце в дорожніх умовах руху ТЗ. Підвищення швидкості передбачає оснащення конструкції стенду швидкохідним приводом тіл обертання (роликів). Це, в свою чергу, передбачає використання двигунів більшої потужності, що, в результаті, підвищить вартість усього діагностичного обладнання [14–19].

Основними складовими стенду є: запобіжний пристрій; опорний пристрій, оснащений роликівим блоком; підйомник для коліс транспортного засобу, інші допоміжні пристрої для автономного переміщення транспортного засобу як на, так і зі стенда; приводний пристрій для розгону коліс до бажаної швидкості обертання (стенди інерційні), або для реалізації повороту транспортного засобу загальмованими колесами на бажаній діагностичній швидкості (стенди силові); інерційні маси (стенди інерційні); пристрій індикації щодо блокування коліс; пристрої запобігання надмірному зношуванню шини під час випробування коліс ТЗ на стенді [8, 9, 11].

Якщо стоїть завдання визначити, як у відносних, так і абсолютних значеннях, різницю сил гальмування на лівому та правому колесах транспортного засобу під час процесу їх одночасного діагностування, то на сьогодні вже існують конструкції відповідних стендів, які здатні вирішити вказане завдання [9, 11, 22].

Найбільшого поширення набули гальмівні стенди силові роликіві (СРС, Додат. А, рис. 1) [23]. СРС для діагностування гальмівної системи транспортних засобів оснащений панеллю з контрольно-вимірювальними засобами, 2 роликівими блоками (Додат. А, рис. 2 та рис. 3), дистанційним пультом керування. За конструкцією – це 2 пари роликів, для передачі обертового моменту на які, та синхронізації роботи яких, передбачено ланцюгову передачу. Конструкція містить вбудований мотор-редуктор потужністю $P=4\text{...}13$ кВт. Від валу мотор-редуктора обертання передається на автономний привод, яким оснащена кожна пара роликів діагностичного обладнання. З'єднання роликів і стенду є жорстким.

Застосування планетарних редукторів з передаточним відношенням в межах 32...34 забезпечує низьку частоту обертання роликів відповідну швидкості руху транспортного засобу в діапазоні 1,9...3,8 км/год. Для реалізації сталого зчеплення коліс транспортного засобу з роликами СРС на останніх виконано спеціальні насічки, або їх укомплектовано покриттям асфальтобетонного типу. СРС містить датчик сили на педалі гальма ГП, що дозволяє визначити максимальну силу гальмування та час, за який привід спрацьовує [10, 24–26].

Для зручного встановлення СРС на оглядовій канаві конструкція деяких СРС передбачає виготовлення вузла роликів на зразок 2 окремих блоків. Зазначене дозволяє дотримуватися працівникам СТО правил ТБ, забезпечуючи безперешкодний доступ до місць регулювання ГМ.

Для реєстрації на СРС зусилля на педалі гальма спроектовано пристрій вимірювання сили – педометр (Додат. А, рис. 4) [2, 11]. Натискання на педаль гальма призводить до створення в порожнині корпуса тиску. Відповідно, створений тиск по величині є пропорційним до сили прикладання. Щоб фіксувати значення сили натискання на педаль гальма передбачено спеціальну стрілку. Ця стрілка може змінювати своє положення разом з основою. Виміряні значення параметру висвічуються на пульті керування панелі реєстрації даних (колонка).

Пульт керування до стенду К-208М є суцільним корпусом зварного типу, оснащеним 2 приладами. У деяких конструкціях СРС пульти керування оснащені самописами (наприклад, СРС VOA-7518) [20].

За [8] змога вимірювати величину гальмової сили (ГС) в заданому діапазоні параметрів є важливою технічною характеристикою СРС. Істотний вплив на верхнє значення ГС чинить коефіцієнт зчеплення між роликами СРС та шинами коліс ТЗ. Вказаний коефіцієнт значною мірою залежить від типу поверхні та матеріалу роликів. Упродовж терміну експлуатації СРС коефіцієнт зчеплення повинен бути сталим.

Якщо розглядати інерційні роликові гальмівні стенди (ІРГС), то їх поділяють за будовою пристроїв опорно-приводних (ПОП). Існує 2 конструктивні варіанти. В одному з них привод реалізовується від ведучих коліс транспортного засобу. Інший конструктивний варіант має винесений окремий зовнішній електропривод [9, 12]. Щоб одночасно на усіх чотирьох колесах транспортного засобу вимірювати величину ГС конструкція ІРГС за I варіантом містить ПОП з чотирьох пар роликів, які кінематично узгоджені одна з одною. Конструкція ІРГС за другим варіантом має ОПП, який включає два окремі блоки. Кожний блок окремо встановлюється під певне колесо осі. ГС вимірюється під кожним колесом по черзі за кожною віссю [14].

Інерційним методом гальма перевіряються на комбінованих стендах з визначення тягово-гальмівних характеристик транспортних засобів. Зразками таких стендів є КІ-8901, СД-4, СД-ЗДО, СД-2М тощо. Принцип вимірювання діагностичних параметрів на даних зразках стендів однаковий. Колеса транспортного засобу розкручують до швидкості 45...75 км/год з подальшим різким гальмуванням на роликах стенду. Вимиканням муфт електромагнітних здійснюється роз'єднання кареток СРС. Спеціальний пристрій (пневматична нога) реалізовує контрольоване натискання на педаль гальма із заданим зусиллям. ГС повинна бути однаковою, навіть при різних умовах гальмування, оскільки і задні і передні гальма на СРС контролюються окремо. Для забезпечення однакової величини ГС на ІРГС використовують депресори [15].

1.2. Показники якості діагностування гальмівної системи автомобілів на гальмівних стендах

Відповідно до національного стандарту України ДСТУ 3649:2010 «Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання» [48] регламентується оцінка технічного стану гальмівної системи автомобілів, здійснення контролю їх силових параметрів.

ДСТУ передбачає здійснення оцінки функціонування робочої гальмівної системи (РГС), як в дорожніх умовах, так і під час перевірки на стенді. Існує два засоби перевірки ефективності спрацювання РГС. Це, відповідно, стійкість автомобіля під час гальмування та ефективність гальмування. Кожна властивість оцінюється певними силовими параметрами загалом, та, зокрема, питомою силою гальмування (ПСГ). ПСГ – це відношення суми гальмівних сил на колесах автомобіля до його ваги. ПСГ є розрахунковою величиною, отриманою за результатами вимірювання сил гальмування $P_{гал}$ на колесах автомобілів, і розраховується за математичною залежністю [10]:

$$\xi = \frac{\sum P_{гал}}{g \cdot m}, \quad (1.1)$$

З цією метою слід оснастити засоби діагностики гальмівних систем приладами для вимірювання гальмівних сил на колесах автомобілів (поздовжніх реакцій) і ваги автомобіля, яка приходить на вісь, що діагностується (поздовжніх реакцій).

Відносну різницю сил гальмування, яка визначає, під час процесу гальмування, стійкість автомобіля, розраховують за величиною сил гальмування окремо на кожному колесі транспортного засобу, значення яких отримали під час діагностування. Відносну різницю N сил гальмування автомобільних коліс передньої та задньої осей визначають за залежністю [10]:

$$N = \left| \frac{P_{гал1} - P_{гал2}}{P_{гал.макс}} \right|, \quad (1.2)$$

Зміна часу спрацьовування ГС транспортного засобу під час його перевірки на СТС не передбачено. Це, на думку деяких науковців [20], є помилкою.

1.3. Алгоритм систематизації похибок вимірювання силових параметрів, які мають місце під час діагностики транспортного засобу на стенді з біговими барабанами

Джерела похибок вимірювання силових параметрів, які характеризують технічний стан системи гальмування транспортного засобу, умовно можна поділити на три групи: похибки, пов'язані з процесом гальмування; похибки налагодження систем вимірювання та перетворення; силові втрати в приводі СББ (стенд з біговими барабанами) [23, 35, 38].

Схема, запропонована (Додат. Б) дозволяє виконати аналіз складових джерел *похибок силових втрат в приводі СББ*, які досліджуються, і за якими можна встановити якість роботи гальмівної системи транспортного засобу під час його діагностування. Зі схеми (Додат. Б) виділяємо похибки, пов'язані з роботою силового приводу СББ – це жорсткість елементів обладнання; в'язкість олії, тертя в парах тертя СББ, гістерезис. Під час вивчення силового ланцюга від датчика вимірювання до точки прикладання гальмівної сили можна відмітити, що силовий ланцюг містить кілька ланок. Зазначеними ланками є – пасові, ланцюгові

передачі; підшипники кочення, шестерні зубчатих передач. Кожна ланка під час передачі обертового моменту (сили) є джерелом втрат сили на процес на тертя. Отже, кожна ланка силового ланцюга, яка містить пари тертя, в тій чи іншій ступені знижує значення ККД СББ, тобто, іншими словами, точність визначення сил гальмування ТЗ [23, 35].

Похибки налагодження систем перетворення та вимірювання сили гальмування $P_{галм}$ (Додат. Б) на СББ пов'язані з роботою систем вимірювання гальмівної сили, які також є нелінійними. В зазначеному випадку перетворення вимірюваної сили гальмування передбачає наявність похибки. Величина похибки вимірюваного параметру залежить від похибок тарування пристроїв та СББ.

На величину похибки тарувальних пристроїв впливають значення похибок виготовлення тарувального важеля та вантажиків. В сучасних конструкціях СББ тарування систем вимірювання сили гальмування виконують «напрямую» через значну кількість факторів, які знижують ККД СРС. Тобто тарування передбачає калібрування не усієї системи, а лише електронної системи перетворення та датчика сили, без урахування всіх механічних ланок силового ланцюга [20, 23].

Додаткові похибки, які мають місце під час визначення силових параметрів вносять, *похибки процесу гальмування* (Додат. Б), які складаються з: похибок зміни нормальної реакції, що виникають від непаралельності осі ТЗ щодо осі СРС.

Зміна нормальної реакції має місце і під час переміщення гальмуючих коліс ТЗ з двох роликів на один. Спостерігається і зміна нормальної реакції і зміна сили гальмування. Випадкове відхилення коефіцієнта зчеплення колеса з роликами СББ, пов'язане з неоднорідністю покриття барабана, призводить до мінливості сили гальмування за величиною. На значення похибки сили гальмування впливає відсутність максимуму на графіку функції $R_x=f(t)$. Визначення екстремуму зазначеної функції дозволяє порівнювати значення сили гальмування на колесах однієї осі транспортного засобу. Відомі СРС дозволяють діагностувати системи гальм ТЗ, коли колова швидкість коліс знаходиться в межах 1,8–6,7 км/год. В той же час початкова швидкість гальмування ТЗ в дорожніх умовах давно перевищила 110 км/год. Для визначення екстремуму функції потрібно, щоб початкова колова швидкість обертання коліс на СРС була вищою за 50 км/год [20, 23].

Висновки до розділу 1

1. Для здійснення перевірки та контролю якості роботи системи гальмування транспортного засобу під час його експлуатації використовують як реальні дорожні, так і стендові методи. Стендові методи передбачають використання силові СББ.

2. Сучасні СРС, здійснюючи перевірку гальмівної системи транспортних засобів, не завжди дають об'єктивну оцінку технічного стану гальмівної системи через високі значення похибок вимірювання силових параметрів, які дають оцінку ефективності роботи гальм і стійкості автомобіля під час гальмування.

3. Головними недоліками сучасних СРС є: неправильне тарування системи вимірювання сил гальмування; непаралельність осей ТЗ і СРС; має місце переміщення коліс транспортного засобу відносно роликів СРС; низька колова швидкість коліс транспортного засобу.

4. З метою зменшення величини похибки вимірювання силових параметрів в процесі перевірки систем гальмування транспортних засобів на СББ слід досліджувати вплив на процес перевірки таких параметрів: методики тарування системи перевірки силових параметрів; коректність наявної системи перевірки силових параметрів; низька колова швидкість коліс транспортного засобу; зміщення від номінального положення коліс ТЗ на СББ під час гальмування; непаралельність осей ТЗ та СББ; наявність обертових коливань вузлів коліс ТЗ на елементах підвіски ТЗ.

5. Потрібно досліджувати та науково обґрунтувати величини конструктивних параметрів СББ, таких як: міжцентрову відстань між опорними роликами; діаметри опорних роликів; систему взаємного позиціонування транспортного засобу і СББ.

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ДІАГНОСТУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ НА СТЕНДІ З БІГОВИМИ БАРАБАНАМИ

2.1. Алгоритм розрахунку процесу гальмування транспортного засобу на діагностичному стенді

Алгоритм дозволяє дослідити вплив міжцентрової відстані між біговими барабанами (ББ), діаметру ББ, жорсткості обмежувача переміщень, непаралельності вісі ТЗ відносно вісі стенда на величини похибок силових параметрів, які ми вимірюємо [11, 19]. Алгоритм складається з наступних етапів:

1. Введення вхідних параметрів (початкової швидкості гальмування; констант з визначення параметрів процесу розгону та гальмування ТЗ; коефіцієнту, який враховує змінне значення положення коліс на роликах СББ від непаралельності осей ТЗ і СББ [23];

2. Розрахунок початкових умов (прогин пружних елементів; зусилля в підвісці; радіусів кочення і кутових частот обертання коліс на початковій швидкості гальмування; кута непаралельності осі ТЗ відносно вісі СББ; положення коліс ТЗ на роликах СББ; частоти обертання колінчатого валу) [29];

3. Розрахунок тривалості відповідного процесу діагностування (гальмування, навантаження, обкатка) [34];

4. Розрахунок відповідних рівнянь, які моделюють динаміку роботи досліджуваних вузлів та механізмів (гальмівний механізм, двигун, коробка передач) [40];

5. Розрахунок відповідних рівнянь, які моделюють динаміку досліджуваних процесів (наприклад гальмування коліс ТЗ, які котяться з крутильними коливаннями та ковзанням) [35];

6. Розрахунок рівнянь, які моделюють динаміку процесу гальмування ТЗ з врахуванням перерозподілу підресорених мас [38, 42];

7. Розв'язок рівнянь, які моделюють динаміку процесу пересування коліс ТЗ, який гальмує на роликах СББ за умови розподілу нормальних реакцій.

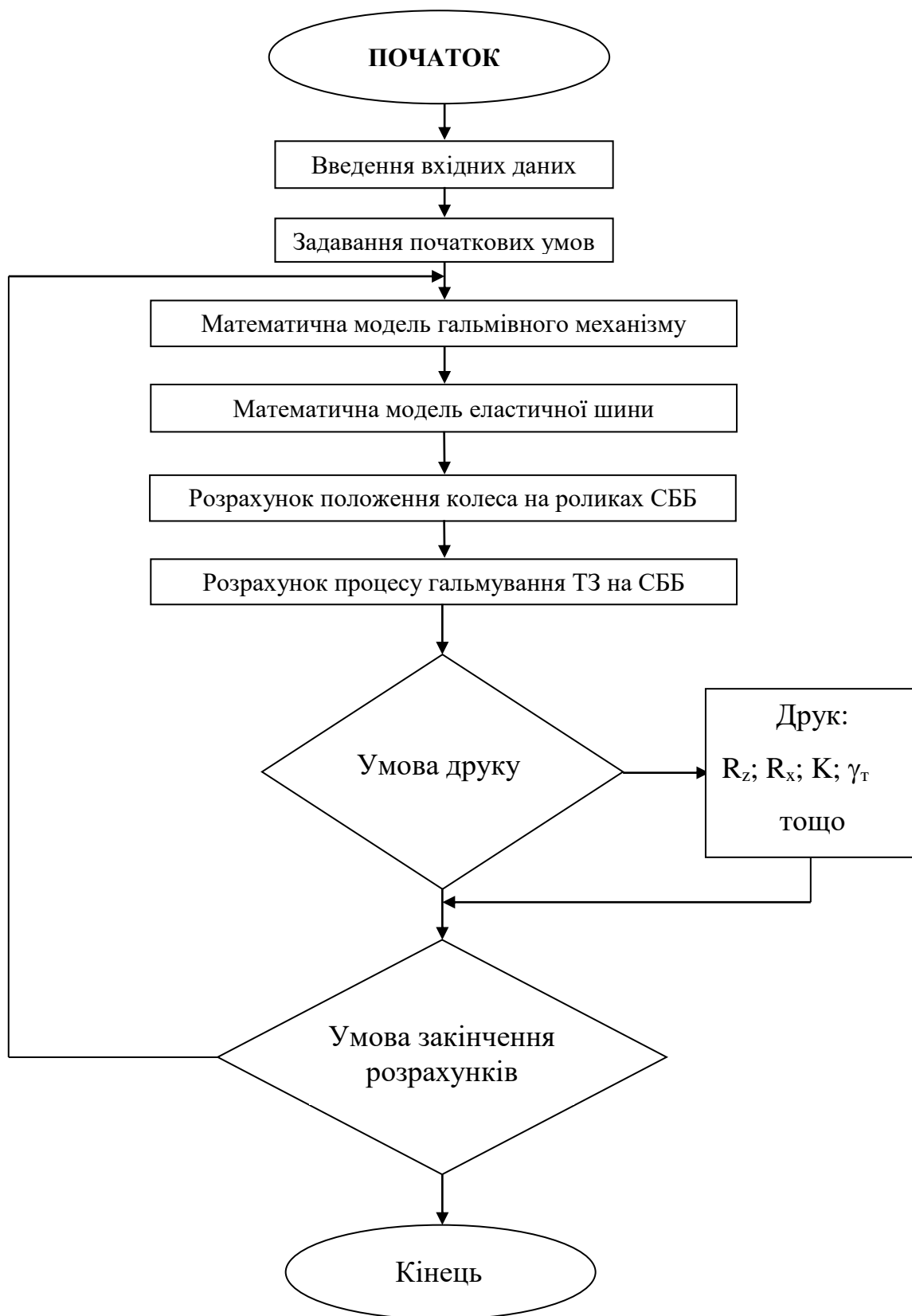


Рис. 2.1. Алгоритм розрахунку процесу гальмування транспортного засобу на діагностичному стенді

8. Представлення результатів розрахунку рівнянь у вигляді графіків, які ілюструють залежність показників досліджуваних процесів (гальмування, навантаження тощо). Розрахунок диференційних рівнянь, які містить модель, виконано чисельними методами за допомогою ПК в циклічному режимі [38, 42].

Як зразок представлено алгоритм, за допомогою якого можна дослідити процес гальмування ТЗ на роликах СББ (рис. 2.1). Це дозволило отримати розрахунковим методом значення ПВ силових параметрів за умови зміни нормальних реакцій зі сторони ББ, під час перекочування коліс ТЗ, які гальмують, між опорними роликами СББ; при зміні міжцентрових відстаней між діаметрами ББ, за умови непаралельності вісі коліс ТЗ відносно вісі СББ, при зміні \varnothing ББ ін.

2.2. Математичне моделювання процесу гальмування транспортного засобу на діагностичному стенді

Розробці математичних моделей, які описують динаміку гальмування колеса з еластичною шиною, присвячено достатню кількість досліджень [7, 12] тощо]. Під час моделювання процесів гальмування колеса з еластичною шиною для визначення гальмівних реакцій на колесах застосована математична модель, розроблена в праці [31]. Модель є простою і дозволяє моделювати процес гальмування колеса з високою точністю. У моделі величина дотичної реакції визначається характеристикою зчеплення еластичного колеса з ОП у встановленому режимі гальмування і розраховується за формулою [31]:

$$R_x = f(\mu) \cdot R_z \cdot \psi_{\max}, \quad (2.1)$$

Вказана функція отримана в результаті нормування експериментальних характеристик шин (ψ - μ діаграм) за їх максимальними значеннями. Отримані при цьому залежності апроксимовані залежністю [31]:

$$f(\mu) = \sin[\beta \cdot \arctg(\mu \cdot c)], \quad (2.2)$$

коефіцієнти якого визначають з умови:

$$\begin{cases} df(\mu)/d\mu|_{\mu=0} = \beta \cdot c = \eta_{\mu} \\ df(\mu)/d\mu|_{\mu=1} = f_c \end{cases} \quad (2.3)$$

Коефіцієнт зменшення фрикційної спроможності є відношенням дотичної реакції заблокованого колеса до максимально можливої величини зчеплення:

$$f_c = R_c / R_{\psi_{max}}, \quad (2.4)$$

Залежність для коефіцієнтів β та c запишемо згідно з [1]:

$$c = [\arctg(c_1) \cdot (c_1^2 + 1) - c_1] / [N_z (c_1^2 + 1) - 1], \quad (2.5)$$

де $\beta = \eta_\mu / c$, $c_1 = \pi / 2N_z$ та $N_z = [\pi - \arcsin(f_c)] / \eta_\mu$.

Проте, якщо виникає потреба моделювати процес гальмування колеса в реальних дорожніх умовах на гальмівних СББ, слід відмітити один істотний недолік, властивий даній математичній моделі. Під час гальмування колеса на ІРГС колова швидкість опорних роликів зменшується подібно до реального процесу гальмування коліс ТЗ на дорозі. У представленій в [27] математичній моделі при зміні швидкості гальмування колеса максимальний коефіцієнт зчеплення з ОП (ψ_{max} і коефіцієнт зниження зчеплення f_c не змінюються [27]. Вказаний недолік призводить до похибок моделювання процесу гальмування колеса, які можуть сягати 8,5% [1, 27]. Тому, щоб використовувати модель [27] при моделюванні процесу гальмування колеса на дорозі або на ІРГС, слід мати залежності функцій $f_c = f(V_{T3})$, а також $\psi_{max} = f(V_{T3})$. З цією метою математична модель була доопрацьована з урахуванням реального положення коліс на дорозі в процесі гальмування. Виявлено функції, які, залежно від швидкості руху ТЗ дозволяють коригувати коефіцієнти f_c та ψ_{max} . Залежність коефіцієнта зменшення фрикційної спроможності шини в блоковому режимі від швидкості, становить:

$$f_c = 1 - N_{f_{cv}}, \quad (2.6)$$

$$\text{де} \quad N_{f_{cv}} = \beta_c + n_c \cdot \ln(V_{T3}) \quad (2.7)$$

Для забезпечення достатньої точності розрахунків слід коригувати максимальну величину коефіцієнта зчеплення за умови зміни швидкості обертання роликів СББ. У існуючих математичних моделях [1, 27] при зміні початкової швидкості гальмування колеса слід змінювати значення максимального коефіцієнта зчеплення колеса з ОП ψ_{max} . Це не завжди прийнятно. Величина максимального коефіцієнта зчеплення ψ_{max} залежно від швидкості:

$$\psi_{\max} = N_{\psi_{\max}} \cdot \psi_{0\max} \quad (2.8)$$

$$N_{f_{\max}} = N_{\psi} \cdot \ln(V_{T3}) + \beta_{\psi} \quad (2.9)$$

Отже, математична модель може бути використана для аналізу процесу гальмування колеса на дорозі та роликах діагностичного стенду в умовах, коли їх швидкість обертання є змінною.

Коефіцієнт проковзування колеса з еластичною шиною, μ на роликах СББ:

$$\mu = 1 - (r_{\kappa_0} \cdot \omega_{\kappa}) / (r_{\bar{\sigma}} \cdot \omega_{\bar{\sigma}}). \quad (2.10)$$

Важливим параметром процесу гальмування колеса є його силовий радіус r_{κ_0} , який залежить від навантаження на шину. Величина радіуса кочення колеса в веденому режимі розраховується за виразом [4, 8, 10]:

$$r_{\kappa_0} = r_{CT} - \sqrt{C_1 \cdot R_z} + C_2 \cdot R_z. \quad (2.11)$$

Для складання рівняння динаміки обертання колеса складено розрахункову схему, яку представлено в Додатку В. Рівняння динаміки обертання колеса з еластичною шиною має вигляд [22, 24–26]:

$$T_{J_k} = T_{\text{зал}} + T_f - T_{\psi}. \quad (2.12)$$

Перетворивши вираз (2.7) отримаємо [33]

$$(d\omega_{\kappa}) / dt = [T_{\text{зал}} + T_f - T_{\psi}] / J_k. \quad (2.13)$$

Реалізований момент за зчепленням T_{ψ} визначається як [36]:

$$T_{\psi} = R_x \cdot r_{\kappa_0}. \quad (2.14)$$

Значення моменту опору коченню дуже незначне порівняно з іншими моментами, які містить рівняння (2.12), тому ним можна нехтувати. Тоді рівняння (2.12) прийме вигляд:

$$(d\omega_{\kappa}) / dt = [T_{\text{зал}} - R_x \cdot r_{\kappa_0}] / J_k. \quad (2.15)$$

Як показує досвід експериментальних досліджень процесу гальмування, після блокування колеса виникають його обертальні коливання на жорсткостях підвіски, які істотно впливають на якісні та кількісні характеристики процесу гальмування [41, 44]. У зв'язку з цим є необхідність коригування математичної

моделі, що описує процес гальмування автомобільного колеса на роликівому стенді, з метою обліку крутильних коливань, що виникають при його блокуванні. Для спрощення розрахунків всі жорсткості, коефіцієнти демпфування та інерційні складові деталей, що обертаються, приведені до узагальнених показників. Зовнішніми силовими факторами, що діють на коливальну систему, у розглянутому випадку є гальмівний момент $T_{гал}$ та момент зчеплення T_{ψ} . Рівняння динаміки крутильних коливань колісного вузла на елементах підвіски:

$$d^2 \beta / dt = [T_{гал} - T_{нід} - T_{об}] / J_{прив}. \quad (2.16)$$

Моменти $T_{нід}$ та $T_{об}$ визначаються з виразів:

$$T_{нід} = \gamma \cdot C_{прив}. \quad (2.17)$$

$$T_{об} = (d\gamma / dt) \cdot N_{прив}. \quad (2.18)$$

Обертальні коливання колісного вузла викликають зміни проковзування плями контакту шини відносно ОП. Тому величина проковзування μ визначиться за виразом:

$$\mu = 1 - (r_{к_0} \cdot \omega_K / \omega_{\delta} \cdot r_{\delta}) - (\lambda \cdot r_{к_0} / \omega_{\delta} \cdot r_{\delta}) \quad (2.19)$$

Удосконалення математичної моделі суттєво підвищує точність розрахунків процесу гальмування автомобільного колеса на гальмівному СББ. Використовувана математична модель колеса з еластичною шиною дозволяє розраховувати функції зміни поздовжніх реакцій R_{xi} на колесах гальмівного автотранспортного засобу, при обліку діючих силових і кінематичних параметрів.

Висновки до розділу 2

Розроблено алгоритм розрахунку процесу гальмування транспортного засобу на діагностичному стенді.

На базі алгоритму складена математична модель процесу гальмування транспортного засобу на діагностичному стенді, яка дозволяє аналітично дослідити цей процес з врахуванням характеристик взаємодії еластичного колеса з роликами стенда. Модель дозволяє оптимізувати конструктивні параметри СББ.

РОЗДІЛ 3

МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Методика планування експерименту

Метою проведення дослідження є одержання експериментальних даних, що характеризують відмінності радіуса кочення коліс транспортного засобу на роликах стенда порівняно з дорогою, при варіюванні нормального навантаження на колеса осі транспортного засобу та тиску в шинах [21, 37, 39].



а)



б)

Рис. 3.1. Експериментальна установка: а – загальний вигляд; б – встановлення колеса для досліджень радіуса його кочення у веденому режимі

В додатку Г представлено розроблені схема діагностики ГС (рис. 1), креслення загального вигляду стенду (рис. 2) та схема блоку привідного ББ (рис. 3). Радіус кочення колеса у веденому режимі на дорозі та на СББ:

$$r_{k_0} = S_D / 2\pi \cdot n_k, \quad (3.1)$$

де S_D – переміщення, здійснене колесом; n_k – кількість обертів колеса.

Переміщення колеса по бігових барабанах, визначається за формулою:

$$S_D = 2\pi \cdot n_B \cdot r_B, \quad (3.2)$$

де n_B – кількість обертів бігового барабана.

Для проведення експериментальних досліджень були використані: гальмівний СББ мод. СТМ-3500 [46]; автомобіль Audi RS Q3 [47]; обмежувачі переміщення ТЗ (башмаки), лебідка та рулетка довжиною 10 метрів; експериментальні характеристики шин моделі Voto BS68 225/50 R18 99H XL [45]. Бігова доріжка барабана виготовлена з полімербетону (асфальтобетону) з наповнювачем із гранітного гравію з величиною зерна 3,0-7,0 мм, що забезпечує високі зчіпні якості шини з доріжкою.

Методика проведення експериментальних досліджень передбачала: підготовчі роботи; проведення експерименту на СББ; перевірку експериментальних даних [3, 6, 9, 14–17].

Підготовчі операції передбачали прогрівання систем стенда (15 хв.); встановлення номінального тиску в шинах; завантаження ТЗ щоб забезпечити навантаження на вісь; запуск програми комп'ютера ГС «діагностичний контроль».

Проведення експерименту на стенді передбачало: 1) реєстрацію ТЗ і вибір осі ТЗ (на дисплеї комп'ютера ГС з'явиться команда «В'їзд»); 2) заїзд колесами осі ТЗ на стенд; відключення двигуна від трансмісії і включення приводу стенда (датчики «присутності ТЗ» приводять в дію ББ); 3) підгальмовування колеса, злегка прикладаючи зусилля на педаль гальма (просушування коліс ТЗ, вимірювання та реєстрація ваги, яка припадає на вісь, що діагностується); 4) нанесення маркером в точці контакту колеса з ББ мітки (на колесі і на ББ стенда); 5) вхід в режим вимірювання гальмівної ефективності (після команди «плавно гальмує» колеса ТЗ повинні обертатися у веденому режимі, порахувати оберти ББ і колеса); після 10-го оберту колеса зупинка програми діагностування (виміряти відстань між точкою торкання ББ та міткою на ББ); розрахунок шляху, пройденого колесом по ББ стенда; 6) встановлення коліс автомобіля із двох бігових барабанів на один (повторити операції за поз. 5); 7) забрати ТЗ зі стенда.

Побудувати графіки залежностей радіуса кочення r_{ko} у веденому режимі від навантаження на колесо, а також від величини тиску повітря в шині.

При проведенні випробувань у стендових умовах, факторами, які впливають

на результати експериментальних досліджень, є: непаралельність осі ТЗ щодо осі СББ, флуктуація коефіцієнта зчеплення, радіальне биття бігових барабанів, а також несправності вимірювальних пристроїв, людський фактор і т.д. Для зменшення цих впливів досліди доцільно повторювати та обчислювати середні арифметичні значення результатів вимірювання. Чим більшим є відносне розсіювання результатів експерименту, тим більше дослідів слід провести [3, 43].

Для вимірювань, пов'язаних з конструкціями ТЗ достатньою є надійність на рівні 0,9. При визначенні закономірностей і значень величин, що є основою розрахунку систем ТЗ, які впливають на активну безпеку, необхідна вища надійність [3, 43]. Якщо пошукові експерименти не проводилися, і дані, за якими можна встановити значення середньоквадратичного відхилення σ , відсутні, прийmemo, що гранична помилка дорівнює найбільшій можливій статичній [3, 43]:

$$\Delta_n(\bar{z}) \approx \pm 3\sigma, \quad (3.3)$$

Потрібно спочатку виконати не менше чотирьох вимірювань. Розрахувати середньоквадратичне відхилення σ , яке визначається за:

$$\bar{z} = \left(\sum_{k=1}^n z_k \right) / n, \quad (3.4)$$

де $\sum_{k=1}^n z_k$ – сума значень вимірюваного параметра при n вимірюваннях; n – кількість вимірювань. Дисперсія параметрів, визначається за залежністю [3, 43]:

$$\sigma^2 = \left(\sum_k^n (\bar{z} - z_k)^2 \right) / (n-1). \quad (3.5)$$

За таблицею [3, 43], визначаємо необхідне число повторень вимірів при заданих значеннях надійності H_n і відносної помилки $A_{ном}$.

3.2. Методика оцінки адекватності математичної

Параметри математичної моделі обрані для розрахунку процесу гальмування колеса на СББ. Значення параметрів, застосовуваних у математичній моделі, відповідали реальним процесам гальмування колеса на СББ, в умовах експлуатації. При здійсненні оцінки адекватності математичної моделі отримані розрахунковим та експериментальним методами характеристики процесу

гальмування ТЗ на СББ від часу. Для кожної точки експериментальних характеристик визначена дисперсія відтворюваності параметрів процесу:

$$S_B^2 = \sum_{i=1}^{n_g} (y_i - \bar{y})^2 / [n_g - 1], \quad (3.6)$$

Потім була визначена дисперсія адекватності, що характеризує ступінь розсіювання аналітичних результатів від даних конкретного експерименту [3, 43]:

$$S_A^2 = \sum_{i=1}^N (y_j - \hat{y}_j)^2 / (N - K), \quad (3.7)$$

Відношенням дисперсії адекватності до дисперсії відтворюваності є теоретичне значення критерію перевірки адекватності моделі (критерій Фішера):

$$F = S_A^2 / S_B^2, \quad (3.8)$$

Число ступенів свободи критерію знаходилось з виразів: $\nu_1 = n_g - 1$; $\nu_2 = N - K$.

Задаючись 5%-вим рівнем значимості для кожної точки характеристики, визначалися табличні значення критерію Фішера $F_{таб}(\nu_1, \nu_2, 5\%)$ [3, 43], і порівнювалися з результатами розрахунку. У випадку, якщо розрахункове значення критерію було менше табличного $F = F_{таб}(\nu_1, \nu_2, 5\%)$ вважалося, що модель значимо описує результати експерименту, тобто є адекватною.

3.3. Оцінка адекватності математичної моделі процесу гальмування автомобіля на діагностичному стенді

У процесі випробувань були отримані дані для побудови графічної залежності поздовжньої реакції від ступеня проковзування колеса з еластичною шиною при тиску 190 і 220 кПа, представлені в табл. 3.1 та (Додат. Д, рис. 1а, 1б). Характеристики шини моделі Boto BS68 225/50 R18 99H XL визначалися для чотирьох значень вертикальної реакції R_z рівних 3,39 кН, 4,48 кН, 5,52 кН, 6,61 кН, і двох значень початкового внутрішнього тиску повітря, вказаних вище, при лінійній швидкості кочення доріжки ББ рівній 40 км/год.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що для даної шини залежності $R_x = f(\mu)$ досягають максимального значення при деякому проковзуванні $\mu_{кр} = 0,24$ (що називається критичним).

Таблиця 3.1

Залежність повздовжньої реакції шини 225/50 R18 від її проковзування

№	Проковзування, μ	Нормальна реакція R_z , кН							
		3,39	4,48	5,52	6,61	3,46	4,32	5,01	6,61
		Повздовжня реакція R_x , кН							
		при тиску 190 кПа				при тиску 220 кПа			
1	0,12	1,9	2,71	3,01	3,89	2,01	3,01	3,06	5,04
2	0,2	3,18	3,7	4,8	5,68	3,25	4,06	4,75	6,01
3	0,25	3,3	3,85	5,07	5,85	3,33	4,11	4,81	6,03
4	0,3	3,17	3,81	4,97	5,56	3,15	4,05	4,65	5,98
5	0,4	3,02	3,7	4,82	5,25	3,16	3,95	4,55	5,8
6	0,5	2,94	3,62	4,58	4,9	3,05	3,8	4,5	5,65
7	0,6	2,81	3,61	4,2	4,8	3	3,6	4,4	5,5
8	0,7	2,7	3,4	4,12	4,65	2,95	3,43	4,35	5,4
9	0,8	2,62	3,4	4,05	4,2	2,9	3,41	4,25	5,3
10	0,9	2,5	3,2	4	4,15	2,85	3,35	4,2	5,25
11	1,0	2,5	3,3	3,95	4,05	2,81	3,35	4,15	5,21

Для шини 225/50 R18 отримано дані зміни коефіцієнта зчеплення колеса в залежності від швидкості в блоковому режимі, таблиця 3.2. Графічні залежності побудовано при коефіцієнтах $n_c=0,0493$ і $\beta_c=0,0113$. Ця функція дозволяє коригувати величину коефіцієнта f_c в процесі гальмування колеса.

Таблиця 3.2

Залежність коефіцієнта ступеня погіршення фрикційної спроможності шини колеса та коефіцієнта зчеплення від швидкості руху транспортного засобу

Швидкість $V_{TЗ}$, км/год	5	10	20	30	40	50	60	70	80
Коефіцієнт ступеня погіршення фрикційної спроможності шини, N_{fcv}	0,05	0,1	0,13	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,2
Коефіцієнта зчеплення $N_{\psi_{max}}$	0,96	0,96	0,94	0,93	0,92	0,91	0,89	0,88	0,87

Графічні залежності параметрів, наведених в таблиці 3.2. наведено в

додатку Д, рис. 2 та рис. 3.

Для характеристик шин (таблиця 3.1) отримано залежність, що характеризує зміну ψ_{0max} залежно від швидкості, при $\psi_{max0} = 0,97$; $\psi = 0,93$ та $\psi = 0,82$, табл. 3.3 (додаток Д, рис. 4). Дана функція дозволяє безперервно, у процесі гальмування колеса, коригувати параметр ψ_{max} при зміні швидкості.

Таблиця 3.3

Характеристики зчеплення шин

№	Прокоевз ування, μ	Швидкість V, км/год										
		5	10	20	40	80	5	10	20	40	80	
		$\psi(\mu)$ – діаграми, отримані за умови зміни початкових швидкостей					нормовані $f(\mu)$ – діаграми					
		0,22	0,42	0,63	0,81	1,0	0,22	0,42	0,63	0,81	1,0	
1	0,1	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62
2	0,2	0,96	0,93	0,9	0,87	0,84	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
3	0,25	0,99	0,95	0,92	0,89	0,86	0,99	0,98	0,97	0,96	0,96	0,94
4	0,3	0,95	0,92	0,88	0,85	0,82	0,98	0,97	0,95	0,94	0,94	0,92
5	0,4	0,94	0,91	0,85	0,82	0,78	0,97	0,95	0,93	0,92	0,92	0,90
6	0,5	0,93	0,90	0,83	0,81	0,74	0,96	0,93	0,90	0,88	0,88	0,87
7	0,6	0,91	0,88	0,82	0,79	0,72	0,95	0,92	0,89	0,87	0,87	0,85
8	0,7	0,89	0,86	0,81	0,76	0,71	0,94	0,90	0,87	0,85	0,85	0,83
9	0,8	0,88	0,85	0,805	0,75	0,69	0,92	0,88	0,85	0,84	0,84	0,82
10	0,9	0,87	0,84	0,80	0,74	0,68	0,91	0,87	0,84	0,83	0,83	0,81
11	1	0,86	0,83	0,79	0,73	0,67	0,9	0,86	0,83	0,81	0,81	0,8

В процесі досліджень отримані необхідні функції $f_c=f(V_{T3})$, і $\psi_{max}=f(V_{T3})$, які в процесі моделювання, дозволяють на програмному рівні коригувати величину коефіцієнтів f_c і ψ_{max} від швидкості. Використання цих функцій дозволяє розраховувати нормовані $f(\mu)$ – діаграми і характеристики зчеплення колеса з опорною поверхнею дороги, з вірогідністю до $R^2=0,98$.

В таблиці 3.4 представлено дані експериментальних та розрахункових поздовжніх реакцій, які діють під час гальмування колеса з шиною моделі Voto BS68 225/50 R18 99H XL на СББ моделі СТМ-3500 [46].

Графічні залежності за таблицею 3.4. наведені в додатку Д, рис. 5.

Щоб результати моделювання більш точно відповідали реальним процесам гальмування автомобіля на СББ, проводилась перевірка адекватності розроблених математичних моделей, описаних в другому розділі.

Таблиця 3.4

Залежність поздовжніх реакцій шини 225/50 R18 від ступеню її проковзування при тиску 220 кПа та нормальній реакції $R_z=5,01$ кН

№	Проковзування, μ	Поздовжня реакція R_x , кН	
		Експериментальні значення	Розрахункові значення
1	0,1	2,2	2,1
2	0,2	4,7	4,6
3	0,3	4,62	4,58
4	0,4	4,51	4,49
5	0,5	4,42	4,40
6	0,6	4,32	4,29
7	0,7	4,28	4,26
8	0,8	4,25	4,21
9	0,9	4,21	4,18
10	1	4,18	4,16

Залежність поздовжніх реакцій на колесах передньої осі автомобіля Audi RS Q3 з шиною моделі Boto BS68 225/50 R18 99H XL від часу

№	Час гальмування t, c	Поздовжня реакція R_x, kH	
		Експериментальні значення	Значення, отримані моделюванням
1	0,2	0,8	0,82
2	0,4	1,7	1,73
3	0,6	1,8	1,78
4	0,8	1,76	1,82
5	1	1,77	1,81
6	1,2	1,76	1,8
7	1,4	1,78	1,81
8	1,6	1,78	1,79
9	1,8	1,82	1,82

Вихідні дані для розрахункової частини експерименту:

1. Загальні дані по автомобілю Audi RS Q3: 1) маса автомобіля, що припадає на одне колесо – 525 кг; 2) момент інерції невіднесеної маси, відносно осі обертання колеса – $J_P=1,31 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; 3) момент інерції колеса – $J_K=0,84 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; 4) початкова швидкість гальмування – $V_{T3}=3,8 \text{ км/год}$; 5) жорсткість пружних елементів підвіски – $C_{ПРИВ}=23,4 \text{ кН/м}$; 6) радіальна жорсткість шини – $C_w=400 \text{ кН/м}$; 7) коефіцієнт крутизми нормованої $f(\mu)$ діаграми $\eta_\mu=17,1$ (початок координат); 8) максимальне значення коефіцієнту, з яким колесо ТЗ зчіплюється з ОП ББ при $V_{T3}\rightarrow 0$ – $\psi_{0max}=0,81$ при $V_{T3}\rightarrow 0$; 8) коефіцієнти $\psi=0,95$ і $\psi=0,85$ при V_{T3} рівній 3 км/год і 85 км/год відповідно; 9) коефіцієнти зниження зчеплення $f_c=0,9983$ і $f_c=0,8$ при швидкості 3 та 85 км/год відповідно; 10) статичний радіус колеса – $r_{cm}=0,322 \text{ м}$.

Константи гальмівного механізму: 1) коефіцієнти наростання та зниження темпу зміни гальмівного моменту при $\omega_k=0$ – $K_{10}=185 \text{ Н}\cdot\text{м/МПа}$;

$K_{20}=232 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{МПа}$; 2) коефіцієнти корекції темпів зміни гальмівного моменту відповідно до значень кутової частоти ($\omega_k-K_{\omega 1}=0,193 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{МПа}$; $K_{\omega 2}=0,235 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{МПа}$); 3) постійна часу ГМ – $T_{гал}=0,016 \text{ с}$; 4) зона нечутливості ГМ при наростанні тиску $-\Delta_0=0,16 \text{ МПа}$.

Вихідні дані гальмівного стенда: 1) діаметр ББ 0,2 м; 2) міжцентрова відстань між ББ 0,42 м.

Використовуючи вищенаведені вихідні данні були проведені розрахунки, що моделюють процеси гальмування автомобіля Audi RS Q3 на силовому гальмівному СББ СТМ-3500 (додаток Д, рис. 6), табл. 3.5.

Наступним етапом здійснена оцінка адекватності розробленої математичної моделі процесу гальмування ТЗ на СББ за критерієм Фішера. Для функцій гальмівних сил знайдені дисперсії відтворюваності та адекватності, за якими розраховано критерій Фішера. Задаючись 5 % рівнем значимості для кожної точки характеристики визначалися табличні значення критерію Фішера $F_{таб(v1, v2, 5\%)}$ [43], і порівнювалися з результатами розрахунку. У випадку, якщо розрахункове значення критерію було менше табличного $F < F_{таб(v1, v2, 5\%)}$, вважалось, що модель значимо описує результати експерименту, тобто є адекватною.

Розрахункове значення критерію Фішера $F=0,04$, при табличному значенні $F_{таб(v1, v2, 5\%)=3,6$ і рівні значимості, рівному 0,95. Розрахункове значення критерію вийшло менше табличного, отже, модель є адекватною. Середня похибка математичної моделі за силовими параметрами не перевищує 2,5 %.

У результаті проведених аналітичних та експериментальних досліджень встановлено, що обертальні коливання, які виникають у процесі гальмування коліс, носять гармонійний загасаючий характер. Вплив обертальних коливань на величину похибки вимірювання силових параметрів не перевищує 3 %.

Висновки до розділу 3

1. Експериментальними дослідженнями встановлено, що для даної шини залежності $R_x=f(\mu)$ досягають максимального значення при проковзуванні $\mu_{кр}=0,24$ (називається критичним).

2. Поздовжнє переміщення гальмуючих коліс транспортного засобу по роликам стенду суттєво впливає на похибку вимірювання силових параметрів, які характеризують гальмівну ефективність транспортного засобу. Встановлено, що в діапазоні від 0 до 0,24 м поздовжнє переміщення гальмуючих коліс транспортного засобу по роликам СББ може змінити результати виміряних значень навантаження на вісь автомобіля та сил гальмування до 40%.

3. В результаті переміщення гальмуючих коліс транспортного засобу по роликам СББ СТМ-3500 розсіювання виміряних значень сил гальмування може відбуватися в діапазоні від мінус 16% до плюс 14%.

4. Із збільшенням коефіцієнту проковзування більші значення поздовжньої реакції шини спостерігаються при більших значеннях нормальної реакції. Максимальне значення поздовжньої реакції шини становить 5,8 кН і має місце при величині проковзування рівній 0,27 і нормальній реакції 6,61 кН при тиску 190 кПа.

5. Із збільшенням швидкості руху транспортного засобу коефіцієнт, який враховує ступінь погіршення фрикційної спроможності шини колеса транспортного засобу зростає і при швидкості 80 км/год він складає 0,2.

6. Із збільшенням швидкості руху транспортного засобу коефіцієнт зчеплення коліс ТЗ з ОП знижується і при швидкості 80 км/год він становить 0,91.

7. Використання удосконаленої математичної моделі дозволило знизити похибку значень дотичної реакції з 8,5% при $\mu_{кр}$ до 1% під час моделювання процесу гальмування колеса в діапазоні зміни швидкості 3 км/год та 85 км/год.

ВИСНОВКИ

1. Розроблена структурна схема взаємодії елементів стенда та транспортного засобу в процесі діагностування його гальмівної системи. На базі структурної схеми складена математична модель процесу гальмування транспортного засобу на стенді, яка дозволяє аналітично дослідити цей процес з врахуванням характеристик взаємодії еластичного колеса з роликами стенда. Модель дозволяє оптимізувати конструктивні параметри стенду.

2. Встановлено, що поздовжнє переміщення гальмуючих коліс транспортного засобу по роликам стенду суттєво впливає на похибку вимірювання силових параметрів, які характеризують гальмівну ефективність транспортного засобу. В діапазоні від 0 до 0,24 м поздовжнє переміщення гальмуючих коліс транспортного засобу по роликам стенду може змінити результати вимірюваних значень навантаження на вісь транспортного засобу та сил гальмування до 40%.

3. В результаті переміщення гальмуючих коліс транспортного засобу по роликам стенду СТМ-3500 розсіювання вимірюваних значень сил гальмування може відбуватися в діапазоні від мінус 16% до плюс 14%. Із збільшенням коефіцієнту проковзування більші значення поздовжньої реакції шини спостерігаються при більших значеннях нормальної реакції. Максимальне значення поздовжньої реакції шини становить 5,8 кН і має місце при величині проковзування рівній 0,27 і нормальної реакції 6,61 кН при тиску 190 кПа.

4. Із збільшенням швидкості руху ТЗ коефіцієнт, який враховує ступінь погіршення фрикційної спроможності шини колеса ТЗ зростає і при швидкості 80 км/год він складає 0,2. Із збільшенням швидкості руху ТЗ коефіцієнт зчеплення коліс ТЗ з ОП знижується і при швидкості 80 км/год він становить 0,91.

5. Використання удосконаленої математичної моделі дозволило знизити похибку значень дотичної реакції з 8,5% при $\mu_{кр}$ до 1% під час моделювання процесу гальмування колеса в діапазоні зміни швидкості 3 км/год та 85 км/год.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Beeck, M.-A., & Hentschel, W. (2000). Laser metrology — a diagnostic tool in automotive development processes. *Optics and Lasers in Engineering*, 34(2), 101–120. doi:10.1016/s0143-8166(00)0007
2. Агейкин Д.И., Костина Е.Н., Кузнецов И.Н. Датчики контроля и регулирования. М.: Машиностроение, 1965. 928с.
3. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1976. 270 с.
4. Біліченко В.В., Крещенецький В.Л., Кукурудзяк Ю. Ю., Цимбал С.В. Основи технічної діагностики колісних транспортних засобів : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2012. 118 с.
5. Біліченко В.В., Крещенецький В.Л., Романюк С.О., Смирнов Є.В. Виробничо-технічна база підприємства автомобільного транспорту: навч. посіб. Вінниця: ВНТУ, 2013. 122 с.
6. Газарян А. А. Техническое обслуживание автомобилей. М. : Третий Рим, 2000. 311 с.
7. Гернер В.С. Дослідження режимів контролю ефективності дії гальмівних механізмів: дис. канд. техн. наук. Харків, 1970. 153 с.
8. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей. Харьков : Вища школа, 1984. 312 с.
9. Григоренко П. С., Гуревич Ю. Д., Кац А. М. и др. Оборудование для ремонта автомобилей : Справочник. Под ред. М. М. Шахнеса, 2-е изд., перераб. и доп. М. : Транспорт, 1978. 384 с.
10. Диагностирование автомобилей. Практикум : учеб. пособие / под ред. А.Н. Карташевича. Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2011. 208 с.
11. Диагностические стенды и линии для автомобилей. *Prufstraben fur PKW und Nutzfharzeuge*. Autohause, 2015. № 17. P. 219.
12. Дубовик В.О., Невдаха Ю.А., Василенко І.Ф., Богатирьов Д.В. Підвищення точності вимірювання силових параметрів при діагностуванні

гальмівних систем автомобілів. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб, 2019. Вип. 49. С. 83–92.

13. Дюмин И.Е., Трегуб Г.Г. Ремонт автомобилей : под ред. Дюмина И.Е., 2-е изд. М. : Транспорт, 1998. 280 с.

14. Епифанов Л.И., Епифанова Е.А. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей : учеб. пособ. для студ. М., ФОРУМ : ИНФА-М, 2003. 280 с.

15. Канарчук В. Є., Лудченко О. А., Чигринець А. Д. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. У 3 кн. – кн. 1. перевид. Теоретичні основи. Технологія. К.: Вища школа, 2014. 342 с.

16. Канарчук В. Є., Лудченко О. А., Чигринець А. Д. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. У 3 кн. – кн. 2. перевид. Теоретичні основи. Технологія. К. : Вища школа, 2014. 383 с.

17. Канарчук В. Є., Лудченко О. А., Чигринець А. Д. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. У 3 кн. – кн. 3. перевид. Теоретичні основи. Технологія. К. : Вища школа, 2014. 599 с.

18. Канарчук В.Є., Чигринець А.Д. Довідник по усуненню несправностей автомобілів. К. : Урожай, 1992.

19. Карпекин Н., Карцев З. и др. Стенд для испытания тормозов грузовых автомобилей. Автомоб. Транспорт. 2011. № 6. с. 28.

20. Baykov D. V., Inshakov A. P., Desyaev S. S. Stand for running and testing of low power mobile farm machinery engines. Izvestiya Samarskoy gosudarstvennoy selskokhozyaystvennoy akademii Samara State Agricultural Academy Bulletin. 2016, 2:51–53. (In Russ.)

21. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання : ДСТУ 3649:2010. Введ. 01.07.2011. К.: Держспоживстандарт України, 2011. 28 с.

22. Кукурудзяк Ю. Ю. Технічне обслуговування автомобілів. Методичний посібник по курсовому проектуванню. Вінниця.: ВПТ, 2001.

23. Куршев М. А. Стенд для проверки тормозов с дистанционным управлением. *Equipment news. Mod. Bulk Transp.* 2016. № 2 (58). С. 92-105.
24. Лудченко О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: підруч. К. : Знання-Прес, 2003. 511 с.
25. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія: підруч. Київ, Вища школа, 2007. 527 с.
26. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: організація і управління: Підручник. Київ: Знання, 2004. 478 с.
27. Максимов В. Г. Основи розрахунку, проектування та експлуатації технологічного устаткування : Конспект лекцій. Одеса: ОНПУ, 2012. 140 с.
28. Максимов В.Г. Питання удосконалення виробничо-технічної бази автотранспортних підприємств : Навч. посіб. Одеса : Астропринт, 2016. 148 с.
29. Малкин В.С., Буслаев А.Е. Диагностирование тормозов автомобиля, оборудованного АБС. *Автомобильная промышленность.* 2010. №5. С. 26-28.
30. Марков О.Д. Організація автосервісу. Львів : Оріяна-Нова, 1998. 332 с.
31. Мармут И.А. Влияние износа шин и деталей тормозных механизмов на точность стендовой проверки тормозов. Харьков, РИО ХНАДУ. Сб. науч. тр. 2005, Вып.16.С. 34-39.
32. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Виробничо-технічна база підприємств автомобільного транспорту» за напрямком «Проектування автотранспортних підприємств» для студентів всіх форм навчання спеціальності 7(8).07010601 – «Автомобілі та автомобільне господарство» / Уклад. В. В. Біліченко, Є. В. Смирнов, С. О. Романюк. Вінниця : ВНТУ, 2013. 106 с.
33. Морозов А.Х. Техническая диагностика в сельском хозяйстве. М.: Колос, 1979. 207 с.
34. Отставнов А.А., Фролов В.Г., Бойко А.А. Влияние технического состояния тормозов автомобиля на показатели эффективности его торможения. Повышение эффективности использования автомобильного транспорта: межвуз. науч. сб. Саратов. политехи, ин-т. Саратов, 1980. С. 103-115.

35. Отставнов А.А., Ильин Д.Н. Некоторые пути совершенствования метода диагностирования тормозных систем автомобилей по изменению частоты вращения вивешенних колес. «Поддержание и восстановление работоспособности транспортных средств» : Тез. докл. междунар. науч. техн. конф. Саратов, 2015. С. 74-85.
36. Пархоменко П.П., Согомоян Е.С. Основы технической диагностики. М.: Энергия, 2001. 319 с.
37. Ремонт автомобілів : навч. посіб. / Упор. В.Я. Чабанний. Кіровоград : Кіровоградська районна друкарня, 2013. 720 с.
38. Сергеев А.Г. Точность и достоверность диагностики автомобилей. М.: Транспорт, 2003. 188 с.
39. Сідашенко О.І., Науменко О.А., Поліський А.Я. та ін. Ремонт машин; За ред. О. І. Сідашенко, А. Я. Поліського. К.: Урожай, 1994. 400 с.
40. Скибневский К.Ю. Средства и методы диагностирования тракторов. М.: Колос, 1992. 80 с.
41. Технічна експлуатація автомобілів / Під. ред. В.С. Кузнецова. Одеса : Транспорт, 2015. 413 с.
42. Топалиди В.А. Инструментальный контроль тормозных свойств АТС. Автомобильная промышленность, 2015. № 7. С. 23-35.
43. Грищук, Ю. С. (2008). Основы наукових досліджень : навч. посібник. Харків: НТУ «ХП», 2008. 232.
44. Черновол М.І., Чабанний В.Я. та ін. Технічна експлуатація автомобілів : Лабораторний практикум. Кіровоград : РВП КНТУ, 2016. 125 с.
45. <https://elitewheels.ru/legkovye-shiny/zimnie-shini-boto-bs68-225-50-r18-99h-t574792>
46. <https://zapadpribor.com/ua/tormoznoy-stend-stm-3500/>
47. <https://www.audi.ua/ua/q3/rs-q3/specifications>
48. ДСТУ 3649:2010 «Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання». Київ: Держспоживстандарт України, 2011.