

Винахід належить до випробувальної техніки, а саме стосується пристроїв контролю якості фрикційних пар гальмівних механізмів автомобілів (трибометрії контакту фрикційних пар).

Відомий [1] випробувальний стенд, на якому встановлено дисковий гальмівний механізм. Стенд має інерційну масу, вал, що пов'язує інерційну масу з ротором (гальмівним диском) дискового гальмівного механізму. На стенді встановлено датчики температури фрикційних поверхонь, гальмівного моменту та сили, що притискає гальмівні колодки до гальмівного диска.

Недоліком відомого [1] технічного рішення є те, що воно не дозволяє визначити окремо середній коефіцієнт тертя $\bar{\mu}$ та середній радіус тертя $\bar{R}$ при проведенні трибометричних випробувань фрикційних пар дискових гальмівних механізмів. Після вимірювання гальмівного моменту M_T , зусилля N , що притискає гальмівні колодки до гальмівного диска визначають доданок

$$\bar{\mu}\bar{R} = M_T / (N z), \quad (1)$$

де z - кількість поверхонь тертя, $z=2$.

Найбільш близьким технічним рішенням є дисковий гальмівний механізм [2], що складається з гальмівного диска, пов'язаного з інерційною масою, за допомогою вала зі встановленими на ньому датчиками крутного моменту, а також скоби зі встановленими в ній робочими циліндрами з датчиками тиску робочої рідини та гальмівними колодками, причому скоба пов'язана з супортом за допомогою циліндричного шарніра із забезпеченням можливості кутового руху у площині обертання гальмівного диска. Це рішення дає можливість у подальшому визначати реактивний момент M_R , що діє на скобу збоку гальмівного диска.

Недоліком найбільш близького технічного рішення є те, що з його допомогою також неможливо визначати такі триботехнічні параметри контакту фрикційних пар, як середній коефіцієнт тертя $\bar{\mu}$ та середній радіус тертя $\bar{R}$ при трибометричних випробуваннях.

В основу винаходу поставлено задачу створення дискового гальмівного механізму-стенда, що дозволяє при трибометричних випробуваннях фрикційних пар проводити окреме визначення параметрів $\bar{\mu}$ та $\bar{R}$.

Поставлена задача вирішується тим, що в дисковому гальмівному механізмі-стенді для трибометрії фрикційних пар, що складається з гальмівного диска, зв'язаного з інерційною масою за допомогою вала, скоби зі встановленими робочими циліндрами та гальмівними колодками, яка має можливість переміщення в площині обертання гальмівного диска відносно осі циліндричного шарніра. Для обмеження свободи кутового руху скоба з'єднується з супортом через динамометричний елемент, виконаний з можливістю вимірювання діючого на нього зусилля від реактивного моменту, що діє на скобу.

Таким чином, винахід забезпечує можливість окремого визначення коефіцієнта тертя та середнього радіуса тертя в процесі випробувань, що підвищує точність трибометричних досліджень.

На кресленні наведено схему дискового гальмівного механізму-стенда для трибометричних випробувань фрикційних пар, де 1 - скоба, 2 - динамометричний елемент, 3 - гальмівний диск, 4 - вал, 5 - робочий циліндр.

Дисковий гальмівний механізм-стенд працює наступним чином. Перед початком роботи на дисковому гальмівному механізмі-стенді встановлюють гальмівний диск 3 та гальмівні колодки з фрикційним матеріалом, які потребують трибометрії в парі з матеріалом гальмівного диска 3. Гальмівний диск 3 зв'язаний валом 4 з інерційною масою, яка моделює частину маси автомобіля.

Після розгону гальмівного диска 3 загальмовують дисковий гальмівний механізм-стенд шляхом подачі тиску P робочої рідини від головного гальмівного циліндру (ГГЦ) в робочий циліндр 5. Під тиском P робочої рідини у робочому циліндрі 5 гальмівні колодки з фрикційними накладками натискають на фрикційну поверхню гальмівного диска 3 і створюється гальмівний момент M_T , який діє на гальмівний диск в сторону, протилежну напрямку обертання гальмівного диска. Відповідно, на скобу 1 з боку гальмівного диска 3 діє реактивний момент M_R . Момент M_R зрівноважується моментом від зусилля P_d , що діє на скобу 1 з боку динамометричного елемента 2. В процесі випробувань вимірюються сила P_d на динамометричному елементі 2, гальмівний момент M_T на валу, що зв'язує гальмівний диск 3 з інерційною масою, а також - тиск P робочої рідини в робочому циліндрі 5. За результатами вимірювань визначають показники $\bar{R}$ і $\bar{\mu}$ для фрикційних пар, що проходять трибометричні випробування за наступними формулами:

$$\bar{\mu} = \frac{M_T - P_d \cdot l}{P F \cdot Z \cdot Y} ; \quad (2)$$

$$\bar{R} = \frac{Y}{1 - \frac{P_d \cdot l}{M_T}} , \quad (3)$$

де Y - вертикальна координата розташування осі O повороту скоби 1 відносно осі гальмівного диска 3 (див. кресл.);

l - відстань від осі O повороту скоби 1 до лінії дії зусилля P_d .

Використання запропонованого технічного рішення дозволить підвищити активну безпеку автомобілів за рахунок більш якісного підбору фрикційних пар гальмівних механізмів.

Джерела інформації:, що прийнято до уваги:

1. Wojciech Sawczuk, Agnieszka Merkisz-Guranowska Dariusz, etc. Investigation and Modeling of the Weight Wear of Friction Pads of a Railway Disk Brake// Materials 2022,15,6312 <https://doi.org/10.3390/ma1586312>

2. А.С. СРСР №889505, МКИ В60Т 8/04.

