УДК 629.4.016

**Кравченко К.О.1, науковий співробітник кафедри**

 **транспорту та підйомно-транспортних машин, к.т.н., доцент**

**Герліці Юрай1, завідувач кафедри транспорту**

 **та підйомно-транспортних машин, к.т.н., доцент**

**Лак Томаш1, доцент кафедри транспорту**

 **та підйомно-транспортних машин, к.т.н., доцент**

**Кравченко О.П.2, професор кафедри автомобілів**

**та транспортних технологій, д.т.н. професор**

*1Жилінський університет (м. Жиліна, Словаччина);*

*2Державний університет «Житомирська політехніка»*

**СТЕНД ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ОПОРУ ПОВІТРЯ**

**ПРИ ОБЕРТАННІ ГАЛЬМОВИХ ДИСКІВ**

На сьогодні більшість транспортних засобів використовують дискові гальмівні механізми. Така конструкція має гарні показники надійності, забезпечує отримати ефективний метод гальмування та являється зручною у проведенні технічного обслуговування механізму. Удосконалення конструкції дискових елементів забезпечує підвищення ефективності гальмівних властивостей транспортних засобів і потребує додаткового обладнання для проведення досліджень [1].

Від ефективного гальмування залежить безпека транспортного засобу; проте, при обертанні тормозних дисків виникає аеродинамічний опір за рахунок руху повітря в вентиляційних каналах. Це явище відноситься до негативних факторів, що збільшують опір руху транспортного засобу.

Для оцінки опору повітря, який створюється в вентиляційних каналах гальмівних дисків розроблена конструкція стенду [2], яка складається з двох опор 1 та 2, на яких встановлені ідентичні електродвигуни 3, 4 постійного струму на постійних магнітах. Електродвигун 3 жорстко закріплений на опорі 1, електродвигун 4 закріплений з можливістю руху в осьовому напрямку по канавках 5 опори 2 (рис. 1, а). На опори 1 та 2 через підшипники 6 установлена вісь 7 імітаційної колісної пари з гальмівним диском 8. З одного боку, вісь 7 з'єднана через пружне зчеплення 9 з електродвигуном 3. Вісь 7 з'єднана з електродвигуном 4 через магнітно-радіальне зчеплення 10, яке містить внутрішній диск 11 і зовнішній диск 12. Електрична схема для визначення опору повітря при русі гальмівних дисків містить: джерело струму 13, амперметр 14, вольтметр 15, перемикач 16 і датчик обертів 17 (рис. 1, б).



Рисунок 1 - Схема стенду для дослідження опору повітря при обертанні гальмівних дисків

Спосіб дозволяє визначення опору повітря при обертанні гальмівних дисків, який полягає в отриманні потужності опору повітря залежно від моменту інерції елементів обертання та уповільнювання при русі досліджуваних гальмівних елементів по інерції. Величина опору розраховується залежно від параметрів електродвигуна постійного електричного струму на постійних магнітах. Одночасно вимірюються параметри для визначення потужності та ефективності роботи електродвигуна залежно від умов випробування (температури, динаміки). На першому етапі включають джерело електричного струму та встановлюють необхідну напругу залежно від швидкості руху, яку необхідно досліджувати. Перемикач переведений на перший електродвигун, обертальний момент від першого електродвигуна передається на вісь імітованої колісної пари з гальмівним диском через пружне зчеплення. На другому етапі чекають встановленого рівномірного руху гальмівного диска; на третьому етапі з амперметра, вольтметра та датчика оборотів зберігаються значення струму, напруги та оборотів; четвертий етап - перемикач переводиться в положення другого електродвигуна, одночасно пересувається другий електродвигун в канавках опори для з'єднання внутрішнього та зовнішнього дисків магнітно-радіального зчеплення, при цьому рух гальмівного диска та електродвигуна забезпечується другим електродвигуном, перший електродвигун генерує напругу за рахунок механічного з'єднання з віссю імітованої колісної пари, яка працює від другого електродвигуна. П'ятий етап - записуються дані з датчика оборотів, вольтметра (індукована напруга та кутова швидкість). Далі виконується розрахунок ефективності роботи першого електродвигуна в даному тепловому та динамічному стані і виконується розрахунок опору повітря при русі гальмівного диска.

Конструкція стенду дозволяє отримати:

- наближення умов проведення досліджень до реальних умов експлуатації;

- підвищення точності вимірювання опору повітря при обертанні гальмівного диска, урахуванням параметрів механічної частини вимірювального обладнання;

- оцінювання на стадії проектування ефективності конструкції вентиляційних каналів гальмівних дисків та їх вплив на опір руху транспортного засобу та зниження витрат на виготовлення натурного зразка гальмівного диска.

Визначення опору повітря при обертанні гальмівних дисків полягає в виконанні наступного технологічного процесу:

- увімкнути джерело струму 13 та встановити необхідну напругу в залежності від швидкості руху, яку необхідно досліджувати. При цьому перемикач 16 переведений на електродвигун 3. Обертаючий момент від електродвигуна 3 передається на вісь 7 імітованої колісної пари з гальмівним диском 8 через пружне зчеплення 9. Вісь 7 імітованої колісної пари встановлена на опори 1 та 2 через підшипники 6. Разом із віссю 7 імітованої колісної пари обертається встановлений на ній внутрішній диск 11 магнітно-радіального зчеплення 10;

- чекати встановлений рівномірний рух гальмівного диску 8;

- з амперметру 14, вольтметру 15 та датчику обертів 17 зберегти значення електричного струму I (A), напруги U (В) та обертів *ω* (рад/сек);

- перемикач 16 перевести в положення електродвигуна 4. Одночасно пересунути електродвигун 4 в канавках 5 опори 2 для з’єднання внутрішнього диску 11 та зовнішнього диску 12 магнітно-радіальне зчеплення 10. При цьому рух гальмівного диску 8 та електродвигуна 3 забезпечується електродвигуном 4. Електродвигун 3 генерує напругу за рахунок механічного з’єднання з віссю 7 іменованої колісної пари, яка працює від електродвигуна 4;

- зафіксувати дані з датчику обертів 17, вольтметру 15 (індуковану напругу Uі (В) та кутову швидкість *ωi* (рад/сек));

- виконати розрахунок ефективності роботи *η* електродвигуна 3 в вибраному тепловому та динамічному стані за формулою:

$η=\frac{U\_{i}⋅ω}{U⋅ω\_{i}}$, (1)

де *U* - напруга, В;

*Ui -* індукована напруга, В;

*ω* - кутова швидкість, рад/сек;

*ωi -* кутова швидкість, яка вимірюється відповідно п. 4, рад/сек.

- виконати розрахунок опору повітря *Р* (Вт) при обертанні гальмівного диску за формулою:

$P=U⋅I⋅η.$ (2)

**Висновки.** Використання запропонованого способу дозволить наблизити умови проведення досліджень до реальних умов експлуатації, підвищити точність вимірювання опору повітря при обертанні гальмівного диску, урахуванням параметрів механічної частини вимірювального обладнання. Використання запропонованого способу дозволить на стадії проектування оцінювати ефективність конструкції вентиляційних каналів гальмівних дисків на опір руху транспортного засобу та, тим самим, знизити витрати на виготовлення натурного зразку гальмівного диска.

**Література**

1. Carlos E. and Ferro E. Technical Overview of Brake Performance Testing for Original Equipment and Aftermarket Industries in The US and European Markets / Link Tech. Rep. FEV2005-01, 2005, pp. 1–27.
2. Кравченко К.О., Хаусер В., Герліці Ю. та ін. Спосіб визначення опору повітря при русі гальмівних дисків. Патент на винахід № 121929. 10.08.2020. Бюл. № 15

УДК 629.113

**Сахно В.П., завідувач кафедри автомобілів, доктор технічних наук, професор**

**Ященко Д.М., доцент кафедри автомобілів, кандидат технічних наук**

**Диких О.В., аспірант кафедри автомобілів**

*Національний транспортний університет*

**ДО ВИБОРУ ТИПУ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ ПРИ МОДЕРНІЗАЦІЇ БТР-70**

Внутрішні війська МВС України укомплектовані переважно БТР-60 та БТР-70 [1]. Слід мати на увазі те що, БТР-60 ПБ, БТР-70, БТР-80, а також БРДМ-2 є машинами російського виробництва, їх використання в Національній гвардії України, після виготовлення достатньої кількості бронемашин українського виробництва буде припинено. Проте, на сьогодні актуальним залишається питання модернізації цих машин [2].

Виготовлення та модернізація спеціальної колісної техніки (СКТ) повинні проводитися з додержанням затверджених вимог, зокрема таких як максимальна швидкість руху по шосе – не менше 85-100 км/год; мінімальна стійка швидкість – 2-3 км/год; максимальний динамічний фактор на нижчій передачі у коробці передач (КП) та додатковій коробці передач (РК) – 0,7-0,9, а на прямій передачі – 0,06-0,15; вага буксируємого причепа до 70 % від повної маси автомобіля; середня швидкість руху по дорогам з твердим покриттям – 40-50 км/год, по ґрунтовим – 30-40 км/год; середня швидкість руху по дорогам, які розмоклі та засніжені або колонним шляхам – 15-20 км/год; впевнено подолання труднопрохідних ділянок місцевості; подолання крутих підйомів до 350, затяжних спусків, косогорів до 250 , порогових перешкод висотою 0,8-1,0 та ровів шириною 1,0-1,3 радіуса колеса [3]**.**

Перелічені вимоги повинні виконуватися як при модернізації спеціальної колісної техніки, так і при її переобладнанні. Модернізація включає заміну системи двигун-трансмісія існуючої моделі, яка включає в себе два двигуни ЗМЗ-4905 і дві механічні чотириступеневі коробки передач і двоступеневі додаткові коробки передач, головну передачу і колісні редуктори, на більш сучасну і прогресивну. Окрім механічних та гідромеханічних передач при модернізації СКМ використовують і інші моторно-трансмісійні установки, такі як гібридна електромеханічна трансмісія і гідромеханічна трансмісія з мікропроцесорною системою автоматичного управління [4], електро-механічну трансмісію і чисто електричну трансмісію [5-6], кожна з яких має свої переваги і недоліки, які потрібно враховувати при модернізації СКТ.

 При переобладанні СКТ заміні підлягають, як правило, тільки двигуни базової машини. Сама ідея подібної модернізації техніки в Україні не нова і до початку бойових дій на Донбасі вже були вдало реалізовані проекти на ДП “Миколаївський бронетанковий завод” під назвою БТР-7(БТР-70Ді) тоді штатні силові установки замінили 2 двигунами FPT IVECO Tector Р4 потужність 150 к.с. кожний, що на 30 к.с. більше ніж в рідного двигуна марки ГАЗ. Також були і інші варіації ремоторизації машини, так вітчизняний ХБКМ ім. Морозова у середені 2000-х років представив БТР-70 з встановленим двигуном вітчизняного виробництва УТД-20 на бронетранспортер [7].

Можна вважати, що описаний вище досвід був зважений спеціалістами ДП «Житомирський бронетанковий завод»  та обрано варіант з встановленням на вже існуючу агрегатну базу дизелів виробництва марки General Motors та потужністю 140 к.с. [7].

Як при модернізації, так і при переобладнанні СКТ не до кінця вирішеним є питання потужності силової установки, яка задовольнила б усім вимогам, що висуваються до подібної техніки, та її розподіл між двома двигунами.

Потрібну ефективну потужність двигуна автомобіля визначають за вказаними величинами максимальної швидкості руху $V\_{max}$ і коефіцієнта опору кочення *fv* із рівняння потужнісного балансу при русі автомобіля з максимальною швидкістю:

$N\_{v}η\_{m}=\frac{f\_{v}G\_{a}V\_{max}+K\_{B}FV\_{max}^{3}}{1000}=N\_{оп}$, $кВт$ (1)

де *fv* - коефіцієнт опору дороги за максимальної швидкості $V\_{max}$ автомобіля;

*Ga* – сила тяжіння від повної маси автомобіля, Н;

*КВ*- коефіцієнт опору повітря, Н×с2/м4;

$F$ - площа Міделя (для автомобілів приймається рівною площі проекції автомобіля на площину, що перпендикулярна його поздовжній осі),

$F$ =В×Н, ; В – колія, Н – висота автомобіля;

*η*m – коефіцієнт корисної дії трансмісії автомобіля.

Для забезпечення швидкості руху автомобіля 25 м/с (90 км/год) потужність *N*оп складе 129 кВт, а при русі зі швидкістю 30 м/с (108 км/год) – 200 кВт.

Для СКТ дуже важливим параметром є механічний коефіцієнт корисної дії (ККД), який залежить від кількості і властивостей кінематичних пар, що передають механічну енергію від колінчастого валу двигуна до ведучих коліс автомобіля:

$η\_{m}=η\_{kn}×η\_{рк}×η\_{крп}×η\_{гп}×η\_{кр}$, (2) де $η\_{m},η\_{kп},η\_{рк},η\_{крп},η\_{гп},η\_{кр}$- відповідно ККД трансмісії, коробки передач, роздавальної коробки, карданного шарніру, головної передачі, колісного редуктора.

У роботі [8] пропонується ККД трансмісії визначати за виразом

$η\_{m}=0,98^{k}0,97^{l}0,995^{m}0,999^{n}$, (3)

де $k$ - кількість пар циліндричних шестерень, через які передається в трансмісії крутний момент, коли автомобіль рухається на певній передачі; $l$ - кількість пар конічних (гіпоїдних) шестерень у трансмісії; $m$ - кількість карданних шарнірів у трансмісії; $n$ - кількість шліцевих з'єднань у трансмісії.

Для трансмісії БРТ при роботі одного двигуна *ηт*=0,837, а при роботі двох двигунів *ηт*=0,701.

Таким чином, при роботі двох двигунів сумарна їх потужність повинна бути не меншою *N*∑ за швидкості 25 м/с – 184 кВт, а за швидкості 30 м/с – 285 кВт. Разом з тим, при роботі тільки одного двигуна з приводом тільки на два мости необхідна потужність складе: за швидкості 25 м/с – 154 кВт, що може забезпечити двигун DEUTZ TCD2013 L44V потужністю 161 кВт при частоті обертання 2300 хв-1. За потужності 154 кВт момент, що реалізується на ведучих колесах, визначиться як

$M\_{k}=\frac{1000×N\_{k}×r\_{k}}{v\_{a}}=$2737 Нм (4)

При цьому тягова сила на ведучих колесах складе *Р*т=5164 Н і достатньо тільки однієї ведучої осі для її реалізації ($P\_{т}\leq P\_{φ}=M\_{o}×g×φ=$17640 Н, де *М*о – маса машини, що приходиться на одну вісь, *М*о=3000 кг, g – прискорення вільного падіння, *ϕ* - коефіцієнт зчеплення, *ϕ=*0,6). З цього можна зробити висновок, що рух з максимальною швидкістю може бути забезпечено при передачі потужності тільки на дві осі машини. Разом з тим, і трансмісія за своїми кінематичними параметрами повинна забезпечити рух автомобіля з максимальною швидкістю. Заміна бензинового двигуна на дизель з меншою частотою обертання колінчастого валу двигуна потребує корекції трансмісії.

Другим обмежуючим фактором для машини, що розглядається, є подолання автомобілем максимального підйому (трансмісія автомобіля залишається незмінною). За технічних вимог величина максимального підйому складає 300. При цьому сила опору підйому визначиться як

$P\_{h}=G\_{a}×\sin(α)$, (5)

а сила опору дороги $P\_{ψ}=P\_{h}+P\_{f}=G\_{a}×\sin(α)+G\_{a}×\cos(α)×f$.

За кута підйому 300 реальна дорога може бути тільки грунтовою, для якої опір кочення можна прийняти рівним *f*=0,03...0,035 (коефіцієнт зчеплення 0,4...0,5) [8]. Тоді сила опору дороги складе *Р*ψ=61804 Н, а необхідна потужність при русі зі швидкістю 5 км/год *N*ψ=85,84 кВт, тобто визначальною є потужність, що визначена за умови руху автомобіля з максимальною швидкістю.

Окрім руху з максимальною швидкістю силова установка автомобіля повинна забезпечити і можливість руху в складних дорожніх умовах, для руху в яких максимальний динамічний фактор на нижчій передачі у КП та РК повинен бути в межах Дмах=0,7-0,9. За незмінної трансмісії БТР максимальний динамічний фактор визначиться як:

$D\\_мах=(Р\\_мах-Р\\_п)/G\\_a $, (6)

$Р\_{мах}=\frac{Mm\_{k1}\_{pkн}\_{0}\_{кр}\_{emax}}{r\_{d}}$, (7)

$P\_{п}=k\_{v}FV^{2}$. (8)

За швидкості до 5 м/с силу опору повітря можна не враховувати. Тоді

$P\_{мах}=Da\_{max}$,

що забезпечується при роботі тільки одного двигуна.

При русі в складних дорожніх умовах при значних величинах опору руху і відносно низьких коефіцієнтів зчеплення (ψ=0,3; ϕ=0,4 – грунтові дороги у період бездоріжжя [8]) автомобіль повинен бути повнопривідним. Зважаючи на те, що для повноприводного автомобіля у даних умовах сила опору руху менше за силу зчеплення, то необхідний крутний момент на колесах кожної осі повинен визначатися за умови подолання опору руху. Сила опору руху визначиться як

$P\_{ψ}=ψa\_{2}\_{max}$, (9)

де *G*a2 – навантаження на дві інші осі автомобіля, *G*a2=6000 кг.

Приймаючи нормальні опорні реакції на усіх осях автомобіля однаковими (без урахування перерозподілу нормальних опорних реакцій на осях автомобіля), отримаємо

*Р*ψ=0,3×6000×9,8=17640 Н,

а необхідний крутний момент на обох осях - *М*ψ= *Р*ψ×*r*d= 9349,2 Нм.

За однієї і тієї трансмісії крутний момент, що створюється другим двигуном визначиться як

$M\frac{M\_{ψ}}{η\_{m}×u\_{k1}×u\_{pkн}×u\_{0}×u\_{кр}}\_{emax}$=111,2 Нм (10)

За умови установки на автомобілі двигунів однієї фірми з однаковими частотними параметрами як для потужності, так і крутного моменту, у якості додаткового можна прийняти двигун D 914L3 потужністю 43 кВт за частоти обертання 2300 хв-1 і максимального крутного моменту 204 Нм за частоти обертання 1700 хв1.

Сумарна потужність двох двигунів складе 204 кВт, тобто на 26 кВт менше за потужність двох двигунів Д245.30Е2, проте задані показники тягово-швидкісних властивостей забезпечуються.

Для остаточного прийняття рішення стосовно заміни двигунів необхідно визначити і інші показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності БТР-70 при установці різних типів двигунів, а також визначитися з передаточними відношеннями механізмів трансмісії.

 **Висновки.** Розглянуті варіанти переобладнання БТР-70. Показано, що одним із можливих варіантів заміни штатних двигунів ЗМЗ-4905 є варіант установки двох дизелів фірми DEUTZ різної потужності. При цьому потужність (161 кВт ) від основного двигуна DEUTZ TCD 2013 L4 4V передається тільки на першу і третю вісь, збільшуючи ККД трансмісії до 0,837, шо забезпечує режим руху з максимальною швидкістю. Другий двигун D 914L3 потужністю 43 кВт поряд з першим двигуном забезпечує рух БТР в складних дорожніх умовах при значних величинах опору руху і відносно низьких коефіцієнтів зчеплення (ψ=0,3; ϕ=0,4 – грунтові дороги у період бездоріжжя).

Сумарна потужність двох двигунів складе 204 кВт, що на 26 кВт менше за потужність двох двигунів Д245.30Е2, проте задані показники тягово-швидкісних властивостей забезпечуються.

**Література**

1. Р. І. Топчій. Формування підходів до системи оцінювання умов експлуатації бронетехніки шляхом впровадження енергетичних характеристик транспортного потоку/Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України. 2013. Ви. 1 (21). – С. 67 333.

2. С.П. Мазні, Г.М. Маренко, А.Г. Скиба, В.М. Франкова Пропозиції щодо вдосконалення конструкції бронетранспортерів Національної гвардії України/ Міжвузівський збірник "НАУКОВІ НОТАТКИ". Луцьк, 2017. Випуск № 60 (111). – С.156-160.

3. Літвінов О.В. Експериментальне оцінювання показників динаміки та опору руху спеціалізованої колісної техніки/Механіка та машинобудування, 2017, №1, с.278-288

4. Стримовский С.В., Слюсаренко Ю.А., Соловьев В.М. Анализ трансмиссий современных легкобронированных колесных военных машин и их влияние на параметры подвижности/ Інтегровані технології та енергозбереження 3’2014. С 97-110.

5. Волонцевич Д.О., , Ключка Р.В., Собко А.П., Стримовский С.В. Анализ режимов работы гибридной силовой установки с электромеханической трансмиссией на перспективном колесном бронетранспортере/Інтегровані технології та енергозбереження 4’2018. – С.34-47.

6. Д. О. Волонцевич, Є. О. Веретенников, Я. М. Мормило, А. С. Яремченко, В. О. Карпов Тяговый баланс перспективного колесного бронетранспортера с электромеханической трансмиссией// Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – No 5 (1227). – С. 168–172.

7.<http://www.ukrrudprom.com/digest/Radikalnaya_modernizatsiya_Kak_iz_starogo_>sovetskogo\_BTR

8. Сахно В.П. та ін. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В 3 ч. Ч 1. Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобів: [навчальний посібник] /В.П.Сахно, А.П.Костенко, М.І.Загороднов та ін. – Донецьк: Вид-во «Ноулідж» (донецьке відділення), 2014. – 444 с.

9. С.П. Мазін, Г.М. Маренко, А.Г. Скиба, В.М. Франков Пропозиції щодо вдосконалення конструкцій бронетранспортерів Національної гвардії України /Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ». Луцьк, 2017, Випуск №60. С. 156-160