

С.В. Лисенко, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м.Кропивницький, Україна
e-mail: sv07091976@gmail.com

Вплив трибологічної ефективності ресурсовизначальних спряжень деталей трансмісії на експлуатаційну надійність транспортних машин

В даній роботі розглянуто умови трибологічної ефективності спряжень дисків трансмісії ТМ, як ресурсовизначальних деталей та її вплив на експлуатаційну надійність машин. Обґрунтовано зміну гідродинамічного тертя, витрат оливи, виносна здатність оливи обертовими дисками як в ламінарному, так і турбулентному режимах потоку трансмісійної оливи. Розглянуто характер скидання оливи з робочої поверхні диска в ламінарному та турбулентному режимах.

Обґрунтована залежність моменту гідродинамічного опору від ряду впливових параметрів, а також відносного моменту опору у мультиплікативному модельному представленні через критеріальні безрозмірні комплекси. З'ясована сукупність процесів, що протікають в трибоспряженні дисків в залежності від кутової швидкості їх обертання за виділеними п'ятьма зонами. Показано, що ефективність і надійність трансмісії ТМ залежить від сумарної сили тертя, що діє на трибоспряження дисків, навантаження та умов роботи.

трибологічна ефективність, спряження дисків, гідродинамічний опір, виносна здатність, ламінарний режим, турбулентний режим, трансмісія, транспортна машина, експлуатаційна надійність

Постановка проблеми. У трансмісіях транспортних машин (ТМ) широко використовуються трибоспряження "металокерамічні диски (МКД)-сталеві диски", що працюють у оливі. За допомогою цих трибоспряжень, здійснюється управління рухом ТМ: з місця, перемикавання передач, повороти і гальмування [1,2].

Трибоспряження дисків є одним із найбільш навантажених деталей трансмісії: кількість їх включень на 1000 км пробігу досягає 12000...13000, а за одне включення час буксування може становити 0...4,5 с. При цьому питома робота тертя становить – 6,8...7,2 МДж/м², зношування – (3...5)·10⁻³ мм, збільшення температури на поверхні тертя – 130...150 °С. Характерними для трибоспряжень деталей трансмісій є умови їх роботи: контактний тиск – від 1,4 до 6,2 МПа; початкова швидкість ковзання – до 70...75 м/с. Навантаженість трибоспряжень дисків трансмісій ТМ суттєво залежить від їх режимів роботи. Через відмінності в умовах експлуатації ТМ навіть при однакових трансмісіях, ресурси трибоспряжень деталей відрізняються в кілька разів [3].

Підвищення вимог до довговічності та несучої здатності дисків тертя змушує шукати шляхи покращення функціональних характеристик спряження деталей та подовження їх ресурсу. Один із перспективних напрямів є удосконалення умов змащування трибоспряжень деталей.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Найбільш характерними видами відмов трибоспряжень дисків, що працюють в оливі, наступні: підвищений знос, короблення, усадка, руйнування сталеві основи та спікання дисків. Граничні значення зносу передусім залежить від умов формування та відновлення оливного шару між спряженими поверхнями тертя. Ці умови забезпечуються наявністю на поверхнях МКД мастильних канавок глибиною до 0,6 мм [3,4]. При інтенсивному зношуванні цьому

канавки практично зникають, що погіршує змащування дисків. В подальшому величина їх зношування різко зростає. Умови експлуатації ТМ свідчить, що допустимий знос МКД не більше 1,0 мм, при відсутності інших обмежень, пов'язаних з конструкцією та функціональними характеристиками трансмісії [5,6].

Якщо спостерігається короблення диску, то це призводить до відхилення його від плоскої форми, зменшує осьові зазори між дисками, що може призвести до контакту поверхонь тертя під час роботи в розімкнутому стані. Крім цього різко зростають втрати потужності та підвищується температура в локальних областях поверхні тертя трибоспряження. В процесі експлуатації підтверджено, що максимальний сумарний прогин дисків не повинен перевищувати сумарний зазор між дисками у вимкненому стані [7-9].

Усадка МКД може призвести до їх заклинювання на внутрішньому барабані, що обертається. Цей дефект перешкоджає вільному переміщенню дисків по шліцах і порушує нормальну роботу трибоспряжень. Щоб запобігти заклинюванню усадка диска має перевищувати величину радіального зазору в зачепленні диска з барабаном. Залежно від поєднання допусків на виготовлення радіальні та бічні зазори у з'єднанні дозволяють обмежити усадку МКД до їхнього заклинювання на барабані в межах 2,3...3,8 мм. Якщо при надмірній усадці спряжених дисків вони можуть контактувати із зовнішньою поверхнею внутрішнього обертового барабана, то на його поверхні з'являються вироблення та задири, що ускладнює переміщення МКД по шліцах внутрішнього барабана і також порушує нормальну роботу трибоспряжень дисків [10-12].

Сталевої основи дисків руйнуються або від термонапружень, зумовлених нерівномірним нагріванням робочих поверхонь дисків, або від дії на зуби дисків високочастотних динамічних віброударних навантажень, що виникають у зачепленні дисків з барабаном через крутильні коливання в динамічній системі трансмісії. Цей вид відмов характерний для певних схем та конструкцій моторно-трансмісійних установок і не є загальним випадком ушкодження трибоспряження дисків [13-15].

Взаємодія дисків з мастильним матеріалом відбувається, в основному, при розімкнених дисках або в процесі їх включення. У розімкнутому трибоспряженні мастильний матеріал охолоджує поверхні тертя і формує на них адсорбовані граничні плівки. При цьому необхідне рівномірне зрошення безперервним потоком оливи всіх локальних робочих областей дисків і одночасно повинна бути виключена можливість контактування граничних шарів, що утворилися на спряжених поверхнях [16-19]. Такий режим змащування зменшує тепловиділення та гідродинамічні втрати потужності, сприяє збільшенню коефіцієнта корисної дії. Під час включенні трибоспряжень мастильний матеріал повинен захищати взаємодіючі поверхні деталей від безпосереднього сухого контакту. Через швидкоплинність процесу буксування дисків тепловідведення в оливу практично відсутнє. Робота буксування повинна сприйматися граничними шарами мастильного матеріалу, тобто витратитися з їхньої руйнація чи відновлення [20-22]. Зазначене відбувається у результаті термохімічного взаємодії оливи з матеріалом поверхні тертя. Для зменшення зношування та формозміни дисків необхідно забезпечити певний рівень несучої здатності граничного шару. Робота буксування повинна сприйматися граничними шарами мастильного матеріалу, тобто пов'язана з руйнуванням чи відновленням, що відбуваються у результаті термохімічного взаємодії оливи з матеріалом поверхні тертя деталі. Для зменшення зношування та формозміни дисків необхідно забезпечити певний рівень несучої здатності граничного шару [16,23-25].

Відомо, що протікання вид гідродинамічних процесів в трансмісії, розвиваються між спряженими поверхнями обертових деталей. При обмежених реальних витратах оливи та дискретному способі його підведення утворюється суттєва нерівномірність

змащування та охолодження поверхонь в окружному напрямку. Крім того, в пакетах диски зношуються вкрай нерівномірно [5,27,28]. Гідродинамічне тертя визначає момент введення дисків, рівень втрат потужності, ККД і тепловий режим трибоспряження, істотно впливає на експлуатаційні характеристики трансмісії ТМ в цілому [10,13-15].

Постановка завдання. Метою даної роботи є теоретичне обґрунтування зменшення гідродинамічного тертя при обмеженому змащуванні спряжень дисків трансмісій ТМ та розробка методу підвищення трибологічної надійності та ефективності їх функціонування.

Виклад основного матеріалу. Гідродинамічне тертя [13,14] описується системою рівнянь Нав'є-Стокса, яка складається з рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0; \\ \tau_{r\varphi} = \eta r + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_\varphi}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} \right). \end{cases} \quad (1)$$

При цьому розглядаються наступні граничні умови: $v_r = 0$, $v_\varphi = \omega R$, $v_z = 0$, коли $z = 0$, і $v_r = 0$, $v_\varphi = 0$, коли $z = h$, де v_r , v_φ , v_z – складові швидкості частинок оливи у циліндричній системі координат; $\tau_{r\varphi}$ – дотичне напруження тертя; η – динамічна в'язкість оливи; ω , R – кутова швидкість та радіус диска; h – осьовий проміжок між спряженими дисками.

Система рівнянь виступає математичною моделлю трибоспряження дисків за умови нерозривності мастильного шару в міждисковому просторі трансмісії ТМ. Виконання цієї умови залежить від співвідношення витрати Q оливи і виносної здатності Q_6 обертових дисків внаслідок відцентрового ефекту і пропускної здатності вихідних отворів трибоспряження. Опір обертанню дисків, що працюють у оливі, характеризується режимом перебігу рідини в зазорі та ступенем його заповненості.

Враховуючи відносну малість розмірів середніх осьових зазорів h між дисками, можна оцінити виносну здатність обертового диска, апроксимуючи рішення Кармана [14]. Оскільки радіальна складова швидкості v_r ламінарного потоку поблизу робочої поверхні диска дорівнює:

$$v_r = 0,2\omega Rz\sqrt{\omega\rho/\eta},$$

де z – координата вздовж осі обертання;

ω і R – частота обертання та внутрішній радіус диска відповідно;

η , ρ – динамічна в'язкість та густина оливи, то виносна здатність обертового диска становить:

$$Q_6 = 2\pi R \int_{z=0}^h v_r dz = 0,2\pi R h^{2,0} \omega^{1,5} \nu^{0,5}. \quad (2)$$

В той час для турбулентного потоку оливи, згідно роботи [1], маємо:

$$Q_6 = 0,132\pi R^2 \omega h. \quad (3)$$

Оцінки за рівняннями (2) та (3) свідчать, що виносна здатність диску значно перевищує експлуатаційні витрати трансмісійної оливи: $Q_6 \gg Q$.

В різних режимах трансмісійної оливи, враховуючи рівність виносних здатностей дисків і витрати оливи, що підводиться, товщина струменя δ дорівнює:

– для ламінарного режиму:

$$\frac{\delta}{R} = 3,17 \left(\frac{nd}{R} \right)^{-0,5} \text{Re}^{-0,75} \left(\frac{\rho Q}{\eta R} \right)^{0,5}; \quad (4)$$

– для турбулентного режиму:

$$\delta = \frac{8Q}{7ndR(\omega - \beta) \sqrt{\frac{\omega + 8\beta}{38\omega + 28\beta}}}, \quad (5)$$

де n – число дисків;

d – діаметр отвору для підведення оливи;

Re – число Рейнольдса;

β – коефіцієнт, що враховує швидкість оливи в середині зазору між дисками.

Оцінки, проведені за рівняннями (4) і (5), показують, що товщина шару оливи на дисках трансмісії як для ламінарного, так і для турбулентного режимів не перевищує 0,3 мм.

Характер скидання оливи з робочої поверхні диска трансмісії можна оцінити, виходячи з рівності сил тертя та інерції:

$$\eta \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} = -\rho \omega^2 R, \quad (6)$$

а також при дотриманні наступних граничних умов:

$$\eta \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} = 0, \text{ при } z = \delta; \quad v_r = 0, \text{ при } z = 0. \quad (7)$$

Розв'язуючи рівняння (6), з урахуванням умов (7) отримаємо:

$$v_r = -\frac{\rho \omega^2 R}{\eta} \left(\frac{z^2}{2} - z\delta \right). \quad (8)$$

Вплив геометричних параметрів розвантажувальних вікон на їхню пропускну здатність характеризується центральним кутом φ вільного виходу оливи, що визначається умовами взаємодії струменів з поверхнею зовнішнього барабана.

Якщо число Рейнольдса менше $8,6 \cdot 10^5$, то:

$$\varphi = (1 + \cos \gamma) \sum_m \arcsin(l_m / r), \quad (9)$$

де l_m – ширина розвантажувального вікна у окружному напрямку;

a_m – радіальний зазор між дисками і зовнішнім барабаном;

b_m – товщина стінки барабана у зоні розташування m -го розвантажувального вікна;

r – розрахунковий радіус;

γ – кут між потоком оливи з торцевою поверхнею розвантажувального вікна.

Аналіз виносної здатності дисків та пропускну здатності вихідних отворів зовнішнього барабана, виявив, що основні режими трибоспряжень дисків характеризуються розривністю потоку трансмісійної оливи в міждисківій області. Чисельне рішення (8) системи диференціальних рівнянь (6) у частинних похідних не враховує ряд істотних особливостей гідродинамічного тертя та умов граничного навантаження. Для отримання прийняттого рішення в цьому випадку доцільно використовувати критичні рівняння, складені на основі експериментальних даних та отриманих у роботі [17] узагальнених характеристик процесу. Такий підхід дозволяє певною мірою компенсувати дію деяких неврахованих факторів та підібрати оптимальні значення числових коефіцієнтів.

Момент гідродинамічного опору можливо уявити як функцію зазначених вище факторів:

$$M = F(\omega, \eta, \nu, Q, g, R, h, \varphi). \quad (10)$$

Користуючись методами теорії подібності та розмірностей, його статичний варіант набуває вигляду:

$$M = A \psi \omega^{\alpha_1} \rho^{\alpha_2} \nu^{\alpha_3} Q^{\alpha_4} g^{\alpha_5} R^{\alpha_6} h^{\alpha_7}, \quad (11)$$

де A – коефіцієнт пропорційності;

$\alpha_1, \dots, \alpha_7$ – показники степеня відповідних факторів;

$\psi = I + H(I - \varphi/2\pi)^k$ – симплекс, що враховує вплив умов виходу оливи з міждискової порожнини

За визначенням відносний момент опору дорівнює:

$$c_M = M / \rho \omega^2 R^5, \quad (12)$$

В ідеальному випадку на захоплення трансмісійної оливи дисками його відносний момент опору можна уявити, виходячи з експериментальних досліджень, як мультиплікативну модель критеріальних безрозмірних комплексів:

$$c_M = A \psi Re_1 Re_2^y Fr^t (\delta/n)^n, \quad (13)$$

де $Re_1 = \frac{\omega R \rho}{\eta}$, $Re_2 = \frac{Q \rho}{\eta R}$ – критерії Рейнольдса, що характеризують вплив на потік оливи, що знаходиться в міждисковому просторі, сил в'язкісного тертя та інерційних сил від окружної та радіальної складових швидкості відповідно, де Re_1 визначається кутовою швидкістю обертання дисків, а Re_2 пов'язаний з витратою оливи, що подається; $\omega^2 R / g = Fr$ – критерій Фруда, який виражає співвідношення доцентрової сили та сили тяжіння; δ/n – симплекс, що визначає вплив ступеня деформації δ приграничного шару рідини в осьовому напрямку; A і ψ – емпіричні коефіцієнти; x, y, n, t, k – показників степеню визначені на трибоспряженнях дисків основних типів, що застосовуються у трансмісіях ТМ у широкому діапазоні зміни експлуатаційних та конструктивних параметрів.

Встановлені особливості гідродинамічної взаємодії оливи з дисками, що обертаються, дозволяють уточнити фізичну картину процесу з виділенням характерних зон експлуатації.

Графічне відображення залежності моменту M гідродинамічного опору трибоспряження дисків від кутової швидкості ω при постійних витратах і в'язкості оливи, наведено на рис. 1.

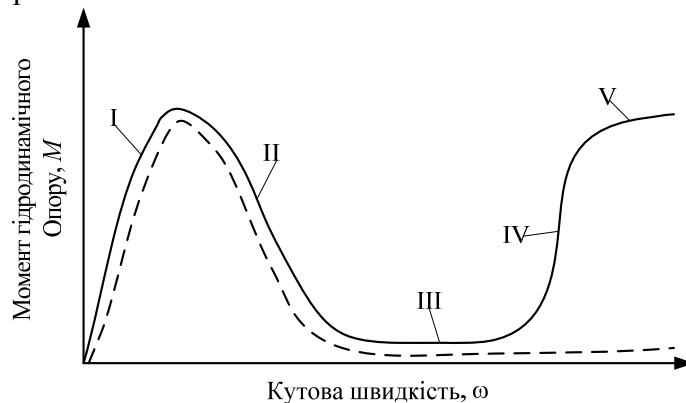


Рисунок 1 – Якісна графічної залежності моменту M гідродинамічного опору трибоспряжень дисків від кутової швидкості ω їх обертання

Джерело: розроблено автором

На кривій (рис.1) виділено п'ять характерних зон:

зона I – інтенсивне наростання моменту опору ($Re_1 < Re_{кр}$, потік ламінарний);

зона II – зменшення моменту опору ($Re_1 \approx Re_{кр}$, потік турбулентний);

зона III – незначне збільшення M при подальшому зростанні кутової швидкості дисків (потік – турбулентний);

зона IV – опір обертанню дисків різко зростає;

зона V – характеризується високим моментом гідродинамічного опору, порівняним з моментом опору в зоні I, та його подальшим незначним збільшенням.

Інерційні сили, що діють на трансмісійну оливу, можна порівняти з гравітаційними. Олива заповнює лише нижню частину міждислової порожнини. Зі зростанням кутової швидкості вплив гравітаційних сил зменшується, при цьому площа диска, що бере участь у гідродинамічному терті, збільшується. Одночасно зростає градієнт швидкості потоку. Спільний вплив зазначених факторів визначає характер зміни моменту опору.

Внаслідок збільшення виносної здатності диска, його площа, що бере участь у гідродинамічному терті, зменшується. Це відбувається внаслідок переходу оливи в окружному напрямку в струменеве та зменшення зони контакту струменів із спряженим диском у радіальному напрямку. Разом з цим зменшуються і дотичні напруження тертя. У граничному випадку ламінарний потік трансмісійної оливи повністю трансформується в турбулентний із струменевим характером течії. При цьому контакт струменів оливи на спряжених поверхнях відсутній, а момент гідродинамічного опору мінімальний.

Момент опору визначається головним чином інерційною складовою. В'язкова складова тертя практично дорівнює нулю. Аналогічно зонам I та II умови виходу оливи забезпечують її повне видалення з міждислового простору. Однак збільшення швидкості обертання дисків наближає вектор результуючої складової швидкості оливи до зовнішньої кола диска. При значній товщині кромки розвантажувальних вікон через зростаючу кінетичну енергію потоку оливи, що сприяє його рикошетуванню від цих поверхонь, у міждисковій порожнині виникають сприятливі умови для утворення оливоповітряної суміші. У цілому за рівнем моменту опору зона III найбільш зручна до роботи розімкнених спряжень дисків.

Внаслідок рикошетування оливи від кромки розвантажувальних вікон та шліців зовнішнього барабана, міждискова порожнина досить швидко заповнюється оливоповітряною сумішшю з рівномірними по всьому об'єму в'язкісно-щільними характеристиками. При цьому площа диска, що бере участь у в'язкісному терті, збільшується.

Міждискова порожнина практично повністю заповнена оливою та оливоповітряною сумішшю. Зі збільшенням частоти обертання площа диску у в'язкісному терті залишається незмінною. При цьому темп наростання моменту опору істотно нижчий, ніж у зоні I. Зі зростанням кутової швидкості диску площа тертя також збільшується. Крім того, як було зазначено раніше, дотичні напруження тертя при турбулентному русі оливи (зона V) менш чутливі до зміни градієнта швидкості, ніж при її ламінарному русі (зона I).

З погляду втрат потужності робота трибоспрямлень дисків трансмісії у режимах, відповідних зоні V, несприятлива. Ця зона характерна лише для гальмівних елементів. У блокуючих трибоспрямленнях дисків розвантажувальні вікна зовнішнього барабана, що обертається, забезпечують, як правило, спорожнення міждислового простору (рис. 1, штрихова лінія). Слід зазначити, що в реальних умовах експлуатації трибоспрямлення

дисків трансмісії працюють переважно в зонах II, III та V. Діапазон режимів їх роботи в зоні IV надзвичайно вузький, тому вплив цієї зони на момент опору можна знехтувати.

Досвід ефективної експлуатації спряжених дисків в трансмісії ТМ та аналіз їх дефектів показують, що фактичні умови роботи дисків значно відрізняються від розрахункових. У тому числі через те, що до зовнішніх факторів, що визначають характер процесу тертя, не включають короблення дисків. У реальних конструкціях трансмісії спостерігається перерозподіл зовнішнього навантаження на робочих поверхнях дисків. Внаслідок цього дослідні дані щодо коефіцієнтів тертя та зносів дисків на внутрішньому та зовнішньому радіусах не збігаються з розрахунковими. Зазначені обставини визначають необхідність урахування пружних характеристик короблених дисків при оцінці експлуатаційних властивостей трибоспряжень, взаємодіючих дисків.

Сумарна сила тертя $F_{i\Sigma}$ на одиничній (i -й) площі диска, що працює в мастильному середовищі, дорівнює:

$$F_{i\Sigma} = F_{i1} + F_{i2} + F_{i3} + F_{i4}, \quad (14)$$

де F_{i1} і F_{i2} – відповідно опори, зумовлені пластичним витісненням та пружним деформуванням матеріалу;

F_{i3} – опір на зріз граничної оливної плівки;

F_{i4} – опір, обумовлений об'ємними властивостями оливи.

Дослідження дозволили конкретизувати рівняння (14) для спряжень металокерамічних дисків, що працюють у трансмісійній оливі і отримати вираз для коефіцієнта тертя:

$$f_i = F_{i\Sigma} / N_i = [k(1 + d \exp(-cV^{x_i})) + qT](1 + l/p_i^{0.5}) + mL\eta V / p_i, \quad (15)$$

де f_i – коефіцієнт тертя на i -му радіусі диска;

N_i – навантаження на ньому;

T – поверхнева температура;

p_i – контактний тиск;

η – динамічна в'язкість оливи;

V – швидкість ковзання;

k, d, c, x_i, q, l, m, L – коефіцієнти, що залежать від фізико-механічних властивостей матеріалів, мікрогеометрії поверхонь та особливостей взаємодії спряжень дисків в трансмісії.

Під час експлуатації, якщо спостерігається короблення дисків, то це призводить до зміни тиску, температури і, як наслідок, коефіцієнта тертя вздовж радіусу дисків в трансмісії. У цьому випадку осьове навантаження P розподіляється по робочих поверхнях деталей інтенсивністю $p(r)$:

$$P = 2\pi \int_{r_{01}}^{r_{02}} p_0(r) r dr = 2\pi \int_{r_1}^{r_2} p(r) r dr, \quad (16)$$

де r_{01}, r_{02}, r_1, r_2 – відповідно початкові та кінцеві радіуси кільцевої площі контакту з однієї та іншої сторін диска.

Перерозподіл тиску, що виникає внаслідок пружних властивостей короблених дисків впливає на зміну коефіцієнта тертя. При включенні фрикційного навантаження, воно сприймається кромками дисків і коефіцієнт тертя, в основному, визначається опорами F_{i3} і F_{i4} . Зі збільшенням зусилля стиснення поверхня контакту набуває форми

кільця через пружну деформацію матеріалу дисків та зміни їхнього взаємного розташування. Унаслідок пружних властивостей короблених дисків розподіл навантаження за їх радіусом зберігається нерівномірним. Найбільш навантаженими залишаються кромки. В цьому випадку площа тертя змінна, залежить від ступеня деформації коробленого диска. Аналітичне визначення цього процесу є ускладненим.

Таким чином, можна вважати, що при малих навантаженнях, відповідних режимам повороту ТМ, коефіцієнт тертя, переважно, визначається пружними характеристиками короблених дисків.

Подальше вивчення фізико-хімічних та механічних властивостей поверхонь взаємодіючих дисків залежно від температури контакту, фактичної площі тертя, режимів роботи та геометричних параметрів фрикційного вузла дозволить розширити наші уявлення про явища та процеси механічного, теплового, адсорбційного зміцнення та знеміцнення матеріалів дисків при терті. Це дозволить уточнити механізм взаємодії трибоспряжень деталей зі складною кінетикою хімічних реакцій, рекристалізацією, гетеродифузією, релаксацією напружень та підвищити точність оцінок експлуатаційних характеристик трансмісій ТМ. Проведені дослідження можуть бути основою для побудови математичної моделі підвищення ефективності та експлуатаційної надійності для здійснення вибору режимних параметрів функціонування трансмісій ТМ.

Висновки.

1. Виходячи з системи рівняння Нав'є-Стокса, обґрунтовується зміна ефективних характеристик спряжених дисків трансмісії: виносна здатність та витрата олива.

2. Розглянуто характер скидання оливи з робочої поверхні диска трансмісії, враховуючи сили тертя та сили інерції.

3. В якості ефективності роботи спряжених дисків трансмісії транспортних машин досліджена залежність моменту гідродинамічного опору від ряду параметрів, а також відносний момент опору від критеріїв Рейнольдса та Фруда.

4. Побудована якісна графічна залежність моменту гідродинамічного опору трибоспряжень дисків від кутової швидкості їх обертання з виділенням характерних зон та дано опис фізичної картини процесів по ним.

5. Обґрунтовано умови ефективної експлуатації спряжених дисків в трансмісії транспортних машин, виходячи із сумарної сили тертя. Визначено залежність коефіцієнт тертя на i -му радіусу диска від навантаження, поверхневої температури, динамічної в'язкості оливи та швидкості ковзання.

Список літератури

1. Трибофізичні основи підвищення надійності мобільної сільськогосподарської та автотранспортної технологіями триботехнічного відновлення: монографія / Аулін В. В., Лисенко С. В., Кузик О. В. та ін.; за ред. В. В. Аулін. Кропивницький : СПД ФО Лисенко В. Ф., 2016. 303 с.
2. Калганков Є.В. Обґрунтування напрямків діагностування агрегатів об'ємних гідроприводів трансмісії мобільних машин. *Геотехніческая механика: Межвед. сб. науч. тр.* 2012. Вип. 106. С. 178-183.
3. Наглюк І. С. Концепція оцінки властивостей моторної та трансмісійної оливи транспортних машин за енергетичними параметрами: дис. доктора техн. наук: 05.22.20 . Х.: ХНАДУ, 2013. 295 с.
4. Войтов В. А., Циба М. В., Приймак А. В., Чернявський В. М. Оцінка технічного стану агрегатів трансмісії за допомогою методу емісійного спектрального аналізу оливи. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів.* 2014. № 2 (1). С. 60-68.
5. Лебедев А. Т., Шуляк М. Л., Шевченко І. О. Основні тенденції розвитку трансмісій колісних тракторів. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів.* 2017. № 8. С. 107-113.
6. Аулін, В. В., Лисенко С.В., Замота Т.М. Зменшення механічних втрат в основних спряженнях деталей дизелів МСГТ і АТГ триботехнологіями відновлення. *Науковий вісник Національного*

- університету біоресурсів і природокористування України. Сер. : Техніка та енергетика АПК. К. : НУБіП, 2017. Вип. 262. С. 211-227.
7. Характерні види втрати працездатності трансмісії транспортних засобів. / Клименко М. П., Карабін В. В., Савченко В. Б. та ін. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва»*. Вип. 139. 2013. С. 174-179.
 8. Варіанти реалізації механізму компенсації зносу фрикційних накладок веденого диску зчеплення і його застосування для вантажних автомобілів та автобусів. / Богомолов В. О., Клименко В. І., Михалевич М. Г. та ін. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2018. № 14. С. 51-59.
 9. Варваров Л. М., Гришин І. Я. Параметрична оптимізація системи "двигун-трансмісія". *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства, «Механізація сільськогосподарського виробництва»*. 2018. Вип. 190 С. 31-37.
 10. Жучков В. М., Филиппов А. Н., Юдин Е. Г. Гидродинамическое трение в многодисковых фрикционных узлах. *Изв. вузов. Машиностроение*. 1982. № 2. С. 19-24.
 11. Aulin V., Hrinkiv A., Dykha A. [et al] Substantiation of diagnostic parameters for determining the technical condition of transmission assemblies in trucks. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 2 (1-92). P. 4-13.
 12. Dykha A., Aulin V., Babak O. Simulation of the tribological properties of motor oils by the results of laboratory tests. *Proceedings of ICCPT 2019, May 28-29, 2019, Tern. : TNTU, Scientific Publishing House "SciView", 2019. P. 223–230.*
 13. А. с. № 609069 СССР. Установка для исследования гидродинамических процессов во фрикционных устройствах / В.М. Жучков, М.Г. Жучков, Б.Ю. Павлов и др. М.: Бюл. № 2. 1978. С.125.
 14. Дорфман Л. А. Гидродинамические сопротивления и теплоотдача вращающихся тел. М.: Физматгиз, 1974. 215 с.
 15. Жучков В. М., Филиппов А. Н., Юдин Е. Г. К расчету гидродинамических потерь мощности в дисковых фрикционных узлах. *Изв. вузов. Машиностроение*. 1982. № 4. С. 3-7.
 16. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. 653 с.
 17. Дроздов Ю. Н. Обобщенные характеристики в анализе трения и смазки тяжело нагруженных тел. *Машиноведение*. 1974. № 6. С. 70-74.
 18. Aulin V., Hryniv A., Lysenko S. et al. Studying truck transmission oils using the method of thermal-oxidative stability during vehicle operation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. Vol. 1. № 6 (97). P. 6-12.
 19. Аулін В.В., Кузик О.В., Лисенко С.В. Керування характеристиками і властивостями моторних олиф комбінованим модифікуванням. *Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту*. 2014. Вип. 148, ч. 1. С. 148-155.
 20. Аулін В. В., Диха О. В., Лисенко С. В., Гриньків А. В. Вплив режиму мащення на триботехнічні характеристики поверхні спряжень деталей дизелів автомобілів. *Інноваційні технології розвитку та ефективності функціонування автомобільного транспорту : міжнар. наук.-практ. інтернет-конф., 14-15 листоп. 2018 р., м. Кропивницький : зб. наук. матеріалів / М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. Кропивницький : ЦНТУ, 2018. С. 218-240.*
 21. Юдин Е. Г. Трибологическая надежность фрикционных узлов трансмиссий транспортных машин. *Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение*. 2004. № 2. С. 3-23.
 22. Юдин Е. Г. Прогнозирование долговечности фрикционных узлов трансмиссий гусеничных машин. *Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение*. 2004. № 3. С. 3-14.
 23. Наглюк І.С. Изменение трибологических свойств моторных и трансмиссионных масел при эксплуатации. *Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля: наук. журнал*. 2010. №6 (148). С. 135-138.
 24. Методика оцінки зносостійкості трибосполучень залежно від тривалості експлуатації олиф. / Дмитриченко М. Ф., Білякович О. М., Савчук А. М. та ін. *Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Серія: Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні : збірник наукових праць*. 2015. № 822. С. 92-97.
 25. Наглюк І.С. Математические модели срока смены моторного и трансмиссионного масел при эксплуатации автомобилей. *Вісник СевНТУ: Зб. наук. праць. Серія: Машиноприладобудування та транспорт*. 2012. Вип. 135/2012. С. 160-163.
 26. Немировский Ю.В., Янковский А.П. О влиянии структуры армирования на несущую способность термоупругих металлокерамических вращающихся дисков. *Проблемы прочности*. 2001. № 4. С. 5-

- 24.
27. Кужель В.П., Оринський І.А. Аналіз переваг та недоліків сучасних автоматичних коробок перемикачів передач. *Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту: наукові праці XIII міжнародної науково-практичної конференції, Житомир, 26-28 жовтня 2020 року.*
28. Захарик Ю.М., Захарик А.М. и др. Многофакторное моделирование работы сцепления автомобиля. *Автомобильный транспорт. Сб. науч. трудов.* 2005. Вып.16. С. 189-191.

References

1. Aulin, V.V., Lysenko, S.V., Kuzyk, O.V. et al. (2016). *Trybofizychni osnovy pidvyshchennia nadiinosti mobilnoi silskohospodarskoi ta avtotransportnoi tekhnolohiiamy trybotekhnichnoho vidnovlennia [Tribophysical basics of increasing the reliability of mobile agricultural and motor vehicle technologies of tribotechnical recovery]*. V. V. Aulin (Ed.). Kropyvnytskyi : SPD FO Lysenko V. F. [in Ukrainian].
2. Kalhankov, Ye.V. (2012). Obgruntuvannia napriamkiv diahnostuvannia ahrehativ obiemnykh hidropriyvodiv transmisii mobilnykh mashyn [Justification of directions for diagnosing units of volumetric hydraulic drives of the transmission of mobile machines]. *Heotekhnicheskai mekhanika: Mezhd. sb. nauch. tr. – Geotechnical mechanics: Mezhd. Sat. science tr, Vol. 106*, 178-183 [in Ukrainian].
3. Nahliuk, I.S. (2013). Kontseptsiiia otsinky vlastyvostei motornoï ta transmisii olyvy transportnykh mashyn za enerhetychnymy parametramy [The concept of evaluating the properties of motor and transmission oil of transport vehicles according to energy parameters]: *dys. doktora tekhn. nauk*: 05.22.20 / X.: XNADU, 2013. 295 s [in Ukrainian].
4. Voitov V. A., Tsyba M. V., Pryimak A. V., Cherniavskiy V. M. (2014). Otsinka tekhnichnoho stanu ahrehativ transmisii za dopomohoiu metodu emisiinoho spektralnoho analizu olyv [Chernyavskiy. Evaluation of the technical condition of transmission units using the method of emission spectral analysis of oils]. *Tekhnichniy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv - Technical service of agro-industrial, forestry and transport complexes*. № 2 (1). S. 60-68 [in Ukrainian].
5. Lebediev A. T., Shuliak M. L., Shevchenko I. O. (2017). Osnovni tendentsii rozvytku transmisii kolisnykh traktoriv [The main trends in the development of transmissions of wheeled tractors]. *Tekhnichniy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv - Technical service of agro-industrial, forestry and transport complexes*. № 8. S. 107-113 [in Ukrainian].
6. Aulin, V. V., Lysenko S.V., Zamota T.M. (2017). Zmenschennia mekhanichnykh vtrat v osnovnykh spriazhenniakh detalei dyzeliv MSHT i ATT trybotekhnolohiiamy vidnovlennia [Reduction of mechanical losses in the main conjugations of MSGT and ATT diesel engine parts by tribo-recovery technologies]. *Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Ser. : Tekhnika ta enerhetyka APK - Scientific Bulletin of the National University of Bioresources and Nature Management of Ukraine. Ser. : Technology and energy of agricultural industry*. K. : NUBiP, Vyp. 262. S. 211-227 [in Ukrainian].
7. Klymenko, M.P., Karabin, V.V.v& Savchenko V. B. et al. (2013). Kharakterni vydy vtraty pratsezdatsnosti transmisii transportnykh zasobiv [Characteristic types of vehicle transmission failure]. *Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskoho hospodarstva - Bulletin of the Kharkiv National Technical University of Agriculture. «Problemy nadiinosti mashyn ta zasobiv mekhanizatsii silskohospodarskoho vyrobnytstva»*, Issue. 139, 174-179 [in Ukrainian].
8. Bohomolov, V.O., Klymenko, V.I. & Mykhalevych, M.H. et al. (2018). Varianty realizatsii mekhanizmu kompensatsii znosu fryktsiinykh nakladok vedenoho dysku zchepлення i yoho zastosuvannia dlia vantazhnykh avtomobiliv ta avtobusiv [Variants of implementation of the wear compensation mechanism of friction linings of the driven clutch disc and its application for trucks and buses]. *Tekhnichniy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv - Technical service of agro-industrial, forestry and transport complexes*, 14, 51-59 [in Ukrainian].
9. Varvarov, L.M. & Hryshyn I.Ya. (2018). Parametrychna optymizatsiia systemy "dvyhun-transmissiia" [Parametric optimization of the "engine-transmission" system]. *Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskoho hospodarstva, «Mekhanizatsiia silskohospodarskoho vyrobnytstva»*. - *Bulletin of the Kharkiv National Technical University of Agriculture, "Mechanization of agricultural production"*, Issue 190, 31-37 [in Ukrainian].
10. Zhuchkov, V.M., Filippov, A.N. & Yudin E.G. (1982). Hidrodinamicheskoe trenie v mnogodiskovykh friktsionnykh uzlah [Hydrodynamic friction in multi-disk friction units]. *Izv. vuzov. Mashinostroenie - Izv. universities Mechanical engineering*, 2, 19-24 [in Russian].
11. Aulin, V., Hrinkiv, A. & Dykha, A. et al. (2018). Substantiation of diagnostic parameters for determining

- the technical condition of transmission assemblies in trucks. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 2 (1-92). P. 4-13 [in English].
12. Dykha, A., Aulin, V. & Babak, O. (2019). Simulation of the tribological properties of motor oils by the results of laboratory tests. *Proceedings of ICCPT 2019*, May 28-29, 2019. Tern. : TNTU, Scientific Publishing House "SciView", 2019. P. 223-230 [in English].
 13. Ustanovka dlya issledovaniya gidrodinamicheskikh protsessov vo friktsionnykh ustroystvakh [Installation for the study of hydrodynamic processes in friction devices] (1978). V.M. Zhuchkov, M.G. Zhuchkov, B.Yu. Pavlov i dr. Avtorskoe svidetelstvo № 609069 (SSSR). M.: Byulleten izobreteniy, № 2. S.125 [in Russian].
 14. Dorfman, L.A. (1974). *Gidrodinamicheskie soprotivleniya i teplootdacha vraschayushchisya tel* [Hydrodynamic resistance and heat transfer of rotating bodies]. Moscow: Fizmatgiz, 215 s. [in Russian].
 15. Zhuchkov, V.M., Filippov, A.N. & Yudin E.G. (1982) K raschetu gidrodinamicheskikh poter moschnosti v diskovykh friktsionnykh uzlah [To the calculation of hydrodynamic power losses in disc friction units]. *Izv. vuzov. Mashinostroenie - Izv. universities Mechanical engineering*, № 4, 3-7 [in Russian].
 16. Shlihting, G. (1974). *Teoriya pogranichnogo sloya* [Boundary layer theory]. Moscow: Nauka [in Russian].
 17. Drozdov, Yu.N. (1974). Obobshchennyye harakteristiki v analize treniya i smazki tyazhelonagruzhennykh tel [Generalized characteristics in the analysis of friction and lubrication of heavily loaded bodies]. *Mashinovedenie - Mechanical engineering*, 6, 70-74 [in Russian].
 18. Aulin, V., Hrynkiv, A., Lysenko, S.[et al. (2019). Studying truck transmission oils using the method of thermal-oxidative stability during vehicle operation . *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 1. № 6 (97), P. 6-12 [in English].
 19. Aulin, V.V., Kuzyk, O.V. & Lysenko, S.V. (2014). Keruvannia kharakterystykamy i vlastyvostramiy motornykh olyv kombinovanykh modyfikuvanniam [Management of the characteristics and properties of motor oils by combined modification]. *Zbirnyk naukovykh prats Ukrainkoi derzhavnoi akademii zaliznychnoho transportu - Collection of scientific works of the Ukrainian State Academy of Railway Transport, Issue 148, part. 1*, 148-155 [in Ukrainian].
 20. Aulin, V.V., Dykha O.V., Lysenko S.V. & Hrynkiv A.V. (2018). Vplyv rezhymu mashchennia na trybotekhnichni kharakterystyky poverkhni spriazhenykh detalei dyzeliv avtomobiliv [The influence of the lubrication regime on the tribotechnical characteristics of the surfaces of the couplings of car diesel parts]. *Innovatsiini tekhnologii rozvytku ta efektyvnosti funktsionuvannia avtomobilnoho transportu - Innovative technologies of the development and efficiency of the operation of road transport : mizhnar. nauk.-prakt. internet-konf., (14-15 lystop. 2018 r., m. Kropyvnytskyi) : zb. nauk. materialiv / M-vo osvity i nauky Ukrainy, Tsentralnoukrain. nats. tekhn. un-t. Kropyvnytskyi : TsNTU, S. 218-240 [in Ukrainian].*
 21. Yudin, E. G. (2004). Tribologicheskaya nadezhnost friktsionnykh uzlov transmissiy transportnykh mashin [Tribological reliability of friction units of transmissions of transport machines]. *Vestnik MGTU im. N. E. Bauman. Ser. Mashinostroenie - Bulletin of the Moscow State Technical University named after N. E. Bauman. Ser. Mechanical engineering*, 2, 3-23 [in Russian].
 22. Yudin, E.G. (2004) Prognozirovaniye dolgovechnosti friktsionnykh uzlov transmissiy gusenichnykh mashin [Prediction of durability of friction units of transmissions of tracked machines]. *Vestnik MGTU im. N. E. Bauman. Ser. Mashinostroenie - Bulletin of the Moscow State Technical University named after N. E. Bauman. Ser. Mechanical engineering*, 3, 3-14 [in Russian].
 23. Naglyuk, I.S. (2010). Izmeneniye tribologicheskikh svoystv motornykh i transmissionnykh masel pri ekspluatatsii [Change in tribological properties of motor and transmission oils during operation]. *Visnyk Skhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu im. V. Dalia: nauk. zhurnal - Bulletin of the Eastern Ukrainian National University named after V. Dalia: Science. magazine. 6 (148)*, 135-138 [in Russian].
 24. Dmytrychenko, M.F., Biliakovych, O.M. & Savchuk, A.M. et al. (2015). Metodyka otsinky znosostiikosti trybospoluchen zalezno vid tryvalosti ekspluatatsii olyv [Methodology for evaluating the wear resistance of tribocompounds depending on the duration of use of oils]. *Visnyk Natsionalnoho universytetu «Lvivska politekhnika». Serii: Optymizatsiia vyrobnychkh protsesiv i tekhnichni kontrol u mashynobuduvanni ta prykladobuduvanni : zbirnyk naukovykh prats - Bulletin of the Lviv Polytechnic National University. Series: Optimization of production processes and technical control in mechanical engineering and instrument engineering: a collection of scientific works*, 822, 92-97 [in Ukrainian].
 25. Naglyuk, I.S. (2012). Matematicheskie modeli sroka smeny motornogo i transmissionnogo masel pri ekspluatatsii avtomobiley [Mathematical models of the timing of changing motor and transmission oils when using cars]. *Visnyk SevNTU: Zb. nauk. prats. Serii: Mashynoprykladobuduvannia ta transport - Bulletin of SevNTU: Coll. of science works Series: Mechanical engineering and transport, Issue 135/2012*, 160-163 [in Russian].

26. Nemirovskiy, Yu.V. & Yankovskiy, A.P. (2001). O vliyanii strukturyi armirovaniya na nesuschuyu sposobnost termouprugih metallokeramicheskikh vraschayuschih diskov [On the influence of the reinforcement structure on the bearing capacity of thermoelastic metal-ceramic rotating discs]. *Problemy prochnosti – Problems tribology*, 4, 5-24 [in Russian].
27. Kuzhel, V.P. & Orynskiy, I.A. (2020). Analiz perevah ta nedolikhiv suchasnykh avtomatichnykh korobok peremykannia peredach [Analysis of advantages and disadvantages of modern automatic gearboxes]. Suchasni tekhnologii ta perspektyvy rozvytku avtomobilnoho transportu - Modern technologies and prospects for the development of road transport: naukovyi pratsi KhIII mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii, Zhytomyr, 26-28 zhovtnia 2020 roku [in Ukrainian].
28. Zaharik, Yu.M. & Zaharik, A.M. et al. (2005). Mnogofaktornoe modelirovanie raboty stsepleniya avtomobilya [Multifactor modeling of the car's clutch operation]. *Avtomobilnyi transport. Sb. nauch. trudov - Automobile transport. Sat. science labor, Issue 16*, 189-191 [in Russian].

Serhii Lysenko, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

The Influence of the Tribological Efficiency of Resource-Determining Joints of Transmission Parts on the Operational Reliability of Transport Vehicles

This work examines the conditions of tribological efficiency of couplings of TM transmission discs as resource-determining parts and its influence on the operational reliability of machines. The change in hydrodynamic friction, oil consumption, oil carrying capacity by rotating disks in both laminar and turbulent modes of transmission oil flow is substantiated. The nature of oil discharge from the working surface of the disk in laminar and turbulent modes is considered.

Based on the system of the Navier-Stokes equation, the change in the effective characteristics of the coupled transmission discs is substantiated: carrying capacity and oil consumption.

The nature of oil discharge from the working surface of the transmission disc is considered, taking into account the friction forces and inertia forces. The dependence of the moment of hydrodynamic resistance on a number of parameters, as well as the relative moment of resistance on the Reynolds and Froude criteria, was investigated as the efficiency of the coupled discs of the transmission of transport vehicles.

A qualitative graphical dependence of the moment of hydrodynamic resistance of tribocouplers of disks on the angular speed of their rotation is constructed, with the selection of characteristic zones, and a description of the physical picture of the processes in them is given.

The well-founded dependence of the moment of hydrodynamic resistance on a number of influencing parameters, as well as the relative moment of resistance in the multiplicative model representation through criterion dimensionless complexes.

The set of processes occurring in the tribo-coupling of disks depending on the angular speed of their rotation in five selected zones has been clarified. It is shown that the efficiency and reliability of the TM transmission depends on the total frictional force acting on the tribo-coupling of the discs, load and operating conditions.

tribological efficiency, disk coupling, hydrodynamic resistance, bearing capacity, laminar mode, turbulent mode, transmission, transport machine, operational reliability

Одержано (Received) 07.05.2022

Прорецензовано (Reviewed) 19.05.2022

Прийнято до друку (Approved) 30.05.2022