

УДК 621.891

DOI: 10.18372/0370-2197.2(103).18671

О. О. МІКОСЯНЧИК, О. А. ІЛЬІНА

Національний авіаційний університет, Україна

ОЦІНКА РЕОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСМІСІЙНИХ ОЛИВ В НЕСТАЦІОНАРНИХ УМОВАХ ТЕРТЯ

Проведено оцінку зміни ефективної в'язкості, напружень зсуву та градієнта швидкості зсуву для мастильних матеріалів в триботехнічному контакті при формуванні граничних шарів активованими в процесі тертя компонентами оливи. Розглянуто неньютонівські властивості оливи за степеневим законом Оствальда-де Вейля та обґрунтовано прояв псевдопластичних властивостей мастильними матеріалами. Проаналізована доцільність застосування залежності Баруса для оцінки в'язкості мастильного матеріалу з урахуванням зміни п'єзокоефіцієнта в'язкості при формуванні граничних шарів. Встановлено закономірності зміни пружної та в'язкісної компонентів напруження в мастильному матеріалі за умов збільшення градієнта швидкості зсуву при терті.

Ключові слова: реологія, неньютонівські рідини, в'язкість, градієнт швидкості зсуву, граничні шари, напруження.

Вступ та постановка задач дослідження. Тертя між поверхнями за умов проковзування при контакті зубів шестерні є основним джерелом втрат потужності в зубчастих передачах. Визначення сили тертя є важливим параметром для прогнозування опору задирам і довговічності поверхні шестерень як на етапі їх проектування, так і на етапі експлуатації [1]. Тонка плівка мастильного матеріалу розділяє пружно деформовані тверді тіла, забезпечуючи мінімальний контакт між мікронерівностями поверхонь при високих навантаженнях. Існування цієї плівки можливе через дуже велике збільшення в'язкості мастильного матеріалу зі збільшенням тиску в еластогідродинамічному контакті. У сильно навантажених еластогідродинамічних контактах зубчастих передач мастильний матеріал може піддаватися швидкому підвищенню тиску від атмосферного до більш ніж одного гігапаскаля всього за 0,1 мілісекунди. У той самий час мастильний матеріал піддається зсуву, що зумовлює виділення тепла. Температура може досягати кількох сотень градусів за Цельсієм. Крім того, швидкість ковзання при проковзуванні та контактне навантаження швидко змінюються у міру проходження зубів по лінії контакту. Дуже складна реологічна поведінка мастильного матеріалу у цих екстремальних умовах виключає використання стаціонарних (статичних) вимірів з метою оцінки властивостей рідини. Вивчення реологічної поведінки мастильного матеріалу на дискових установках, що імітують умови кочення з проковзуванням, дозволить оцінити реологічні особливості мастильних матеріалів щодо впливу градієнта швидкості зсуву на їх ефективну в'язкість з метою прогнозування ефективності мащення в локальному контакті.

Аналіз останніх публікацій з даної проблеми. Класична гідродинамічна теорія мащення розглядає стан мастильного матеріалу як рідини, яка підпорядковується реологічному закону Ньютона-Стокса [2]:

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma}, \quad (1)$$

де τ – напруження зсуву; η – динамічна в'язкість мастильного матеріалу, яка є функцією температури та тиску в мастильному шарі; $\dot{\gamma}$ – швидкість зсуву.

Ньютонівська реологічна модель мастильного матеріалу покладена в основу багатьох інженерних методик розрахунку слабонавантажених підшипників ковзання, де нормальне напруження та напруження зсуву в мастильному шарі невеликі [3]. На основі експериментальних досліджень еластогідродинамічного режиму мащення проаналізовано тертя та температура в масляному шарі залежно від швидкості ковзання [4]. У цьому аналізі передбачалося, що масляна плівка поводить себе як ньютонівська рідина з в'язкістю, яка залежить тільки від тиску та температури. Автори припустили, що зміна в'язкості в залежності від температури та тиску є експоненційною з постійними коефіцієнтами ступеня. У роботі [5] встановлено, що при крутному моменті 80 Нм і частоті обертання зубів 800 об/хв розрахункові значення максимального тиску по Герцу склали 1,41 ГПа, товщина мастильного шару 0,49 мкм, а півширина контакту за Герцем 0,19 мм. Висока в'язкість мастильного матеріалу, обумовлена лише тиском, змінюється під впливом температур вище 140 °С. Теоретичний розрахунок сили тертя при низьких швидкостях спричинив нереально високі значення сили тертя, що підтвердило обмеження застосованої моделі.

Огляд експериментальних досліджень поведінки мастильних матеріалів в умовах дії високих напружень для підшипників кочення та зубчастих передач [6, 7] показує, що ньютонівська модель поведінки мастильних матеріалів недостатня для пояснення їхньої несучої здатності. Найбільш відомими неньютонівськими властивостями є: залежність в'язкості від швидкості зсуву та від величини зазору; вплив на в'язкість структурних компонентів мастильного матеріалу; релаксація дотичних та поява нормальних напружень у мастильному шарі.

Мастильні матеріали поведуться неньютонівським способом, коли вони проходять через контактну еластогідродинамічну зону, яка характеризується надзвичайно високим тиском, зазвичай вище 0,5 ГПа, і дуже високою швидкістю зсуву, як правило, 10^6 - 10^8 с⁻¹ [8]. Ці умови призводять до того, що в мастильному матеріалі забезпечується велике збільшення в'язкості та він піддається дії високого напруження зсуву, що створює неньютонівську поведінку мастильного матеріалу. Неньютонівська поведінка може демонструвати потоншення/потовщення при зсуві, граничне напруження зсуву, в'язкопружність або поведінку Максвелла.

Джонсон і Кемерон виявили значне зниження швидкості збільшення в'язкості при тиску вище 0,7 ГПа та висунули гіпотезу пластичного зсуву при досягненні критичного напруження [9]. Аналогічно, в роботі [10] запропоновано рівняння ізотермічного зсуву плівок мастильного матеріалу в контактах кочення та ковзання: модель можна описати як нелінійну Максвелла, оскільки вона включає нелінійну в'язку течію, накладену на лінійну пружну деформацію. Запропоноване рівняння охоплює весь діапазон ізотермічного стану плівок: лінійний та нелінійний в'язкий, лінійний в'язкопружний, нелінійний в'язкопружний та пружно-пластичний при будь-якій деформації. Нелінійне рівняння Максвелла виражається через три незалежні параметри рідини: модуль зсуву G , в'язкість при нульовій швидкості η і початкове напруження τ_0 .

З розвитком комп'ютерної технології та чисельного аналізу можливо моделювати різноманітні процеси змащування за допомогою різних складових рівнянь, які узгоджуються з експериментами та практикою. Основними методами вирішення неньютонівської проблеми змащення є отримання модифікованого рівняння Рейнольдса через складну залежність між напруженням зсуву та швидкістю зсуву [11]. В таких розрахунках рівняння Нав'є-Стокса виводиться за допомогою рівняння Коші та визначення тензора напруження через в'язкість і швидкість рідини за допомогою основного рівняння. Його розв'язком є швидкість течії з припущенням сталої густини та в'язкості. Ці припущення призводять до значних похибок у швидкості течії, що обмежує застосування такого підходу.

Неньютонівські рідини характеризуються тим, що характер і закономірності їх течії визначаються особливим впливом градієнта швидкості на опір зсуву. Загальне рівняння, за допомогою якого описується реологічна крива для неньютонівських рідин [12]:

$$\tau = \tau_0 + \eta_{ef} \left(\frac{dV}{dy} \right)^n = \tau_0 + \eta_{ef} \dot{\gamma}, \quad (1)$$

де τ_0 – межа текучості, η_{ef} – ефективна в'язкість, $\dot{\gamma} = dV/dy$ – градієнт швидкості, n – показник степені.

При $\tau_0 = 0$ розглядається течія псевдопластичних ($n < 1$, $\tau_0 = 0$) та дилатантних ($n > 1$, $\tau_0 = 0$) рідин. Бінгамівські рідини ($n = 1$, $\tau_0 > 0$) характеризуються тим, що вони можуть текти тільки при напруженні зсуву більшому, ніж межа текучості τ_0 . Найбільш відомі реологічні моделі мастильних матеріалів представлені в таблиці 1.

Таблиця 1

Реологічні моделі для неньютонівських рідин [13]

Модель	Формули
Бінгама	$\tau = \tau_0 + \eta \dot{\gamma}, \quad \tau > \tau_0$ $\dot{\gamma} = 0, \quad \tau < \tau_0$
Кессона	$\tau^{1/2} = \tau_0^{1/2} + \eta \dot{\gamma}^{1/2}, \quad \tau > \tau_0$ $\dot{\gamma} = 0, \quad \tau < \tau_0$
Гершеля – Балклі	$\tau = \text{sign} \tau_0 + k \dot{\gamma} ^{n-1} \dot{\gamma}^n, \quad \tau > \tau_0$ $\dot{\gamma} = 0, \quad \tau < \tau_0$
Шульмана	$\tau^{1/n} = \tau_0^{1/n} + (\eta \dot{\gamma})^{1/n}, \quad \tau > \tau_0$ $\dot{\gamma} = 0, \quad \tau < \tau_0$
Освальда – де Вейля	$\tau = k \dot{\gamma} ^{n-1} \dot{\gamma}^n$
Шведова – Бінгама	$\tau = \tau_0 \text{sign} \dot{\gamma} + \eta \dot{\gamma}$

В процесі структурної пристосованості при терті на активованих поверхнях металу формуються граничні змащувальні шари різної природи. Початково сформований мастильний шар має тверду структуру, характеризується неньютонівськими властивостями та зв'язується з обома поверхнями. При

прикладанні напруження шар деформуватиметься при зсуві до тих пір, поки прикладене напруження зсуву не стане достатньо великим, щоб подолати зчеплення з поверхнею. Відповідно до [14] за межами цієї умови зсув шар мастильного матеріалу може проявлятися за двома схемами. За першою схемою, мастильний матеріал в контакті поводить себе як рідина або залишається адгезійно з'єднаним з обома контактними поверхнями, але «плавиться» в центрі. За другою схемою – мастильний шар зберігає свою тверду структуру і проявляється міжшарове ковзання між площинами мастильного матеріалу. Коли дія зовнішньої сили зсуву припиняється, мастильний матеріал відновлює свою структуру до вихідного стану, але з постійним зсувом між двома його поверхнями (рис. 1).

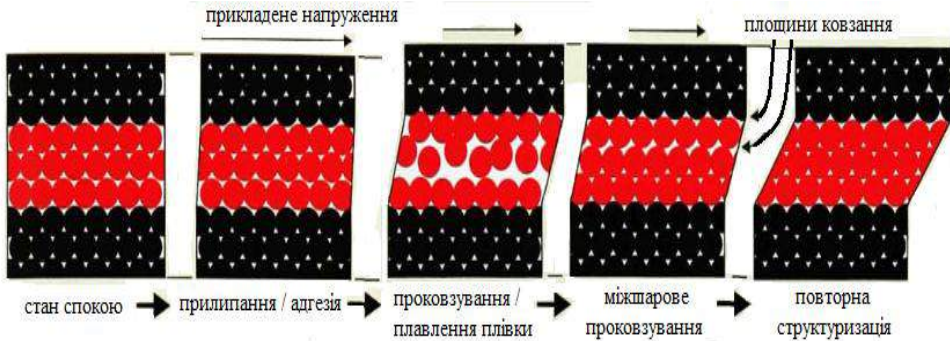


Рис. 1. Вплив напруження зсуву на деформацію мастильної плівки та реорганізацію її структури [14].

Стійкість мастильної плівки до механічної деструкції внаслідок збільшення градієнта швидкості зсуву є визначальним фактором, що забезпечує нормальну працездатність пар тертя в критичних умовах. Руйнування мастильної плівки при терті є одним з провідних чинників, що обумовлюють інтенсифікацію енергетичних процесів, що відбуваються в зоні контакту. Перш за все, це проявляється в порушенні структурної пристосованості контактних поверхонь і мастильного матеріалу в критичних умовах тертя, руйнуванням раніше утворених метастабільних структур [15].

Встановлення закономірностей зміни реологічних показників мастильного матеріалу в триботехнічному контакті обумовлено можливістю прогнозувати ефективність формування граничного шару на активованих тертях контактних поверхнях. Особливо це важливо при граничному режимі мащення, оскільки стійкість граничної плівки до механічної деструкції забезпечує підвищення антифрикційних та протизношувальних показників контакту. Тому актуальним напрямком оцінки якості мастильного матеріалу являється аналіз його реологічних характеристик при домінуванні різних режимів мащення.

Мета роботи – провести оцінку реологічних характеристик мастильного матеріалу при формуванні гідродинамічної та негідродинамічної складових мастильного шару.

Матеріали та методика проведення експерименту. В якості мастильних матеріалів для досліджень було обрано трансмісійну оливу для гіпоїдних передач двох виробників. ТСгип - це універсальна багатофункціональна олива, що містить високоефективні протизадирні присадки. Може використовуватися як всесезонна олива для гіпоїдних передач вантажних автомобілів та спеціальних машин, що працюють в умовах помірної кліматичної зони.

Зразок №1 – олива трансмісійна «Бора Б» ТСГип (ТУ У 19.2-38474081-017:2018 / SAE 140 / API GL-5). За хімічним складом дана олива – це суміш високов'язкого ароматизованого продукту з дистильованою оливою високого ступеня очищення та композицією присадок (Infinium C9425 (цинк-діалкілдитіофосфат), поліалкілметакрилатний сополімер та алкіламін).

Зразок №2 – трансмісійна олива для гіпоїдних передач ТСГип (ТУ 38.1011332-90). Склад оливи: мінеральна очищена олива (складна суміш вуглеводнів (C24-C50), одержана шляхом селективної очистки та гідруванням нафтового дистилату) та комплекс функціональних присадок (діалкілдитіофосфат цинку та метилен-біс).

Присадки в зазначених зразках мастильних матеріалів добавляються з метою поліпшення протизадирних і низькотемпературних властивостей.

Дослідження мастильних матеріалів дослідних зразків проводиться на програмно-апаратному комплексі для оцінки триботехнічних характеристик трибоелементів, для якого розроблено програмне забезпечення керування кроковими двигунами та візуальної оцінки кінетики зміни основних триботехнічних показників трибоконтакту в режимі on-line. [16]. На програмно-апаратному комплексі за допомогою роликів аналогії моделюється робота зубчастих передач в умовах кочення з проковзуванням. Умови експерименту:

– матеріал пар тертя: ролики зі сталі 30ХГСА (HRC 48 - 52, Ra 0,34 мкм);

– змащування контактних поверхонь – занурення нижнього ролика в ванночку з оливою;

– режим тертя в нестационарних умовах: періодична робота крокових двигунів дослідної установки в режимі пуск – стаціонарна робота – гальмування – зупинка шляхом їх програмного керування. Тривалість одного повного циклу роботи двигунів становила 80 с. Загальна кількість циклів в експерименті: 100 циклів (з 1-го по 45 цикл – температура оливи 20 °С, з 46 по 50 цикл – нагрівання оливи, з 51 по 100 цикл - температура оливи 100 °С);

– максимальна частота обертів: для випереджаючої поверхні - 700 об/хв, для відстаючої поверхні - 500 об/хв. Проковзування – 30%. Максимальне контактне навантаження по Герцу – 200 МПа.

Для визначення ефективної в'язкості мастильного матеріалу (η) в контакт при формуванні загальної товщини мастильного шару використовували залежності:

$$\eta = \tau / \gamma . \quad (2)$$

Напруження зсуву масляного шару:

$$\tau = \frac{f \cdot N}{S} , \quad (3)$$

де f – коефіцієнт тертя; N – навантаження; S – площа контакту:

$$S = 2 \left[1,128 \sqrt{\frac{r_{np} \cdot (N/l)}{E_{np}}} \right] , \quad (4)$$

де l – довжина контакту; r_{np} – приведений радіус кривизни контактних поверхонь: $r_{np} = r_1 \cdot r_2 / (r_1 + r_2)$, де $r_1, 2$ – радіуси роликів; E_{np} – приведений модуль пружності: $E_{np} = E_1 \cdot E_2 / (E_1 + E_2)$, де $E_{1, 2}$ – модулі пружності роликів.

Градiєнт швидкості зсуву:

$$\gamma = \frac{V_{ковз}}{h} , \quad (5)$$

де $V_{ковз}$ – швидкість ковзання; h – товщина мастильного шару.

Вплив тиску на зміну в'язкості мастильного матеріалу визначалась за формулою Баруса:

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha \sigma_{max}), \quad (6)$$

де η_0 – динамічна в'язкість при атмосферному тиску, α – п'єзокоефіцієнт в'язкості, σ_{max} – контактне навантаження по Герцу.

Динамічна в'язкість оливи при атмосферному тиску:

$$\eta_0 = \nu_0 \cdot \rho_{T_i}, \quad (7)$$

де ν_0 – кінематична в'язкість при досліджуваній температурі (T_i , °C); ρ_{T_i} – густина оливи.

Кінематична в'язкість оливи при досліджуваній температурі:

$$\nu_0 = \nu_{50} \cdot \exp[\beta \cdot (50 - T_i)] \quad (8)$$

де ν_{50} – кінематична в'язкість при 50°C; β – в'язкістно-температурний коефіцієнт; T_i – температура оливи при поточному вимірюванні

Для визначення ефективної в'язкості мастильного матеріалу (η) в контакті при формуванні структурованих граничних шарів мастильного матеріалу використовували реологічну модель псевдопластичних неньютонівських рідин та степеневий закон Оствальда-де Вейля [17]:

$$\tau = k \dot{\gamma}^n, \quad (9)$$

де k – коефіцієнт пропорційності, що характеризує міру консистенції мастильного матеріалу; n – ступінь неньютонівської поведінки мастильного матеріалу.

Для швидкості деформації мастильного матеріалу ($\dot{\gamma}$) використовували залежність [18]:

$$\dot{\gamma} = \frac{V_{ковз} \tau_e}{h}, \quad (10)$$

де τ_e – максвеловський час релаксації внутрішніх напружень.

Обговорення основних результатів. В таблиці 2 представлені усереднені результати товщини мастильного шару, напружень зсуву та ефективної в'язкості

Таблиця 2

Змащувальні та реологічні показники мастильних матеріалів

Показники	Мастильний матеріал			
	Зразок 1		Зразок 2	
	Температура мастильного матеріалу, °C			
	20	100	20	100
Товщина граничних адсорбційних шарів, мкм	0,17 – 1,85	0,125 – 1,88	0,16 – 1,642	0,041 – 1,52
Загальна товщина мастильного шару, мкм	3,321 – 10,76	4,65 – 9,7	2,22 – 8,37	3,188 – 9,7
Напруження зсуву масляного шару, МПа	4,53 – 11,98	8,08 – 14,43	6,03 – 15,9	8,15 – 19,31
Ефективна в'язкість в контакті, Па·с	553,9 – 3850	73,21 – 5403	253,4 – 4727	78,71 – 3866

в умовах кочення з проковзуванням при використанні трансмісійних олів різних виробників.

Оскільки в умовах експерименту найбільше зниження ефективної в'язкості в контакті до 73,21 та 78,71 Па·с відповідно для зразка 1 та 2 відбувається в умовах початкового підвищення температури оливи (45 – 49 цикли випробувань), що обумовлено зміною природи граничних адсорбційних шарів, прийємо дані значення ефективної в'язкості в контакті для ньютонівської рідини, оскільки внаслідок механо- та термодеструкції імовірність утворення стабільних граничних шарів на даному етапі напрацювання низька. За формулою (6) значення п'єзокоефіцієнта в'язкості α становлять $0,6 \cdot 10^{-8}$ та $0,81 \cdot 10^{-8}$ Па⁻¹ для зразка 1 та 2 відповідно. При формуванні стійких граничних адсорбційних шарів в процесі структурної пристосованості встановлено, що при використанні в якості мастильного матеріалу зразка 1 та 2 поверхня тертя відповідно для зазначених олів на 90% та 50 % вкрита плівками мастильного матеріалу (рис. 2).

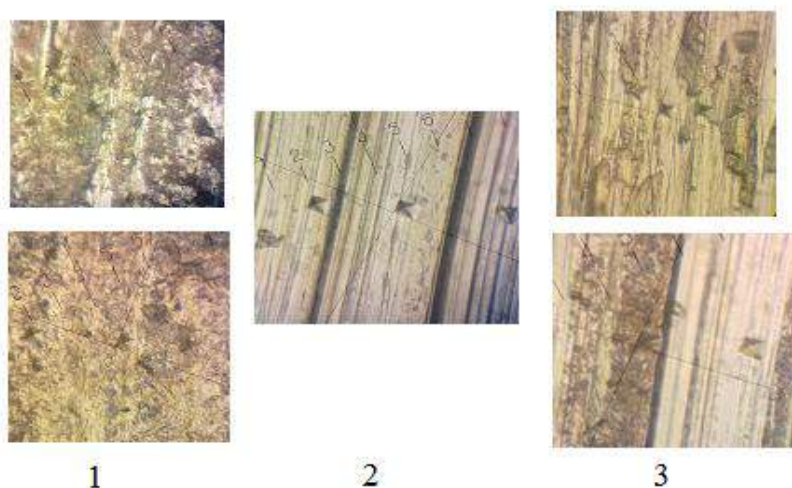


Рис. 2. Ділянки фрикційного контакту: 1 – при змащуванні мастильним матеріалом зразок 1, 2 – вихідна поверхня, 3 – при змащуванні мастильним матеріалом зразок 2.

Прийємо, що при оцінці змащувальних властивостей мастильного матеріалу в контакті в нестационарних умовах в період пуску, при мінімальній частоті обертання дослідних зразків (до 30 об/хв), проявляються характеристики негідродинамічної складової товщини мастильного шару – виключно граничних адсорбційних шарів. При цьому ефективна в'язкість мастильних матеріалів зростає в 60...75 разів, а при розрахунку за формулою Баруса значення п'єзокоефіцієнта в'язкості α при структуризації граничних шарів мастильного матеріалу збільшується в 4,6 та 3,5 разів для зразків 1 та 2 відповідно.

Формула Баруса враховує лише зміну в'язкості, спричинену тиском, що часто може стати проблемою, пов'язаною з роботою мастильного матеріалу в системі. У деяких випадках, особливо в неконформних, локальних і сильно навантажених контактах, таких як шарико-роликотішипники, шестерні, кулачки і т. д., контактний тиск часто стає на кілька порядків вище за атмосферний тиск. Тому практично важливо кількісно оцінити поведінку будь-якого мастильного матеріалу в залежності від тиску, щоб оцінити ефективність

його змащувальних властивостей. Математично α є дотичною до кривої рівняння Баруса при нульовому тиску і використовується в аналітичних формулах еластогідродинамічного режиму мащення. У роботі [19] відмічено, що в ідеалі α не залежить від тиску і чутливий до температури. Однак у літературі неодноразово згадувалося про значну похибку, яку дає рівняння Баруса при підвищених тисках вище 0,5 ГПа: зі зростанням тиску коефіцієнт α втрачає незалежність від тиску. Існуючі емпіричні кореляції оцінки коефіцієнтів в'язкості-тиску на основі рівняння Баруса застосовні тільки для обмеженого діапазону змінних («тиск», «температура», «напруження зсуву» і т. д.), а в деяких інших випадках вони здаються занадто неясними, щоб їх можна було осмислити та реалізувати в інженерних розрахунках [20].

У проведених дослідженнях максимальний контактний тиск по Герцу становив 200 МПа, що, відповідно до залежності Баруса, не повинно призводити до суттєвого збільшення в'язкості мастильного матеріалу. Однак, встановлене в експерименті збільшення ефективної в'язкості досліджуваних трансмісійних олив досить суттєве. Таким чином, при використанні формули Баруса для розрахунків в'язкості мастильного матеріалу необхідно враховувати зміну п'єзокоефіцієнта в'язкості з урахуванням прояву неньютонівських властивостей при формуванні граничних шарів мастильного матеріалу на активованих в процесі тертя контактних поверхнях.

Про неньютонівські властивості мастильного матеріалу в триботехнічному контакті свідчить залежність ефективної в'язкості олив від градієнту швидкості зсуву (рис. 3). За степеневим законом Оствальда-де Вейля згідно залежності (9), модель поведінки трансмісійних олив відповідає псевдопластичним рідинам з показником степені n 0,45 та 0,85 для зразку 1 та 2 відповідно. Згідно [18], напруження, що виникають в мастильному шарі при терті, обумовлені пружною та в'язкісною компонентами. Пружна компонента досягає максимальних значень при структуризації граничних шарів і надбанні мастильним матеріалом властивостей неньютонівських рідин. За умов зростання градієнту швидкості зсуву при максимальних обертах контактних поверхонь при терті в умовах кочення з проковзуванням збільшується швидкість деформації мастильного матеріалу ($\dot{\gamma}$) за залежністю (10). При збільшенні градієнта швидкості зсуву з $2,5 \cdot 10^2$ до $7,4 \cdot 10^5 \text{ c}^{-1}$ швидкість деформації зростає в $2,9 \cdot 10^3$ разів, при $\dot{\gamma} \geq 7,4 \cdot 10^3$ відбувається деструкція граничних шарів, мастильний матеріал втрачає псевдопластичні властивості, стає ньютонівською рідиною (рис. 3), пружна компонента напружень за таких умов дорівнює нулю. При градієнті швидкості зсуву $\geq 7,4 \cdot 10^5 \text{ c}^{-1}$ залишається лише в'язкісна компонента напружень.

У роботі [21] з урахуванням нелінійної поведінки в'язкості встановлено, що ньютонівські моделі не в змозі точно прогнозувати характеристики підшипників ковзання, що змащуються загущеними мастильними матеріалами. Для двох зразків олив за типових робочих умов модель неньютонівської в'язкості показала до 40 % зниження навантажувальної здатності внаслідок зниження в'язкості при зсуві.

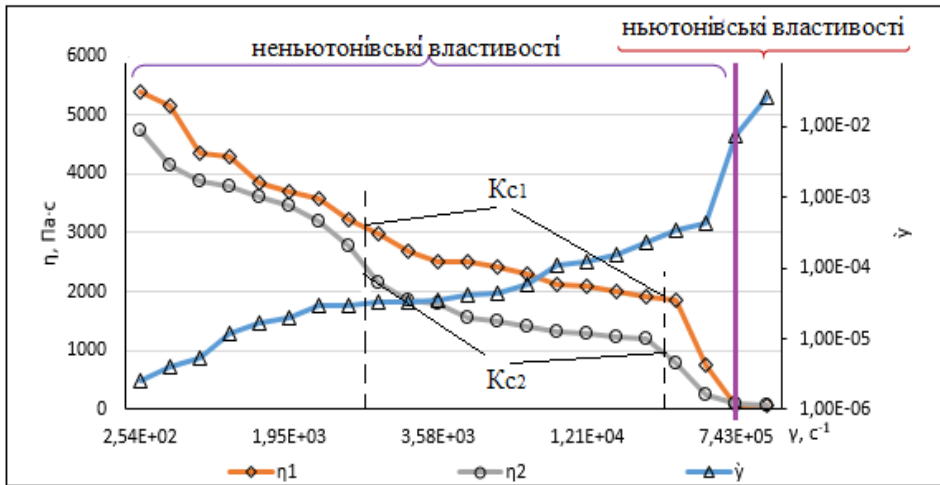


Рис. 3. Характер зміни ефективної в'язкості олив зразка 1 та 2 (η_1, η_2) і зміна швидкості деформації ($\dot{\gamma}$) мастильного матеріалу в контакті від градієнта швидкості зсуву (v).

За умов кочення з проковзуванням в нестационарних режимах роботи максимальна товщина граничних шарів, утворених компонентами трансмісійних олив зразка 1 та 2 складає відповідно 1,88 та 1,64 мкм, що призводить до зростання ефективної в'язкості олив в 73 та 60 разів. Стійкість структурованих граничних шарів до градієнту швидкості зсуву визначає ступінь їх стабільності та забезпечує зниження втрат на тертя внаслідок локалізації дотичних напружень зсуву в мастильному анізотропному шарі. Характеристикою стабільності мастильного матеріалу по відношенню до швидкості зсуву є параметр K_c , який, згідно [21], розраховується за залежністю в'язкості від другого інваріанта швидкості зсуву. Порівнюючи даний параметр для двох досліджуваних трансмісійних олив, встановлено, що для зразку 1 $K_{c1} > K_{c2}$, в середньому, в 1,4 рази, що свідчить про більшу стійкість граничних шарів оливи трансмісійної «Бора Б» ТСГип до механо- та термодеструкції в нестационарних умовах тертя.

Висновки. Запропонована оцінка визначення ефективної в'язкості мастильного матеріалу в контакті при формуванні структурованих граничних шарів мастильного матеріалу на основі реологічної моделі псевдопластичних неньютонівських рідин та степеневого закону Оствальда-де Вейля.

Обґрунтовано, що при використанні залежності Баруса для розрахунку в'язкості мастильного матеріалу необхідно враховувати зміну коефіцієнта в'язкості з урахуванням прояву неньютонівських властивостей при формуванні граничних шарів мастильного матеріалу.

Проведені дослідження на програмно-апаратному комплексі за допомогою роликової аналогії, що моделювало роботу зубчастих передач в умовах кочення з проковзуванням. Олива трансмісійна «Бора Б» ТСГип (зразок 1) характеризується більш ефективними реологічними характеристиками в нестационарних умовах тертя в режимі кочення з проковзуванням (30%), в порівнянні з трансмісійною оливою для гіпоїдних передач ТСГип (зразок 2) за

рахунок більшої стійкості граничних шарів до швидкості деформації мастильного матеріалу за умов збільшення градієнта швидкості зсуву.

Список літератури

1. Jedliński Ł. Analysis of the influence of gear tooth friction on dynamic force in a spur gear. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. 1736. 012011. doi:10.1088/1742-6596/1736/1/012011
2. Szeri A.Z. Navier-Stokes Equation and Applications in Lubrication. In: Wang, Q.J., Chung, Y.W. (eds) *Encyclopedia of Tribology*. Springer, Boston, MA, 2013. P. 2405-2416. https://doi.org/10.1007/978-0-387-92897-5_144
3. Jacobson B.O. Rheological models for non-Newtonian fluids. *Tribology Series*, Elsevier, 1991. Vol. 19. Pages 53-68. [https://doi.org/10.1016/S0167-8922\(08\)70044-0](https://doi.org/10.1016/S0167-8922(08)70044-0)
4. D. Dowson, G. R. Higginson *Elasto-hydrodynamic Lubrication: The Fundamentals of Roller and Gear Lubrication*. Pergamon Press, 1966. 235 p.
5. Rebbeci B., Oswald F. B., Townsend D. P. Measurement of Gear Tooth Dynamic Friction. Prepared for the Seventh International Power Transmission and Gearing Conference sponsored by the American Society of Mechanical Engineers San Diego, California, October 6-9, 1996. 11 p.
6. Masjedi M., Khonsari M. M. On the prediction of steady-state wear rate in spur gears. *Wear*. 2015. 342. P. 234-243.
7. Sivayogan G., Dolatabadi N., Johns-Rahnejat P., Rahmani R., Rahnejat H. Non-Newtonian Thermo-Elastohydrodynamics and Sub-Surface Stress Field of High-Performance Racing Spur Gears. *Lubricants*. 2022. 10. 146. <https://doi.org/10.3390/lubricants10070146>
8. Renardy M. Current issues in non-Newtonian flows: a mathematical perspective. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*. 2000. Vol. 90, Is. 2-3. P. 243-259. [https://doi.org/10.1016/S0377-0257\(99\)00081-6](https://doi.org/10.1016/S0377-0257(99)00081-6)
9. Johnson K.L., Cameron R., Shear Behaviour of Elastohydrodynamic Oil Films at High Rolling Contact Pressures. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. 1967. Vol. 182, Part 1, № 14. P. 307-330. doi:[10.1243/PIME_PROC_1967_182_029_02](https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1967_182_029_02)
10. Johnson K. L., Tevaarwerk J. L. Shear Behaviour of Elastohydrodynamic Oil Films. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*. 1977. Vol. 356, No. 1685. P. 215-236
11. Yang Q., Huang P., Fang Y. A novel Reynolds equation of non-Newtonian fluid for lubrication simulation. *Tribology International*. 2016. Vol. 94. P. 458-463. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.10.011>
12. Radulescu A.V., Radulescu I. Rheological models for lithium and calcium greases. *Mechanika*. 2006. №3(59). P.67-70.
13. Mustafayeva G.R. Rheological models of non-newtonian oils flows. *Proektirovanie, sooruzhenie i jekspluatacija gazonefteprovodov i gazoneftehranilishh*. 2028. 4. P. 40-42. <https://doi.org/10.24411/0131-4270-2018-10406>
14. Hähner G., Spencer N. Rubbing and Scrubbing. *Physics Today*. 1998. 51(9). P. 22-27.
15. Ilina O.A., Mikosianchyk O.O., Yashchuk O. P., Mnatsakanov R.H., Berezivskiy N.M. Tribomonitoring of the quality of aviation hydraulic oils according to lubricity and rheological indicators. *Problems of Tribology*. 2023. V. 28, No 1/107. P. 34-40. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2023-107-1-34-40>
16. Ilina O.A., Mikosianchyk O.O., Mnatsakanov R.H., Yakobchuk O.Ye. Development of methods for evaluation of lubrication properties of hydraulic aviation oils. *Problems of Tribology*. 2021. V. 26, No 3/101. P.42-47. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2021-101-3-42-47>

-
17. Kudenatti R.B., Noor-E-Misbah, Bharathi M.C. Boundary-layer flow of the power-law fluid over a moving wedge: a linear stability analysis. *Engineering with Computers*. 2021. 37. P. 1807–1820. <https://doi.org/10.1007/s00366-019-00914-x>
18. Заскока А.Н., Ляшенко Я.А. Учет температурной зависимости вязкости неньютоновских смазок в модели граничного трения при фазовом переходе второго рода. *Физическая мезомеханика*. 2014. 17 (2). С. 93-100.
19. Panda S. Pressure-Viscosity Coefficient and Characteristics of Lubricants. *Tribonet*. 2019. URL: <https://www.tribonet.org/wiki/pressure-viscosity-coefficient-and-characteristics-of-lubricants/> (дата звернення: 10.05.2024).
20. Sargent L. B. Pressure-Viscosity Coefficients of Liquid Lubricants. *A S L E Transactions*. 1983. 26 (1). P. 1–10. <https://doi.org/10.1080/05698198308981471>
21. Gecim B.A. Non-Newtonian Effect of Multigrade Oils on Journal Bearing Performance. *Tribology Transaction*. 1990. V. 33. P. 384–394. <https://doi.org/10.1080/10402009008981968>

Стаття надійшла до редакції 13.05.2024.

Мікосянчик Оксана Олександрівна – докт. техн. наук, професор, завідувач кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів, Національний авіаційний університет, пр. Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, тел.: +38 044 406 77 70, E-mail: oksana.mikos@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-2438-1333>

Ільїна Ольга Андріївна – аспірант кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів, Національний авіаційний університет, пр. Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, тел.: +38 044 406 77 70, E-mail: ilivna19930@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-1674-0578>

Mikosianchyk Oksana Oleksandrivna - Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Applied Mechanics and Materials Engineering, National Aviation University, 1 Lubomyra Huzar Ave., Kyiv, Ukraine, 03058, E-mail: oksana.mikos@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-2438-1333>

Iliina Olha Andriyivna – graduate student of the Department of Applied Mechanics and Materials Engineering, National Aviation University, 1 Lubomyra Huzar Ave., Kyiv, Ukraine, 03058, тел.: +38 044 406 77 70, E-mail: ilivna19930@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-1674-0578>

O.O. MIKOSIANCHYK, O.A. ILINA

EVALUATION OF THE RHEOLOGICAL CHARACTERISTICS OF GEAR OILS UNDER UNSTEADY FRICTION CONDITIONS

The aim of the study was to evaluate the rheological characteristics of the lubricant during the formation of hydrodynamic and nonhydrodynamic components of the lubricating layer in tribotechnical contact. Two gear oils for hypoid gears were chosen as lubricants for the study. The studies were carried out on a hardware and software complex using a roller analogy that modeled the operation of gears under rolling and slipping conditions. The 'Bora B' T-Shyp gear oil (sample 1) is characterized by more effective rheological characteristics under unsteady friction conditions in the rolling sliding mode (30%), compared to the T-Shyp gear oil for hypoid gears (sample 2) due to the greater resistance of the boundary layers to the deformation rate of the lubricant under conditions of increasing the shear rate gradient. The non-Newtonian properties of oils according to the Ostwald-de Weyl power law are considered and the manifestation of pseudoplastic properties by lubricants is substantiated - the model of the behavior of gear oils corresponds to pseudoplastic fluids with a degree index n of 0.45...0.85. The expediency of using the Barus dependence to estimate the viscosity of a lubricant at a contact pressure of 200 MPa is analyzed. It is substantiated that when using the Barus dependence to calculate the viscosity of a lubricant, it is necessary to take into account the change in the piezoelectric viscosity coefficient, taking into account the manifestation of non-Newtonian properties in the formation of boundary layers of the lubricant. The regularities of changes in the elastic and viscous components of stress in the lubricant under conditions of increasing the gradient of the shear rate at friction are established. With an increase in the shear rate gradient from $2.5 \cdot 10^2$ to $7.4 \cdot 10^5 \text{ s}^{-1}$, the deformation rate increases by a factor of $2.9 \cdot 10^3$, and the destruction of boundary layers occurs. At the same time, the lubricant loses its pseudoplastic properties and becomes a Newtonian fluid, the elastic component of the stresses under such conditions being zero.

Key words: rheology, non-Newtonian fluids, viscosity, shear rate gradient, boundary layers, stress.

References

1. Jedliński Ł. Analysis of the influence of gear tooth friction on dynamic force in a spur gear. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. 1736. 012011. doi:10.1088/1742-6596/1736/1/012011
2. Szeri A.Z. Navier-Stokes Equation and Applications in Lubrication. In: Wang, Q.J., Chung, YW. (eds) *Encyclopedia of Tribology*. Springer, Boston, MA, 2013. P. 2405-2416. https://doi.org/10.1007/978-0-387-92897-5_144
3. Jacobson B.O. Rheological models for non-Newtonian fluids. *Tribology Series*, Elsevier, 1991. Vol. 19. Pages 53-68. [https://doi.org/10.1016/S0167-8922\(08\)70044-0](https://doi.org/10.1016/S0167-8922(08)70044-0)
4. D. Dowson, G. R. Higginson *Elasto-hydrodynamic Lubrication: The Fundamentals of Roller and Gear Lubrication*. Pergamon Press, 1966. 235 p.
5. Rebbechi B., Oswald F. B., Townsend D. P. Measurement of Gear Tooth Dynamic Friction. Prepared for the Seventh International Power Transmission and Gearing Conference sponsored by the American Society of Mechanical Engineers San Diego, California, October 6-9, 1996. 11 p.
6. Masjedi M., Khonsari M. M. On the prediction of steady-state wear rate in spur gears. *Wear*. 2015. 342. P. 234-243.
7. Sivayogan G., Dolatabadi N., Johns-Rahnejat P., Rahmani R., Rahnejat H. Non-Newtonian Thermo-Elastohydrodynamics and Sub-Surface Stress Field of High-Performance Racing Spur Gears. *Lubricants*. 2022. 10. 146. <https://doi.org/10.3390/lubricants10070146>
8. Renardy M. Current issues in non-Newtonian flows: a mathematical perspective.

Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics. 2000. [Vol. 90, Is. 2–3](#). P. 243-259. [https://doi.org/10.1016/S0377-0257\(99\)00081-6](https://doi.org/10.1016/S0377-0257(99)00081-6)

9. Johnson K.L., Cameron R., Shear Behaviour of Elastohydrodynamic Oil Films at High Rolling Contact Pressures. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. 1967. Vol. 182, Part 1, № 14. P. 307-330. doi:[10.1243/PIME_PROC_1967_182_029_02](https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1967_182_029_02)

10. Johnson K. L., Tevaarwerk J. L. Shear Behaviour of Elastohydrodynamic Oil Films. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences. 1977. Vol. 356, No. 1685. P. 215-236

11. Yang Q., Huang P., Fang Y. A novel Reynolds equation of non-Newtonian fluid for lubrication simulation. Tribology International. 2016. [Vol. 94](#). P. 458-463. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.10.011>

12. Radulescu A.V., Radulescu I. Rheological models for lithium and calcium greases. Mechanika. 2006. №3(59). P.67-70.

13. Mustafayeva G.R. Rheological models of non-newtonian oils flows. Proektirovanie, sooruzhenie i jekspluatacija gazonefteprovodov i gazoneftehranilishh. 2028. 4. P. 40-42. <https://doi.org/10.24411/0131-4270-2018-10406>

14. Hähner G., Spencer N. Rubbing and Scrubbing. Physics Today. 1998. 51(9). P. 22-27.

15. Ilina O.A., Mikosianchyk O.O., Yashchuk O. P., Mnatsakanov R.H., Berezivskiy N.M. Tribomonitoring of the quality of aviation hydraulic oils according to lubricity and rheological indicators. Problems of Tribology. 2023. V. 28, No 1/107. P. 34-40. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2023-107-1-34-40>

16. Ilina O.A., Mikosianchyk O.O., Mnatsakanov R.H., Yakobchuk O.Ye. Development of methods for evaluation of lubrication properties of hydraulic aviation oils. Problems of Tribology. 2021. V. 26, No 3/101. P.42-47. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2021-101-3-42-47>

17. Kudenatti R.B., Noor-E-Misbah, Bharathi M.C. Boundary-layer flow of the power-law fluid over a moving wedge: a linear stability analysis. Engineering with Computers. 2021. 37. P. 1807–1820. <https://doi.org/10.1007/s00366-019-00914-x>

18. Zaskoka A.N., Lyashenko Ya.A. Uchet temperaturnoj zavy'sy'mosty` vyazkosti` nen`yutonovskiy`x smazok v modely` grany`chnogo treny`ya pry` fazovom perexode vtorigo roda. Fy`zy`cheskaya mezomexany`ka. 2014. 17 (2). S. 93-100.

19. Panda S. Pressure-Viscosity Coefficient and Characteristics of Lubricants. Tribonet. 2019. URL: <https://www.tribonet.org/wiki/pressure-viscosity-coefficient-and-characteristics-of-lubricants/>.

20. Sargent L. B. Pressure-Viscosity Coefficients of Liquid Lubricants. A S L E Transactions. 1983. 26 (1). P. 1–10. <https://doi.org/10.1080/05698198308981471>

21. Gecim B.A. Non-Newtonian Effect of Multigrade Oils on Journal Bearing Performance. Tribology Transaction. 1990. V. 33. P. 384—394. <https://doi.org/10.1080/10402009008981968>