

УДК 621.658.012.531

ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАНСМІСІЙ КОЛІСНИХ МАШИН НА ДІАГНОСТИЧНОМУ СТЕНДІ

І. В. Пшеничний

студент 5 курсу, група ПТМм-51, навчально-науковий механічний інститут
Науковий керівник – к.т.н., доцент М.В. Голотюк

*Національний університет водного господарства та природокористування,
м. Рівне, Україна*

В даній статті проведено дослідження трансмісій колісних машин на діагностичному стенді. Визначено сили в контактах колеса транспортного засобу з біговими барабанами в залежності від геометричних параметрів стенду і нормальним навантаженням на колесі машини.

Ключові слова: трансмісія, стенд, колесо, бігові барабани.

В данной статье проведено исследование трансмиссий колесных машин на диагностическом стенде. Определены силы в контактах колеса транспортного средства с беговыми барабанами в зависимости от геометрических параметров стенда и нормальной нагрузки на колесе машины.

Ключевые слова: трансмиссия, стенд, колесо, беговые барабаны.

This article studied the transmission wheeled vehicles for diagnostic stand. Determined force in the contact wheel vehicle with race drum depending on the geometrical parameters of the stand and normal load on the wheel of the car.

Keywords: transmission, stand, wheel, racing drums.

Вступ. При проектуванні, виробництві та експлуатації будь-якої колісної мобільної машини найбільш достовірної та всебічної її перевірки є різного роду випробування. Проте натурні (полігонні) випробування не тільки досить тривалі, а й часто залежать від різного роду випадкових суб'єктивних параметрів (погодні умови, характеристики дорожнього покриття і т.д.).

В Україні з її різноманітністю кліматичних умов найбільшого поширення отримують стендові випробування, що володіють рядом переваг: вони дозволяють прискорити процес дослідження і отримувати більш достовірні результати. Особливо незамінні стендові випробування у випадках, коли потрібні дослідження поведінки машини (її агрегатів і вузлів) в будь-яких специфічних або екстремальних умовах експлуатації. Істотна перевага стендових випробувань проявляється при дослідженні на надійність [1].

Широке поширення при випробуваннях колісних мобільних машин отримали стенди з біговими барабанами (роликові стенди). Вони використовуються в основному при оцінці тягово-швидкісних якостей машини і гальмівних систем (силові і інерційні роликові стенди), а також при обкатних випробуваннях і дозволяють імітувати навантажувальні режими роботи машини в реальних умовах експлуатації [3].

Як правило, гальмівні роликові стенди являють собою стаціонарні комплекси з зовнішніми навантажуючими пристроями (гідравлічними, електричними та ін), є складними і дорогими, а великі витрати потужності на випробування в таких стендах рівні необхідній потужності в силовому контурі колісної мобільної машини. Великі капітальні витрати при виготовленні таких стендів і високі поточні витрати, зумовлені наявністю зовнішніх джерел енергії, призвели до появи нових схем стендів, в яких навантаження випробуваного об'єкта

здійснюється шляхом введення внутрішніх кінематичних зв'язків. Виняток зовнішніх навантажувальних пристроїв за рахунок введення внутрішніх кінематичних зв'язків дозволяє спростити конструкції стендів, полегшити їх монтаж і переналагодження. Крім того, використання внутрішніх кінематичних зв'язків в роликівих стендах значно розширює діапазон їх використання, за рахунок виникнення замкнутих контурів з циркулюючої по них потужністю [4]. Наприклад, роликіві стенди з кінематично зв'язаними біговими барабанами дозволяють імітувати рух повнопривідної машини з кінематичною неузгодженістю ведучих осей, рух на повороті або косогорі. Однак відсутність методів проектування таких стендів і розрахунку режимів навантаження об'єктів випробувань гальмує розробку і впровадження їх конструкцій. Тому дослідження стендів з кінематично зв'язаними біговими барабанами і розробка методів їх проектування є актуальною науковою задачею.

Метою статті є удосконалення стендів з біговими барабанами шляхом застосування кінематичної зв'язку, визначення оптимальних режимів навантаження об'єкта випробувань.

Зазначена мета досягається вирішенням таких завдань дослідження: дослідити закономірності взаємодії коліс випробуваної мобільної машини з кінематично зв'язаними біговими барабанами; встановити залежність між силовими і кінематичними факторами в контактні колесо – бігові барабани; визначити оптимальні проектні значення передавальних відношень кінематичного зв'язку бігових барабанів у випробувальних стендах різного призначення.

Викладення основного матеріалу. Широке поширення замкнутих контурів у випробувальних стендах для оцінки надійності трансмісії (коробок передач) і позитивний ефект виникаючої в них циркуляції потужності навів на думку про поширення даного способу навантаження на роликіві стенди, що дозволить імітувати реальний рух повнопривідних машин. Створення замкнутого контуру в стендах барабанного типу можливо шляхом введення жорсткого кінематичного зв'язку між біговими барабанами, що забезпечує розлагодження їх кутових швидкостей обертання.

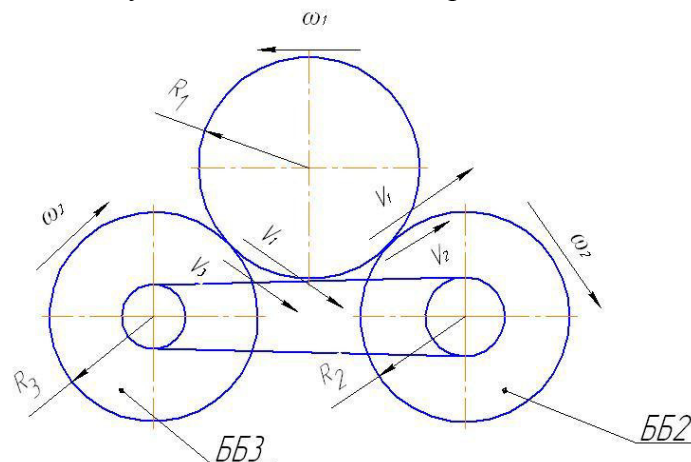


Рис. 1. Схема кінематичної взаємодії в стенді: ББ2 і ББ3 – бігові барабани, $\omega_1, \omega_2, \omega_3, V_1, V_2, V_3$ – кутова швидкість обертання і лінійні швидкості точок контакту колеса і бігових барабанів

На рис. 1 зображена розрахункова схема, на якій наведено лінійні швидкості точок у контактах колеса з біговими барабанами і кутові швидкості взаємодіючих тіл.

Очевидно, що введення кінематичної неузгодженості між біговими барабанами призведе до буксування в контактах колеса з барабанами. Під буксуванням розуміється втрата швидкості руху. Коефіцієнт буксування визначається формулою

$$\delta = \frac{V_T - V_D}{V_T} , \quad (1)$$

де V_T, V_D – теоретична і дійсна швидкості руху відповідно.

У разі позитивного значення коефіцієнта буксування ($\delta > 0$) відбувається явище «буксування». У разі негативного ($\delta < 0$) – явище «юз», коли коефіцієнт буксування нескінченна величина ($\delta > \infty$) – «ковзання».

За ведучу ланку приймаємо колесо машини. Тоді швидкість точки колеса в контакті буде рівна:

$$V_1 = \omega_1 \cdot R_1.$$

Швидкості точок бігових барабанів відповідно рівні:

$$V_2 = \omega_2 \cdot R_2 \quad \text{і} \quad V_3 = \omega_3 \cdot R_3.$$

Буксування колеса в контактах знаходиться в контакті колесо-ББ2 та колесо-ББ3 відповідно:

$$\delta_{12} = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = \frac{\omega_1 \cdot R_1 - \omega_2 \cdot R_2}{\omega_1 \cdot R_1}, \quad (2)$$

$$\delta_{13} = \frac{V_1 - V_3}{V_1} = \frac{\omega_1 \cdot R_1 - \omega_3 \cdot R_3}{\omega_1 \cdot R_1}. \quad (3)$$

Бігові барабани зв'язані між собою жорстким кінематичним зв'язком з передаточним відношенням

$$i = \frac{\omega_3}{\omega_2}, \quad (4)$$

де ω_2, ω_3 – кутові швидкості обертання бігових барабанів.

Прийнявши в якості ведучої зірочку ланцюгової передачі, на яку реалізується більший момент, незалежно від того, в який бік буде здійснюватися обертання колеса машини, ведучим для ланцюгової передачі буде біговий барабан ББ2.

Виразимо кутові швидкості бігових барабанів із (2) і (3):

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \cdot R_1 (1 - \delta_{12})}{R_2} \quad \omega_3 = \frac{\omega_1 \cdot R_1 (1 - \delta_{13})}{R_3}.$$

Підставимо тепер ці значення в (4):

$$i = \frac{(1 - \delta_{13}) \cdot R_2}{(1 - \delta_{12}) \cdot R_3}. \quad (5)$$

Отриманий вираз (5) відображає зв'язок між передаточним відношенням внутрішнього кінематичного зв'язку і коефіцієнта буксування в контактах.

При силовому аналізі взаємодії колеса транспортного засобу та бігових барабанів вважаємо, що в контакті колеса з біговими барабанами діють сили сухого тертя. Їх основні властивості:

- в діапазоні робочих швидкостей сили тертя не залежать від швидкості руху;
- залежать від властивостей контактних поверхонь;
- прямо пропорційні нормальній силі притиснення тіл дотику

$$F_{TP} = N \cdot \varphi \quad (6)$$

де N – нормальна сила притиснення взаємодіючих тіл; φ – коефіцієнт тертя.

Сили тертя завжди спрямовані у зворотний бік відносно швидкості руху.

При розгляді кочення колеса велике практичне значення має не швидкість ковзання, а коефіцієнт ковзання (буксування) колеса, який визначається за рівнянням (1).

Залежність коефіцієнта тертя (зчеплення) від буксування має тенденцію спочатку різко зростати до деякого значення φ_{max} потім при зростанні ковзання трохи знижується і далі асимптотично наближається до деякого значення φ_d . Якісний вигляд залежності сили тертя (коефіцієнта тертя) від коефіцієнта буксування δ колеса з еластичною шиною показаний на рис. 2.

Максимальний коефіцієнт зчеплення на твердих опорних поверхнях зазвичай відповідає 10-15%-ому буксуванню колеса і називається коефіцієнтом зчеплення в стані спокою φ_{max} . Цей пік коефіцієнта зчеплення пояснюють зривом ґрунту, після якого

починається буксування. З ростом буксування величина коефіцієнта зчеплення (сили тертя) поступово стабілізується на значення тертя руху φ_d . Для більшості стандартних шин коефіцієнт тертя руху на 20-25% менший коефіцієнта тертя в стані спокою. Лінійну ділянку до значення φ_{max} пояснюють пружною деформацією в контакті, за відсутності ковзання. На ділянці падіння коефіцієнта тертя з φ_{max} до φ_d – часткове ковзання, а коли $\varphi = \varphi_d = const$ – повне ковзання всієї опорної поверхні шини.

Часто залежність, представлєну на рис. 2, пояснюють пружними властивостями ґрунту, а зовсім не шини.

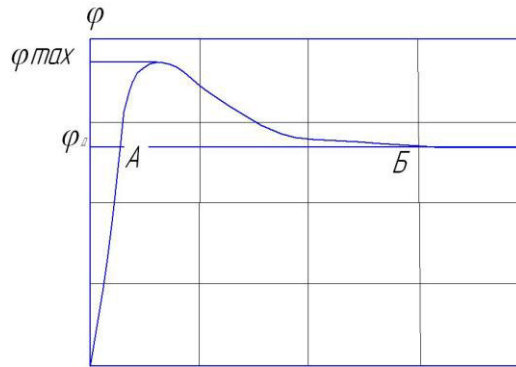


Рис. 2. Залежність зміни питомої сили тертя від буксування

Залежність такого виду (рис. 2) можна описати різними функціями. Але найбільшого поширення при описі взаємодії рушія з ґрунтом отримала формула В.В. Кацигіна, в силу простоти і найменшого числа емпіричних коефіцієнтів. Надалі формула була вдосконалена Трояновською І.П. [2], шляхом заміни абсолютного переміщення на відносне (коефіцієнт буксування):

$$\varphi = \varphi_d \left(1 + \frac{\chi}{ch\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)} \right) \cdot th\left(\frac{\delta}{\lambda}\right), \quad (7)$$

де $\chi = \varphi_{max}/\varphi_d$ – коефіцієнт, що характеризує відношення максимального значення коефіцієнта спокою до коефіцієнта зчеплення руху; λ – коефіцієнт, що характеризує положення максимального коефіцієнта зчеплення.

Наведена залежність (7) перевірена і може бути застосована при описі взаємодії пневматичної шини з опорною поверхнею ґрунту. Однак, питання про збереження цієї залежності стосовно взаємодії в контакті колеса з біговими барабанами (інша пляма контакту і закон розподілу нормального тиску) поки залишається відкритим і потребує перевірки.

Висновки. 1. Запропоновано новий спосіб навантаження колісних машин, який заключається в створенні у випробувальному стенді замкнутого силового контуру, утвореного кінематичним зв'язком між біговими барабанами і колесами випробуваної колісної мобільного машини.

2. Отримано основні рівняння зв'язку в системі колесо – бігові барабани.

3. Встановлена залежність, що дозволяє визначити нормальну силу в контактах колеса транспортного засобу з біговими барабанами в залежності від геометричних параметрів стенду і нормальним навантаженням на колеса машини.

Список використаних джерел:

1. Борц А. Д. Діагностика технічного стану автомобіля / А. Д. Борц, Я. Х. Закин, Ю. В. Иванов – М. : Транспорт, 1979. – 160 с. 2. Газарян А. А. Технічна експлуатація, обслуговування і ремонт автотранспортних засобів: Практичні рекомендації та нормативна база / А.А. Газарян. – М., 2000. 3. Жердицький М. Т. Автосервіс і фірмове обслуговування автомобілів : навчальний посібник / М. Т. Жердицький, В. З. Русаков, А. А. Голованов. – Новочеркаськ : Вид-во ЮРГТУ (НП), 2003. – 123 с. 4. Арзамаскин Н. Маленький аспект великого Інтернету / Н. Арзамаскин //АБС. Автомобіль і сервіс. – 2000. – № 8. – С. 42-13.