

Мармут І.А.<sup>1</sup>, Зуєв В.О.<sup>2</sup><sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет<sup>2</sup>Галицький фаховий коледж імені В'ячеслава Чорновола**УДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ВЗАЄМОДІЇ КОЛІС АВТОМОБІЛЯ З РОЛИКОВИМ ТЯГОВИМ СТЕНДОМ**

Як відомо, в даний час найбільше поширення одержали стенди з біговими барабанами (роликові стенди). При перевірці на них кожне колесо спирається на два рівнобіжних ролики невеликого діаметра. Вони досить прості по конструкції, компактні, створюють високі сили зчеплення в контактні шини з роликом, забезпечують стійке положення автомобіля при тягових випробуваннях, дозволяють здійснювати перевірку в сталих чи динамічних режимах, на різних швидкостях.

У більшості випадків на стенді одночасно перевіряються обидва колеса однієї осі. Такі стенди називаються одноосьовими. Схему стенда називають симетричною, якщо передні і задні ролики розташовані на одній висоті, несиметричною – у протилежному випадку. Часто передні і задні ролики кожної пари зв'язують між собою за допомогою механічної силової передачі – ланцюговою або клинопасовою.

Конструкція блоку роликів повинна забезпечувати реалізацію заданої тягової сили на ведучих колесах при перевірці; стійке положення автомобіля на стенді в процесі випробувань; можливість самостійного виїзду автомобіля після закінчення випробувань; не допускати підвищеного зносу шин при перевірці.

У статті розглянуті умови реалізації тягової сили, які визначаються схемами розташування роликів (симетричною та несиметричною) з урахуванням кутів між вертикаллю та лінією, яка з'єднує центри колеса та роликів –  $\alpha$ , а також з урахуванням коефіцієнта зчеплення  $\varphi$ . Виконано аналіз залежності коефіцієнта використання навантаження  $q$  від кута  $\alpha$  для різних схем розташування роликів.

Проаналізована взаємодія автомобіля зі стендом у режимах обкатування і навантаження та розроблені математичні моделі для розрахунку сил, які діють в системі «колесо-ролики». Аналіз сил взаємодії автомобіля зі стендом виконано для схем розташування роликів що не має механічної передачі між роликами та для схеми з механічною передачею.

Значення нормальних реакцій  $N_1$  і  $N_2$  необхідні для визначення конструктивних параметрів роликового блоку (розрахунки на міцність роликів, їхніх валів, вибір підшипникових опор тощо). Крім того, знання реакцій  $N_1$  і  $N_2$  допомагає оптимально розподілити інерційні маси між роликами стенда. Щоб виключити прослизання коліс щодо роликів, загальна інерційна маса повинна розподілятися між роликами стенда відповідно до розподілу нормальних реакцій.

**Ключові слова:** тяговий роликовий стенд, максимальна тягова сила, нормальна реакція, математична модель, крутний момент, коефіцієнт використання навантаження.

**ВСТУП**

Тягові роликові стенди призначені для визначення потужності і тягової сили на ведучих колесах автомобіля, або часу розгону у заданому швидкісному інтервалі. За їхньою допомогою також визначають втрати в трансмісії автомобіля, швидкість і моменти переключення гідromеханічної передачі, витрату палива при визначених навантажувальних і швидкісних режимах, виконують регулювання на нормативну токсичність відпрацьованих газів тощо. При випробуваннях автомобіля на тяговому стенді можна перевірити роботу трансмісії, спідометра, лічильника пройденого шляху, тахометра й оцінити технічний стан ходової частини автомобіля по параметрах шуму, вібрації і нагрівання окремих агрегатів. Основною частиною тягового стенду є опорний пристрій. Опорний пристрій тягового стенда складається з блоку роликів, пристрою в'їзду і виїзду, інерційних мас (для інерційних і інерційно-силових стендів), навантажувального пристрою (для силових і інерційно-силових стендів).

**АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ**

Конструкція блоку роликів повинна забезпечувати реалізацію заданої тягової сили на ведучих колесах при випробуванні; стійке положення автомобіля на стенді в процесі випробування; можливість самостійного виїзду автомобіля після закінчення випробувань; не допущення підвищеного зносу шин при перевірках. Дотримання цих вимог залежить від схеми розташування роликів (симетрична чи несиметрична), розташування робочого ролика щодо колеса автомобіля (передне чи задне), коефіцієнта зчеплення (між поверхнями шин і ролика), діаметра ролика і відстані між ними [1].

Можливе симетричне розташування роликів, коли вони знаходяться на одному рівні, і несиметричне, коли один з роликів розташований вище іншого. Умова стійкого положення

автомобіля на стенді характеризується сталістю контакту шини з обома (переднім і заднім) роликками в процесі випробування.

Умова усунення підвищеного зносу шин забезпечується правильним вибором діаметра роликів і режиму випробувань. Стенди з опорою колеса на два ролики невеликого діаметра мають ряд переваг у порівнянні зі стендами, у яких одне колесо спирається на один барабан великого діаметра (менші габаритні розміри, маса, відсутні спеціальні пристосування, що утримують автомобіль). Але робота шини, що спирається на два ролики, супроводжується підвищеною деформацією і, як наслідок, сильним нагріванням шини. При цьому необхідно обмежувати швидкість і тривалість випробувань.

Від правильного вибору діаметра роликів залежить знос шин при випробуваннях на стенді й умови імітації дорожніх опорів. Зменшення діаметра роликів, що порозумівається прагненням знизити габаритні розміри і масу стенда, приводить до підвищення деформації, прослизання шин і, отже, до збільшення їхнього зносу. У тягових стендах для експлуатаційних випробувань діаметр роликів коливається в межах від 220 до 500 мм. Відповідно до вимог ДСТУ 3333-96 [2] діаметр роликів повинний бути не менш 220 мм. Для експлуатаційних стендів рекомендується застосовувати ролики діаметром 220 мм для швидкостей до 160 км/год, 320 мм – до 200 км/год, 400 мм – до 230 км/год і 510 мм – до 250 км/год.

Основні аспекти взаємодії пневматичної шини з плоскою поверхнею дороги, з циліндричною поверхнею роликів діагностичного стенда були досліджені в багатьох роботах. В роботі [3] розглянуто моделювання динаміки взаємодії колеса з плоскою поверхнею для всюдихідних транспортних засобів. Розроблений метод здатний оцінювати як поздовжні, так і поперечні сили для розрахунку тягового зусилля транспортних засобів на дорозі. У статті [4] представлені дослідження взаємодії транспортного засобу та динамометричного стенду, що об'єднує експериментальні та фізичні теорії. Виконано аналіз ковзання і втрат в системі та опір коченню, що дозволяє краще відобразити реальну систему «автомобіль-роликковий стенд».

В роботі [5] виконаний аналіз функціональних властивостей взаємодії контакту шини з дорогою з метою зменшення шуму та опору коченню. В роботі [6] виконано моделювання поведінки контакту шин з дорожнім покриттям (тобто розподіл контактного зчеплення на межі розділу). Це відіграє важливу роль в аналізі характеристик дорожнього покриття та безпеки руху транспортних засобів.

Робота [7] присвячена експериментальному дослідженню особливостей взаємодії колеса з транспортним засобом та їх наслідки для опору. Робота [8] присвячена дослідженню несучої здатності коліс транспортних засобів до бічних та поздовжніх сил з дорожнім покриттям, які здатні рухати транспортний засіб та контролювати його траєкторію.

В роботі [9] розглянуто особливості взаємодії високожорсткої шини з опорною поверхнею під час початкового періоду руху. У цій статті [10] розглядається вплив пружно-демпфуючих властивостей зношених коліс на результати оцінки технічного стану (динамічних властивостей) автомобільних підвісок, проведеної на діагностичній лінії на стендах з діагностування ходової частини.

В роботі [11] розглянуто вплив характеристик шин на керованість та стійкість автомобіля на дорозі. Головною метою роботи [12] є аналіз впливу шини на взаємодію транспортного засобу та дороги з метою вибору більш поширених, але достатньо точних моделей шин.

У статті [13] порівнюються результати випробувань опору коченню коліс, проведених у дорожніх умовах, з результатами лабораторних випробувань, проведених на барабанних стендах. Огляд результатів показує, що результати випробувань, проведених відповідно до стандартів ISO та SAE на сталевих барабанах, дуже погано корелюють з більш об'єктивними результатами дорожніх випробувань. Автори рекомендують замінити гладку поверхню сталевого барабана на поверхню з текстурою, що відповідає вигляду доріг та автомагістралей у Європі та США.

У роботі [14] представлено метод визначення сил, що діють на шини для одночасного гальмування, поворотів та розвалу, шляхом поєднання емпіричних моделей для чистої поведінки кожної з відповідних дій на дорозі. В основному всі наведені дослідження стосувалися втрат на кочення шини по плоскій опорній поверхні (дорозі). Окремі питання взаємодії шини з роликком, зокрема, зчеплення шини з робочою поверхнею досліджувалися в роботі [15].

До теперішнього часу досить добре вивчена механіка взаємодії з роликками ізольованого колеса, навантаженого вертикальною силою і крутним або гальмівним моментом. Однак, при переході до аналізу взаємодії зі стендом, колеса автомобіля однієї осі якого спираються на ролики, а іншої

(вільної) – на плоску поверхню підлоги поста діагностування, виникають значні утруднення. Вони зв'язані з тим, що через наявність трьох опор (два ролики і підлога), а також пружних елементів, задача є статично невизначеною. У той же час, як показано в [15], вплив коліс вільної осі випробовуваного автомобіля, що виявляється у виді горизонтальної сили, прикладеної до випробовуваної осі з боку кузова (рамі) автомобіля, істотно змінює розподіл радіальних сил у контакті з роликами. Це у свою чергу, визначає можливі значення реалізованих на стенді крутних і гальмівних моментів. Крім того, при випробуванні коліс тільки однієї осі відбувається перерозподіл вертикальних навантажень на колеса автомобіля. Ще складніше йде справа при наявності механічної передачі, що зв'язує передні і задні ролики. Тому що при цьому виникає замкнутий силовий контур, де можлива циркуляція потужності. Нарешті, самим складним випадком є взаємодія автомобіля з роликами повноопорного стенда, тобто такого, на якому всі колеса випробуються одночасно.

### ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

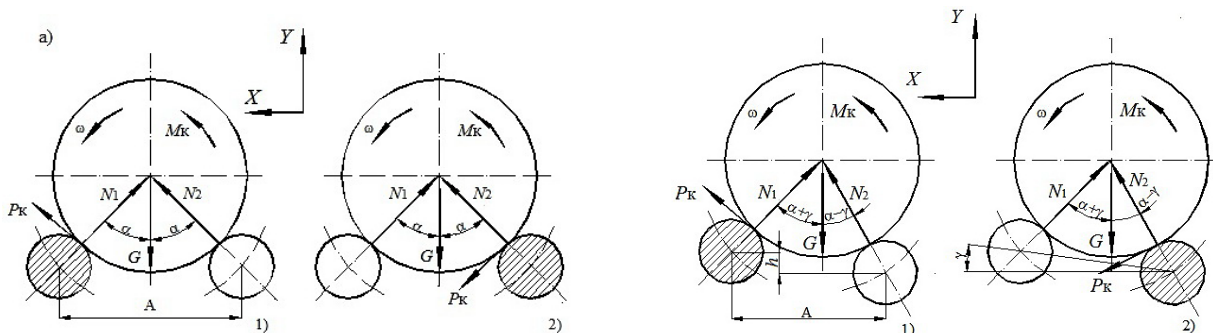
Таким чином, першочерговою ціллю дослідження варто назвати розробку математичних моделей взаємодії автомобіля з роликовим стендом при різних режимах роботи. Задачі дослідження: аналіз впливу характеристик стендів і елементів зв'язку між роликами на вихідні параметри діагностичної системи «автомобіль-стенд»; обґрунтування вимог до діагностичних стендів.

### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 1. Умови реалізації тягової сили

Звичайно тягові стенди розраховують на реалізацію максимально можливої тягової сили при випробуваннях автомобіля на прямій передачі. Такий режим прийнятий виходячи з основного призначення стенда – визначення параметрів тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності, а також з метою усунення підвищених навантажень на силову передачу автомобіля і стенд. Однак, при необхідності, на стенді можуть проводитися випробування на будь-якій передачі. В цьому випадку стенд повинний бути розрахований на реалізацію заданої тягової сили, що розвивається на колесах на цих передачах.

Умова реалізації тягової сили визначається схемою розташування роликів, а також кутами  $\alpha$ ,  $\gamma$  і коефіцієнтом зчеплення  $\varphi$ . Розглянемо дві можливих схеми розташування роликів тягового стенда. На рис. 1а представлена схема симетричного розташування роликів, а на рис. 1б – схема несиметричного розташування роликів.



1) при передньому робочому ролику; 2) при задньому робочому ролику

$M_k$  – крутний момент,  $A$  – міжосьова відстань,  $h$  – висота між осями роликів,  $G$  – вертикальне навантаження на колесо,  $P_k$  – тягове зусилля на колесах,  $N_1, N_2$  – реакції на роликах стенда

Рисунок 1 – Схема симетричного (а) та несиметричного (б) розташування роликів

З метою спрощення аналізу особливостей взаємодії ведучого колеса автомобіля з роликами стенда не враховуються деформації шини від вертикального навантаження і тягової сили, а також опір коченню. Колесо передбачається відділеним від кузова автомобіля і не закріпленим на стенді.

Максимальна тягова сила  $P_{k\max}$ , яку можна реалізувати на стенді за умовами зчеплення, залежить від нормальної реакції і коефіцієнта зчеплення:

$$P_{k\max} = N \cdot \varphi. \quad (1)$$

Тому при виборі в якості робочого переднього ролика можна реалізувати внаслідок його

довантаження велику (за умовами зчеплення) тягову силу.

Формули для визначення  $P_{Kmax}$  і відповідних їм значень  $N_1$  і  $N_2$  для симетричних схем приведені в таблиці 1, а для несиметричних схем – в таблиці 2.

Таким чином, в обох випадках, тобто при передньому і задньому робочих роликах, передній навантажується більшою нормальною силою, чим задній. Це справедливо для всіх кутів, що задовольняють умові  $\alpha \leq 45^\circ$ . Слід зазначити, що стенди з кутами  $\alpha > 45^\circ$  не застосовуються.

Таблиця 1 – Формули для визначення реалізованої тягової сили і нормативних реакцій при розрахунку тягових стендів симетричної схеми

Схема розташування роликів	Параметр	Розрахункова формула
Передній ведучий ролик	$N_1$	$\frac{G \cdot \sin \alpha}{\sin 2\alpha - \varphi \cdot \cos 2\alpha}$
	$N_2$	$\frac{G(\sin \alpha - \varphi \cdot \cos \alpha)}{\sin 2\alpha - \varphi \cdot \cos 2\alpha}$
	$P_{Kmax}$	$\frac{G \cdot \varphi \cdot \sin \alpha}{\sin 2\alpha - \varphi \cdot \cos 2\alpha}$
Задній ведучий ролик	$N_1$	$\frac{G(\sin \alpha + \varphi \cdot \cos \alpha)}{\sin 2\alpha + \varphi \cdot \cos 2\alpha}$
	$N_2$	$\frac{G \cdot \sin \alpha}{\sin 2\alpha + \varphi \cdot \cos 2\alpha}$
	$P_{Kmax}$	$\frac{G \cdot \varphi \cdot \sin \alpha}{\sin 2\alpha + \varphi \cdot \cos 2\alpha}$

Таблиця 2 – Формули для визначення реалізованої тягової сили і нормативних реакцій при розрахунку тягових стендів несиметричної схеми з урахуванням кута  $\gamma$

Схема розташування роликів	Параметр	Розрахункова формула
Передній ведучий ролик	$N_1$	$\frac{G \cdot \sin(\alpha + \gamma)}{\sin 2\alpha - \varphi \cdot \cos 2\alpha}$
	$N_2$	$\frac{G \cdot (\sin(\alpha - \gamma) - \varphi \cdot \cos(\alpha - \gamma))}{\sin 2\alpha - \varphi \cdot \cos 2\alpha}$
	$P_{Kmax}$	$\frac{G \cdot \varphi \cdot \sin(\alpha - \gamma)}{\sin 2\alpha - \varphi \cdot \cos 2\alpha}$
Задній ведучий ролик	$N_1$	$\frac{G \cdot (\sin(\alpha + \gamma) + \varphi \cdot \cos(\alpha + \gamma))}{\sin 2\alpha + \varphi \cdot \cos 2\alpha}$
	$N_2$	$\frac{G \cdot \sin(\alpha - \gamma)}{\sin 2\alpha + \varphi \cdot \cos 2\alpha}$
	$P_{Kmax}$	$\frac{G \cdot \varphi \cdot \sin(\alpha + \gamma)}{\sin 2\alpha + \varphi \cdot \cos 2\alpha}$

Значення нормальних реакцій  $N_1$  і  $N_2$  необхідні для визначення конструктивних параметрів блоку роликів (розрахунки на міцність роликів, їхніх валів, вибір підшипникових опор і т.д.). Крім того, знання реакцій  $N_1$  і  $N_2$  допомагає оптимально розподілити інерційні маси між роликами інерційного стенда. Щоб виключити прослизання коліс щодо роликів, загальна інерційна маса повинна розподілятися між роликами стенда відповідно до розподілу нормальних реакцій.

При заданих радіусах ролика  $r_p$  і колеса  $r_k$  визначають відстань між осями роликів:

$$\text{для симетричних: } L_C = 2(r_p + r_k) \cdot \sin \alpha;$$

$$\text{для несиметричних: } L_H = (r_p + r_k) \cdot (\sin(\alpha + \gamma) + \sin(\alpha - \gamma));$$

$$h = (r_p + r_k) \cdot (\cos(\alpha - \gamma) - \cos(\alpha + \gamma)).$$

Різні схеми стендів порівнюються між собою в частині реалізованої ними тягової сили за коефіцієнтом використання навантаження  $q$  (відношення максимальної тягової сили до навантаження на колесо) [1]:  $q_K = P_K/G$ .

На рис. 2 та рис. 3 представлені залежності коефіцієнта використання навантаження  $q$  від кута  $\alpha$  для різних схем розташування роликів стенда симетричної та несиметричної схеми відповідно.

Значення кута  $\alpha$  у стендах для легкових автомобілів коливаються від  $27^\circ$  до  $40^\circ$ . Кути менше  $27^\circ$  не забезпечують стійкість автомобіля, а кути більше  $40^\circ$  не використовуються по конструктивних

розуміннях (при великих відстанях між роликками легковий автомобіль може торкатися їх днищем). Для цих значень кута  $\alpha$  найбільше значення коефіцієнта використання навантаження буде при схемі з переднім ведучим роликом, що найбільш оптимальна і часто використовується в тягових стендах.

Значення вертикального навантаження при випробуванні автомобіля під дією тягової сили змінюється і перерозподіляється по мостах автомобіля. При цьому задній міст розвантажується, а передній довантажується. Для довгобазних автомобілів зміна коефіцієнта  $q_K$  не перевищує 3...4%, для короткобазних автомобілів (наприклад, типу «самоскид») зміна коефіцієнта  $q_K$  може досягти 8...10%.



Рисунок 2 – Залежності коефіцієнта  $q$  використання навантаження від кута  $\alpha$  для різних схем розташування роликів стенда симетричної схеми

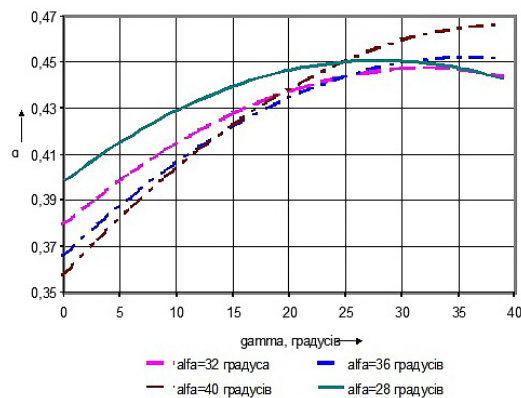


Рисунок 3 – Залежності коефіцієнта  $q$  використання навантаження від кута  $\gamma$  для різних схем розташування роликів стенда несиметричної схеми

## 2. Взаємодія автомобіля зі стендом у режимах обкатування і навантаження

Режим обкатування – це стале обертання коліс однієї з осей автомобіля, встановленої на роликках стенда, під дією крутного моменту, який підводиться від двигуна стенда або автомобіля. Режим навантаження – це стале обертання ведучих коліс під дією крутного моменту, який підводиться від двигуна автомобіля  $M_K$ , при наявності навантаження, тобто гальмівного моменту  $M_T$ , підведеного до робочих роликів з боку навантажувального пристрою стенда. Розглянемо взаємодію колеса в режимі навантаження зі стендом без зв'язку; робочі ролики – передні (рис. 4).

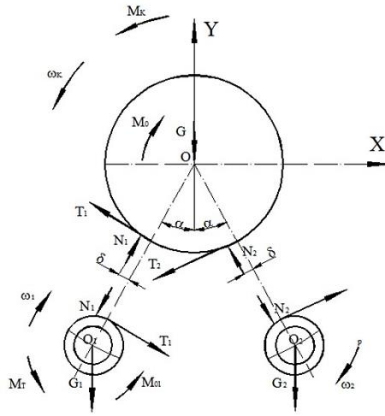


Рисунок 4 – Взаємодія колеса з роликками в режимі навантаження  
Позначення, крім використаних раніше:

- $\omega_k, \omega_1, \omega_2$  – кутові швидкості відповідно колеса і роликів,  $c^{-1}$ ;
- $M_o, M_{o1}, M_{o2}$  – моменти сил тертя в осях колеса і роликів, Н·м;
- $G_1, G_2$  – вага, що приходить на передній і задній ролик, відповідно Н;
- $\delta$  – плече опору коченню шини по роликкам, м;
- $r_1, r_2$  – радіус шини в контакт з переднім і заднім роликками, м.

Між силами, що діють на колесо і роликки, маються наступні співвідношення:

$$\sum X = N_1 \cdot \sin \alpha_1 - N_2 \cdot \sin \alpha_2 - T_1 \cdot \cos \alpha_1 - T_2 \cdot \cos \alpha_2 = 0; \quad (2)$$

$$\sum Y = N_1 \cdot \cos \alpha_1 + N_2 \cdot \cos \alpha_2 + T_1 \cdot \sin \alpha_1 - T_2 \cdot \sin \alpha_2 - G = 0; \quad (3)$$

$$\sum M_o = M_k - M_o - T_1 \cdot r_1 - T_2 \cdot r_2 - N_1 \cdot \delta - N_2 \cdot \delta = 0; \quad (4)$$

$$\sum M_{o1} = T_1 \cdot r_p - M_{o1} - M_t - N_1 \cdot \delta = 0; \quad (5)$$

$$\sum M_{o2} = T_2 \cdot r_p - M_{o2} - N_2 \cdot \delta = 0. \quad (6)$$

Ці п'ять рівнянь містять п'ять невідомих –  $N_1, N_2, T_1, T_2$  і  $M_k$ . Величина  $M_t$  відома. Вона вимірюється при діагностуванні. Моменти опорів в осях колеса і роликів знаходяться за наступними залежностями:

$$M_o = |\overline{G} + \overline{T_1} + \overline{T_2}| \cdot \rho \cdot f; M_{o1} = |\overline{G_1} + \overline{N_1} + \overline{T_1}| \cdot \rho_1 \cdot f; M_{o2} = |\overline{G_2} + \overline{N_2} + \overline{T_2}| \cdot \rho_2 \cdot f, \quad (7)$$

де  $\rho, \rho_1, \rho_2$  – радіуси колеса і роликів, м;

$f$  – приведений коефіцієнт тертя в опорах колеса і роликів (тому що в опорах установлені підшипники кочення,  $f = 0,002 \dots 0,008$  в залежності від типу підшипників).

З огляду на те, що  $T_2 \ll T_1, T_2 \ll G, T_2 \ll N_2, G_1 \ll N_1$ , вираження моментів можна записати у вигляді:

$$M_o \approx |\overline{G} + \overline{T_1}| \cdot \rho \cdot f; M_{o1} \approx |\overline{N_1} + \overline{T_1}| \cdot \rho_1 \cdot f; M_{o2} \approx |\overline{G_2} + \overline{N_2}| \cdot \rho_2 \cdot f. \quad (8)$$

Звідси знаходимо:

$$T_1 = \frac{M_T + N_1 \cdot \delta + \sqrt{N_1^2 + T_1^2} \cdot \rho_1 \cdot f}{r_p}; \quad T_2 = \frac{N_2 \cdot \delta_2}{r_p}, \quad (9)$$

де  $\delta_2 = \delta + \rho_2 \cdot f$ .

З огляду на малість останнього доданка у вираженні для  $T_1$ , можна записати:  
 $\sqrt{N_1^2 + T_1^2} \approx \alpha \cdot T_1$ .

Тоді  $T_1 = \frac{M_T + N_1 \cdot \delta_1}{r_p}$ , де  $\delta_1 = \delta + \alpha \cdot \rho_1 \cdot f$ .

Підставимо отримані вираження в рівняння статки:

$$N_1 \cdot \sin \alpha_1 - N_2 \cdot \sin \alpha_2 - \frac{M_T}{r_p} \cdot \cos \alpha_1 - N_1 \frac{\delta_1}{r_p} \cdot \cos \alpha_1 - N_2 \frac{\delta_2}{r_p} \cdot \cos \alpha_2 = 0; \quad (10)$$

$$N_1 \cdot \cos \alpha_1 + N_2 \cdot \cos \alpha_2 + \frac{M_T}{r_p} \cdot \sin \alpha_1 + N_1 \frac{\delta_1}{r_p} \cdot \sin \alpha_1 + N_2 \frac{\delta_2}{r_p} \cdot \sin \alpha_2 - G = 0. \quad (11)$$

Звідси знаходимо вираження для  $N_1$  і  $N_2$ :

$$N_1 = \frac{G \left( \sin \alpha_2 + \frac{\delta_2}{r_p} \cdot \cos \alpha_2 \right) + \frac{M_T}{r_p} \left[ \cos(\alpha_1 + \alpha_2) - \frac{\delta_2}{r_p} \cdot \sin(\alpha_1 - \alpha_2) \right]}{\left( 1 + \frac{\delta_1 \cdot \delta_2}{r_p^2} \right) \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_2) + \frac{\delta_2 - \delta_1}{r_p} \cdot \cos(\alpha_1 + \alpha_2)}; \quad (12)$$

$$N_2 = \frac{G \left( \sin \alpha_1 - \frac{\delta_1}{r_p} \cdot \cos \alpha_1 \right) - \frac{M_T}{r_p}}{\left( 1 + \frac{\delta_1 \cdot \delta_2}{r_p^2} \right) \cdot \sin(\alpha_1 + \alpha_2) + \frac{\delta_2 - \delta_1}{r_p} \cdot \cos(\alpha_1 + \alpha_2)}. \quad (13)$$

Тепер можна виразити через відомі величини  $T_1$ ,  $T_2$  і  $M_K$ . Попередньо відзначимо, що при допущенні  $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_0$  помилка у визначенні  $N_1$  і  $N_2$  не перевищує 2%;  $\delta_1 \approx \delta_2 \approx \delta$ , тому що в сумарному опорі основну частку складають втрати на кочення шини по роликах. Тоді  $T_1$ ,  $T_2$  і  $M_K$  описуються наступними рівняннями:

$$T_1 = \frac{M_T}{r_p} + f_k \cdot \frac{G(\sin \alpha_0 + f_k \cdot \cos \alpha_0) + \frac{M_T}{r_p}}{\sin 2\alpha_0}; \quad (14)$$

$$T_2 = f_k \cdot \frac{G(\sin \alpha_0 - f_k \cdot \cos \alpha_0) - \frac{M_T}{r_p}}{\sin 2\alpha_0}; \quad (15)$$

$$M_K = M_0 + \frac{M_T}{r_p} \left[ r_k - f_k \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot (r_k + r_p) \right] + G \cdot f_k \cdot \frac{r_k + r_p}{\cos \alpha}, \quad (16)$$

де  $r \approx r_1, r_2 \approx r_1$ ;

$f_k = \delta / r_p$  – коефіцієнт опору кочення шини по ролику.

Режим обкатування з приводом від двигуна автомобіля (“гаряче обкатування”) описується тими ж виразами при  $M_T = 0$ .

Для розрахунку сил і моментів у режимі “холодного обкатування” (привод від стенда) знаходять  $M_T$ , приймаючи  $M_K = 0$ , після чого визначають інші величини.

При діагностуванні тягових властивостей вимірюють діагностичний параметр – крутний момент на навантажувальному пристрої, тобто  $M_T$ . Очевидно, діагноз можна вважати достовірним

доти, поки зберігається відома залежність  $M_T$  від  $M_K$ . Це характерно при відсутності прослизання шини по робочому ролику. Умова відсутності прослизання:  $T_1 = \varphi \cdot N_1$ ,

Після підстановки і перетворень:

$$M_T \leq \frac{G \cdot r_p \cdot (\sin \alpha + f_K \cdot \cos \alpha)}{\frac{\sin 2\alpha}{\varphi - f_K} \cos 2\alpha}. \quad (17)$$

Не менш важливе питання – це стійкість автомобіля на стенді при навантажувальних випробуваннях, тобто неможливість переїзду колеса через передній ролик. Умова стійкості:  $N_2 \geq 0$ .

Вище було отримане вираження для  $N_2$ . Очевидно, що умова буде виконана, якщо чисельник не буде негативним:  $G \cdot \left( \sin \alpha_1 - \frac{\delta_1}{r_p} \cdot \cos \alpha_1 \right) - \frac{M_T}{r_p} \geq 0$ . Звідси критичне значення  $M_T$  (найбільше):

$$M_{T\max} = G_T \cdot r_p \left( \sin \alpha_1 - \frac{\delta_1}{r_p} \cdot \cos \alpha_1 \right). \quad (18)$$

Перейдемо до аналізу сил взаємодії автомобіля зі стендом, що має механічну передачу між роликами (ланцюгова, з радіусом зірочок –  $r_{зп}$  (рис. 5).

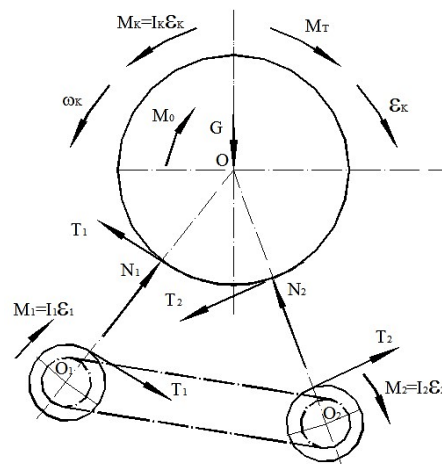


Рисунок 5 – Схема функціональних сил тягового стенда

Як було показано вище, точність знижується незначно при ряді допущень:  $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_0$ ;  $\delta_1 \approx \delta_2 \approx \delta$ ;  $f \approx 0$ . Для спрощення наступних виразів скористаємося цими допущеннями. Між діючими силами маються наступні співвідношення:

$$\sum X = N_1 \cdot \sin(\alpha + \gamma) - N_2 \cdot \sin(\alpha - \gamma) - T_1 \cdot \cos(\alpha + \gamma) + T_2 \cdot \cos(\alpha - \gamma) = 0; \quad (19)$$

$$\sum Y = N_1 \cdot \cos(\alpha + \gamma) + N_2 \cdot \cos(\alpha - \gamma) + T_1 \cdot \sin(\alpha + \gamma) - T_2 \cdot \sin(\alpha - \gamma) - G = 0; \quad (20)$$

$$\sum M_o = M_K - (T_1 + T_2) \cdot r = 0; \quad (21)$$

$$\sum M_{o1} = T_1 \cdot r_p - M_T + S \cdot r_{зп} + I_1 \cdot \varepsilon_1 = 0; \quad (22)$$

$$\sum M_{o2} = T_2 \cdot r_p + S \cdot r_{зп} + I_2 \cdot \varepsilon_2 = 0; \quad (23)$$

$$P = \frac{1}{2} N_1^2 \cdot \lambda_p + \frac{1}{2} N_2^2 \cdot \lambda_p + \frac{1}{2} T_1^2 \cdot \lambda_p + \frac{1}{2} T_2^2 \cdot \lambda_p + \frac{1}{2} S^2 \cdot \lambda_c. \quad (24)$$

П'ять рівнянь містять шість невідомих:  $N_1$ ,  $N_2$ ,  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $M_K$  і  $S$  (як і раніше  $S = S_2 - S_1$ ).  
Складаємо рівняння потенційної енергії деформацій пружних елементів системи.  
Вибираємо в якості зайвої невідомий  $S$ . Виражаємо через  $S$  інші невідомі:

$$T_1 = \frac{M_\tau - S \cdot r_{зп} - I_1 \cdot \varepsilon_1}{r_p}; \quad (25)$$

$$T_2 = \frac{S \cdot r_{зп} - I_2 \cdot \varepsilon_2}{r_p}; \quad (26)$$

$$M_K = \frac{M_\tau \cdot r_K}{r_p}; \quad (27)$$

$$N_1 = \frac{G}{2 \cos \alpha} + \frac{M_\tau}{r_p \cdot \operatorname{tg} 2\alpha} + S \cdot \frac{r_{зп}}{r_p} \cdot \operatorname{tg} \alpha - \frac{I_1 \cdot \varepsilon_1}{r_p \cdot \operatorname{tg} 2\alpha}; \quad (28)$$

$$N_2 = \frac{G}{2 \cos \alpha} - \frac{M_\tau}{r_p \cdot \sin 2\alpha} + S \cdot \frac{r_{зп}}{r_p} \cdot \operatorname{tg} \alpha - \frac{I_2 \cdot \varepsilon_2}{r_p \cdot \operatorname{tg} 2\alpha}. \quad (29)$$

Використовуючи ці вираження, записуємо умову мінімуму  $P$ , як функції  $S$ , диференціюємо й отримане рівняння вирішуємо відносно  $S$ . Після перетворення одержуємо:

$$S = \frac{\frac{M_\tau - I_1 \cdot \varepsilon_1 - I_2 \cdot \varepsilon_2}{r_p} (\lambda_\tau + \lambda_p \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha) - G \cdot \lambda_p \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha}}{2(\lambda_\tau + \lambda_p \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha) \frac{r_{зп}}{r_p} + \lambda_c}, \quad (30)$$

Або, увівши позначення  $\lambda_{ш} = \lambda_\tau + \lambda_p \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha$ , одержуємо більш компактне вираження:

$$S = \frac{\frac{M_\tau - I_1 \cdot \varepsilon_1 - I_2 \cdot \varepsilon_2}{r_p} \lambda_{ш} - G \cdot \lambda_p \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha}}{2\lambda_{ш} \frac{r_{зп}}{r_p} + \lambda_c}. \quad (31)$$

Звідси:

$$T_1 = \frac{\frac{M_\tau - I_1 \cdot \varepsilon_1}{r_p} (\lambda_{ш} + \lambda_c \frac{r_p}{r_{зп}}) + G \cdot \lambda_p \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha}}{2\lambda_{ш} + \lambda_c \frac{r_p}{r_{зп}}}; \quad (32)$$

$$T_2 = \frac{\frac{M_\tau - I_2 \cdot \varepsilon_2}{r_p} \lambda_{ш} - G \cdot \lambda_p \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha}}{2\lambda_{ш} + \lambda_c \frac{r_p}{r_{зп}}}; \quad (33)$$

$$N_1 = G \cdot \frac{\lambda_{ш} + \frac{\lambda_c}{2} \frac{r_p}{r_{зп}} - \lambda_p \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha}{\cos \alpha (2\lambda_{ш} + \lambda_c \frac{r_p}{r_{зп}})} + \frac{M_\tau - I_1 \cdot \varepsilon_1 - I_2 \cdot \varepsilon_2}{r_p} \cdot \frac{\lambda_{ш} + \frac{\lambda_c}{2} \frac{r_p}{r_{зп}} (1 - \operatorname{tg}^2 \alpha)}{\operatorname{tg} \alpha (2\lambda_{ш} + \lambda_c \frac{r_p}{r_{зп}})}; \quad (34)$$

$$N_2 = G \cdot \frac{\lambda_{ш} + \frac{\lambda_c}{2} \frac{r_p}{r_{зп}} - \lambda_p \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha}{\cos \alpha (2\lambda_{ш} + \lambda_c \frac{r_p}{r_{зп}})} - \frac{M_\tau - I_1 \cdot \varepsilon_1 - I_2 \cdot \varepsilon_2}{r_p} \cdot \frac{\lambda_{ш} + \frac{\lambda_c}{2} \frac{r_p}{r_{зп}} \frac{1}{\cos \alpha}}{\operatorname{tg} \alpha (2\lambda_{ш} + \lambda_c \frac{r_p}{r_{зп}})}. \quad (35)$$

Таким чином, показаний зв'язок між моментом на навантажувальному пристрої і крутним моментом на ведучих колесах, а також діючими силами в системі «ролик-колесо».

На рис. 6 показана схема функціональних сил для інерційного стенда, на рис. 7 – взаємодія колеса с роликами стенда зі зв'язком в режимі навантаження.

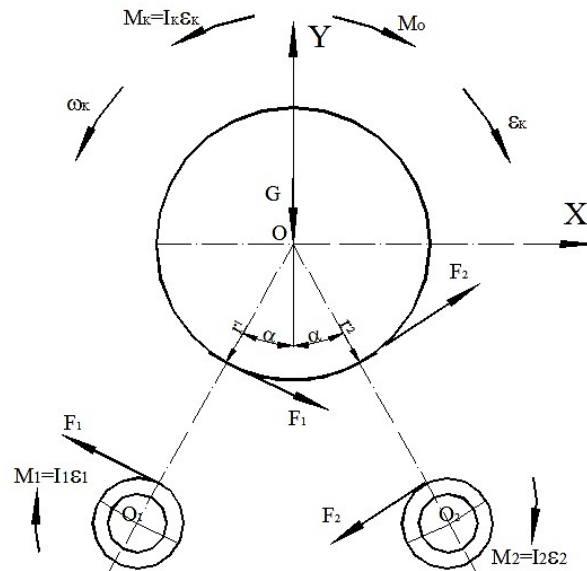


Рисунок 6 – Схема функціональних сил для інерційного стенда

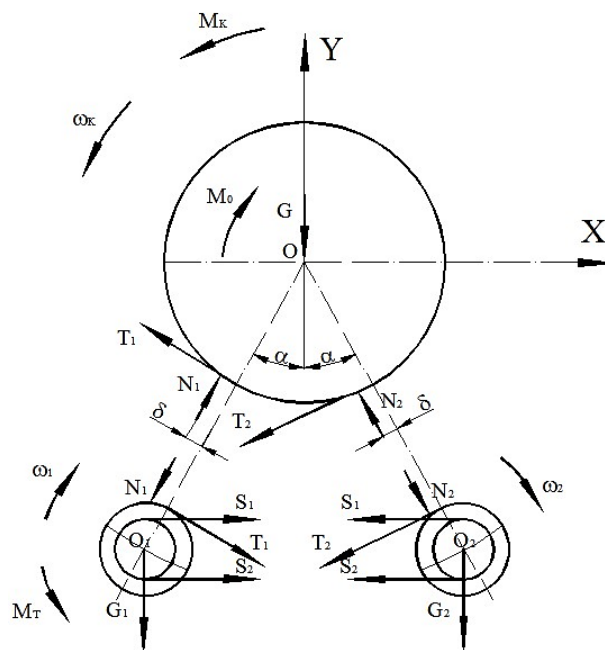


Рисунок 7 – Взаємодія колеса с роликами стенда зі зв'язком в режимі навантаження

На рис. 8 показані залежності коефіцієнта використання навантаження  $q$  від кута  $\alpha$  для стенда симетричної схеми с переднім розташуванням роликів з урахуванням піддатливості шин і впливу інерційних мас.

Для вибору оптимального значення кута  $\gamma$  проаналізуємо кілька значень кута  $\alpha$ : 27, 31, 35 і 39°. На рис. 9 показані залежності коефіцієнта  $q$  використання навантаження від кута  $\gamma$  для стенда несиметричної схеми с переднім розташуванням роликів з урахуванням піддатливості шин і

впливу інерційних мас.

При визначенні конструктивних параметрів блоку роликів за заданим значенням тягової сили, що потрібно реалізувати на стенді, вибирають схему розташування роликів і ведучий ролик та визначають значення кута  $\alpha$ .

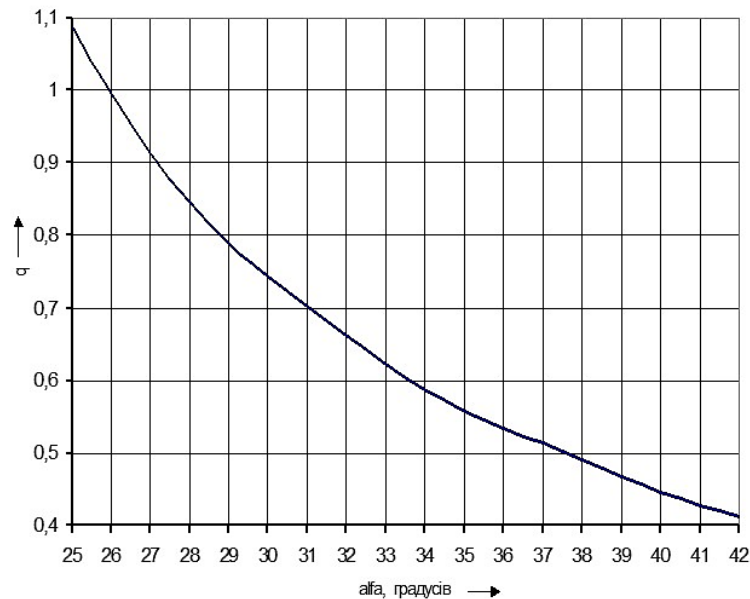


Рисунок 8 – Залежності коефіцієнта  $q$  використання навантаження від кута  $\alpha$  для стенда симетричної схеми с переднім розташуванням роликів з урахуванням піддатливості шин і впливу інерційних мас

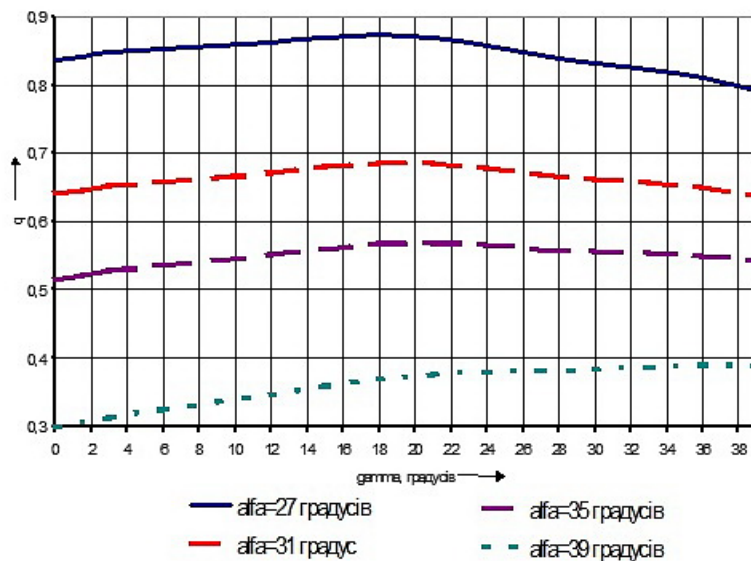


Рисунок 9 – Залежності коефіцієнта  $q$  використання навантаження від кута  $\gamma$  для стенда несиметричної схеми с переднім розташуванням роликів з урахуванням піддатливості шин і впливу інерційних мас

## ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Сталість контакту шини з обома (переднім і заднім) роликами в процесі тягових випробувань автомобіля виключає можливість випадкового виїзду автомобіля зі стенда під дією тягової сили (стійкість у повздовжньому напрямку). Під дією тягової сили автомобіль у процесі випробування намагається виїхати зі стенда в напрямку руху, тобто через передній ролик. Нормальна реакція  $N_2$  на задніх роликах при цьому зменшується. Для схем з передніми робочими роликами реакція  $N_2$  звертається в нуль при значеннях кута  $\alpha$ , що відповідають значенню  $\text{tg}\alpha = \varphi$ . При цьому колесо втрачає контакт із заднім роликом і автомобіль може перекопитися через передній ролик і мимовільно з'їхати зі стенда. Отже, нерівність  $\text{tg}\alpha > \varphi$  треба розглядати як умову стійкого положення

автомобіля на стенді з переднім робочим роликком. Для схем із заднім робочим роликком при будь-яких значеннях  $\alpha - N_2 > 0$ . Таким чином, схеми із заднім робочим роликком завжди забезпечують стійке положення на стенді, що треба віднести до їхніх позитивних властивостей.

### ВИСНОВКИ

1. Виведені формули для визначення максимальної тягової сили  $F_{kmax}$  і відповідних їм значень  $N_1$  і  $N_2$  для симетричних і несиметричних схем тягових роликкових стендів.
2. Розроблені математичні моделі взаємодії коліс автомобіля з тяговим роликковим стендом у режимах обкатування і навантаження.
3. Показаний зв'язок між моментом на навантажувальному пристрої і крутним моментом на ведучих колесах, а також діючими силами в системі «ролик-колесо».
4. Значення нормальних реакцій  $N_1$  і  $N_2$  необхідні для визначення конструктивних параметрів блоку роликів. Крім того, знання реакцій  $N_1$  і  $N_2$  допомагає оптимально розподілити інерційні маси між роликками інерційного стенда відповідно до розподілу нормальних реакцій.

### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Говорушенко М.Я., Волков В.П. та ін. (2009). Роликкові стенди для перевірки гальмівних та тягових властивостей автомобілів (теорія, розрахунок та конструювання). Харків: ХНАДУ, 344 с.
2. Стенди роликкові для перевірки гальмівних систем дорожніх транспортних засобів в умовах експлуатації. Загальні технічні вимоги. ДСТУ 3333-96. [Чинний від 1997-01-01]. Київ: Держстандарт України, 1996. 11 с. (Національні стандарти України). URL: [https://dnaop.com/html/61155/doc-%D0%94%D0%A1%D0%A2%D0%A3\\_3333-96](https://dnaop.com/html/61155/doc-%D0%94%D0%A1%D0%A2%D0%A3_3333-96).
3. Tomasz Czapla and Mariusz Pawlak. Simulation of the Wheel-Surface Interaction Dynamics for All-Terrain Vehicles. Appl. Mech. 2022, 3(2), 360-374; <https://doi.org/10.3390/applmech3020022>.
4. Maria Augusta de Menezes Lourenco, Jony Javorski Eckert, Fabricio Leonardo Silvaa, Fabio Mazzariol Santiciolli, and Ludmila C. A. Silva. Vehicle and twin-roller chassis dynamometer model considering slip tire interactions. Mechanics based design of structures and machines 2023, Vol. 51, №. 11, 6166–6183. <https://doi.org/10.1080/15397734.2022.2038199>.
5. Tiago Vieira. Doctoral Thesis in Building Sciences Tyre/road interaction. A holistic approach to the functional requirements of road surfaces regarding noise and rolling resistance. Stockholm, Sweden. 2020. <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1427943/FULLTEXT02.pdf>.
6. Effect of Friction on Rolling Tire – Pavement Interaction. NEXTRANS Project № 019PY01 Technical Summar. USDOT Region V Regional University Transportation Center Final Report. <https://www.purdue.edu/discoverypark/cav/nextrans/completed-projects/docs/Final%20Report%20049.pdf>.
7. D. Bao, J. Borée, C. Sicot, C. Roebroek. Salient features of wheel-vehicle aerodynamic interactions: Consequences for drag. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2023, 236, pp.105366. 10.1016/j.jweia.2023.105366. hal-04028522. [https://hal.science/hal-04028522v1/file/JWEIA\\_paper\\_final\\_version%20auteur\\_removed2.pdf](https://hal.science/hal-04028522v1/file/JWEIA_paper_final_version%20auteur_removed2.pdf).
8. Giancarlo Genta. Wheels and Tires. 2019, Mechanical Engineering Series. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-35635-4\\_2](https://doi.org/10.1007/978-3-030-35635-4_2).
9. Karpenko V., Voropay A., Czerepicki A., Neskrebа E. (2024). Features of a high-stiffness tire interaction with a bearing surface during the starting period of motion. Journal of Engineering Sciences (Ukraine), Vol. 11(1), 2024, pp. E1–E8. [https://doi.org/10.21272/jes.2024.11\(1\).e1](https://doi.org/10.21272/jes.2024.11(1).e1).
10. Andrzej Zuska and Jerzy Jackowski. Influence of Changes in Stiffness and Damping of Tyre Wheels on the Outcome of the Condition Assessment of Motor Vehicle Shock Absorbers. Energies 2023, 16, 3876. <https://doi.org/10.3390/en16093876>.
11. R. Wade Allen, Thomas T. Myers, Theodore J. Rosenthal and David H. Klyde. The Effect of Tire Characteristics on Vehicle Handling and Stability. SAE Transactions. Vol. 109, Section 6: Journal of passenger cars: Mechanical systems journal (2000), pp. 1039-1051 (13 pages). Published By: SAE International. <https://www.jstor.org/stable/44686944>.
12. Ariinas Rutka, Jonas Sapragnonas. The role of a tire in vehicle and road interaction. Transport-2002, Vol XVII, No 2, 39-45. <https://journals.vilniustech.lt/index.php/Transport/article/view/8732/7593>.
13. Jerzy Ejsmont, Grzegorz Ronowski, Lisa Ydrefors, Wojciech Owczarzak, Sławomir Sommer, Beata Świeczko-Żurek. Comparison of Tire Rolling Resistance Measuring Methods for Different Surfaces. International Journal of Automotive Technology (2024) 25:965–976. <https://doi.org/10.1007/s12239-024-00092-w> file:///E:/%D0%97%D0%B0%D0%B3%D1%80%D1%83%D0%B7%D0%BA%D0%B8/s12239-024-00092-w.pdf.

14. Svendenius, J. (2007). Tire Modeling and Friction Estimation. [Doctoral Thesis (monograph), Department of Automatic Control]. Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, Lund University. <https://lucris.lub.lu.se/ws/files/4401399/27004.pdf>.
15. Рабінович Е.Х. Дослідження та вдосконалення методів та засобів стендової перевірки автомобільних гальм: дис... канд. техн. наук: 05.22.10. Харків, 1981. 229 с.

## REFERENCES

- Govorushchenko M., Volkov V.P. etc. (2009). Rolykovi stendy dlia perevirky halmivnykh ta tiahovykh vlastyvostei avtomobiliv (teoriia, rozrakhunok ta konstruiuvannia). [Roller stands for checking the braking and traction properties of automobiles (theory, calculations and design)]. Kharkov: Kharkov: KhNAHU [in Ukrainian].
- Stendy rolykovi dlia perevirky halmivnykh system dorozhnykh transportnykh zasobiv v umovakh ekspluatatsii. Zahalni tekhnichni vymohy. [Roller stands for testing brake systems of road vehicles in operating conditions. General technical requirements]. (1996). DSTU 3333-96 from 01 January 1997. Kyiv: Derzhstandart Ukraine [in Ukrainian]. URL: [https://dnaop.com/html/61155/doc-%D0%94%D0%A1%D0%A2%D0%A3\\_3333-96](https://dnaop.com/html/61155/doc-%D0%94%D0%A1%D0%A2%D0%A3_3333-96).
- Tomasz Czapla and Mariusz Pawlak. Simulation of the Wheel-Surface Interaction Dynamics for All-Terrain Vehicles. Appl. Mech. 2022, 3(2), 360-374; <https://doi.org/10.3390/applmech3020022>.
- Maria Augusta de Menezes Lourenco, Jony Javorski Eckert, Fabricio Leonardo Silvaa, Fabio Mazzariol Santiciolli, and Ludmila C. A. Silva. Vehicle and twin-roller chassis dynamometer model considering slip tire interactions. Mechanics based design of structures and machines 2023, Vol. 51, №. 11, 6166–6183. <https://doi.org/10.1080/15397734.2022.2038199>.
- Tiago Vieira. Doctoral Thesis in Building Sciences Tyre/road interaction. A holistic approach to the functional requirements of road surfaces regarding noise and rolling resistance. Stockholm, Sweden. 2020. <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1427943/FULLTEXT02.pdf>.
- Effect of Friction on Rolling Tire – Pavement Interaction. NEXTRANS Project № 019PY01 Technical Summar. USDOT Region V Regional University Transportation Center Final Report. <https://www.purdue.edu/discoverypark/cav/nextrans/completed-projects/docs/Final%20Report%20049.pdf>.
- D. Bao, J. Borée, C. Sicot, C. Roebroek. Salient features of wheel-vehicle aerodynamic interactions: Consequences for drag. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2023, 236, pp.105366. 10.1016/j.jweia.2023.105366. hal-04028522. [https://hal.science/hal-04028522v1/file/JWEIA\\_paper\\_final\\_version%20auteur\\_removed2.pdf](https://hal.science/hal-04028522v1/file/JWEIA_paper_final_version%20auteur_removed2.pdf).
- Giancarlo Genta. Wheels and Tires. 2019, Mechanical Engineering Series. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-35635-4\\_2](https://doi.org/10.1007/978-3-030-35635-4_2).
- Karpenko V., Voropay A., Czerepicky A., Neskrebka E. (2024). Features of a high-stiffness tire interaction with a bearing surface during the starting period of motion. Journal of Engineering Sciences (Ukraine), Vol. 11(1), 2024, pp. E1–E8. [https://doi.org/10.21272/jes.2024.11\(1\).e1](https://doi.org/10.21272/jes.2024.11(1).e1).
- Andrzej Zuska and Jerzy Jackowski. Influence of Changes in Stiffness and Damping of Tyre Wheels on the Outcome of the Condition Assessment of Motor Vehicle Shock Absorbers. Energies 2023, 16, 3876. <https://doi.org/10.3390/en16093876>.
- R. Wade Allen, Thomas T. Myers, Theodore J. Rosenthal and David H. Klyde. The Effect of Tire Characteristics on Vehicle Handling and Stability. SAE Transactions. Vol. 109, Section 6: Journal of passenger cars: Mechanical systems journal (2000), pp. 1039-1051 (13 pages). Published By: SAE International. <https://www.jstor.org/stable/44686944>.
- Ariinas Rutka, Jonas Sapragonas. The role of a tire in vehicle and road interaction. Transport-2002, Vol XVII, No 2, 39-45. <https://journals.vilniustech.lt/index.php/Transport/article/view/8732/7593>.
- Jerzy Ejsmont, Grzegorz Ronowski, Lisa Ydrefors, Wojciech Owczarzak, Sławomir Sommer, Beata Świeczko-Żurek. Comparison of Tire Rolling Resistance Measuring Methods for Different Surfaces. International Journal of Automotive Technology (2024) 25:965–976. <https://doi.org/10.1007/s12239-024-00092-w> file:///E:/%D0%97%D0%B0%D0%B3%D1%80%D1%83%D0%B7%D0%BA%D0%B8/s12239-024-00092-w.pdf.
- Svendenius, J. (2007). Tire Modeling and Friction Estimation. [Doctoral Thesis (monograph), Department of Automatic Control]. Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, Lund University. <https://lucris.lub.lu.se/ws/files/4401399/27004.pdf>.
- Rabinovich, E.Kh. (1981). Doslidzhennia ta vdoskonalennia metodiv ta zasobiv stendovoi perevirky avtomobilnykh halm [Research and improvement of methods and means of bench testing of

automobile brakes]. Candidate's thesis. Sumy: SumSU [in Ukrainian].

**I. Marmut, V. Zuiiev. Improvement of mathematical models of the interaction of vehicle wheels with a roller traction stand.**

As is known, currently the most widespread are stands with running drums (roller stands). When testing on them, each wheel rests on two parallel rollers of small diameter. They are quite simple in design, compact, create high adhesion forces in contact between the tire and the roller, ensure a stable position of the car during traction tests, and allow testing in stable or dynamic modes, at different speeds.

In most cases, both wheels of one axle are tested simultaneously on the stand. Such stands are called single-axle. The stand layout is called symmetrical if the front and rear rollers are located at the same height, asymmetrical – otherwise. Often the front and rear rollers of each pair are connected to each other using a mechanical power transmission – chain or V-belt.

The design of the roller block must ensure the implementation of the specified traction force on the drive wheels during testing; a stable position of the car on the stand during testing; the ability of the car to leave independently after the end of the tests; and prevent increased tire wear during testing.

The article considers the conditions for the implementation of traction force, which are determined by the roller arrangement schemes (symmetrical and asymmetric) taking into account the angles between the vertical and the line connecting the centers of the wheel and rollers –  $\alpha$ , as well as taking into account the adhesion coefficient  $\varphi$ . The dependence of the load utilization coefficient  $q$  on the angle  $\alpha$  for different roller arrangement schemes is analyzed.

The interaction of the car with the stand in the running-in and loading modes was analyzed and mathematical models were developed to calculate the forces acting in the "wheel-roller" system. The analysis of the forces of interaction of the car with the stand was performed for roller arrangement schemes that do not have a mechanical transmission between the rollers and for a scheme with a mechanical transmission.

The values of the normal reactions  $N_1$  and  $N_2$  are necessary to determine the design parameters of the roller unit (calculations for the strength of the rollers, their shafts, selection of bearing supports, etc.). In addition, knowledge of the reactions  $N_1$  and  $N_2$  helps to optimally distribute the inertial masses between the rollers of the stand. To eliminate slipping of the wheels relative to the rollers, the total inertial mass must be distributed between the rollers of the stand in accordance with the distribution of the normal reactions.

**Keywords:** traction roller stand, maximum traction force, normal reaction, mathematical model, torque, load utilization factor.

*МАРМУТ Ігор Арнольдович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри інжинірингу систем автомобільного транспорту ім. М.Я. Говорушченка, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [mia2005.62@ukr.net](mailto:mia2005.62@ukr.net), <https://orcid.org/0000-0003-4661-1336>.

*ЗУЄВ Володимир Олександрович*, голова циклової комісії, викладач спеціальних дисциплін, Галицький фаховий коледж імені В'ячеслава Чорновола, м. Тернопіль, e-mail: [vlal.zuyev@gmail.com](mailto:vlal.zuyev@gmail.com), <https://orcid.org/0000-0002-0596-8630>.

*Ihor MARMUT*, Ph. D. in Engineering, Associate Professor of Motor Vehicle Transport Systems Engineering Department named after M.Ya. Govorushchenka, Kharkov National Automobile and Highway University, e-mail: [mia2005.62@ukr.net](mailto:mia2005.62@ukr.net), <https://orcid.org/0000-0003-4661-1336>.

*Volodymyr ZUIEV*, Chairman of the Cycle Committee, Teacher of Special Disciplines, Vyacheslav Chornovol Halych Vocational College, Ternopil, e-mail: [vlal.zuyev@gmail.com](mailto:vlal.zuyev@gmail.com), <https://orcid.org/0000-0002-0596-8630>.

Дата надходження статті до видання: 03.04.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 29.04.2026

<https://doi.org/10.36910/srt52b88>