

УДК 621.891

DOI: 10.18372/0370-2197.1(94).16466

В. М. БОРОДІЙ, О. О. МІКОСЯНЧИК, Р. Г. МНАЦАКАНОВ, О. Є. ЯКОБЧУК

Національний авіаційний університет, Україна

## ОЦІНКА ТРИБОТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТА КОНТАКТНОЇ ВИТРИВАЛОСТІ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ ГЕРОТОРНОГО МАСЛЯНОГО НАСОСУ

*В роботі проведено розрахунок триботехнічних параметрів шестерні-коліса героторного насоса та визначена довговічність роботи даного трибоспряження залежно від характеристик мастильного матеріалу, матеріалу внутрішньої шестерні (ротора) та еквівалентною кількістю циклів до руйнування шестерні. Проведено моделювання оцінки ресурсу героторного насоса з урахуванням триботехнічних характеристик моторних олівів Agrinol SAE 5W-30, SAE 5W-40 та Agrinol Professional SAE 15W-40. Встановлено, що діапазон зміни максимального контактного навантаження в зубчастому зачепленні залежно від частоти обертання ротора складає 460...390 МПа, при цьому діапазон зміни ресурсу шестерні становить 5180...5450 годин для насосу з 8-зубчастою внутрішньою шестернею ротора. Проаналізовано, що зменшення зносу робочих поверхонь зубів шестерен із збільшенням кількості зубів внутрішньої шестерні обумовлено зменшенням максимальних контактних навантажень по лінії епіциклоїдального зачеплення.*

**Ключові слова:** героторний насос, зношування, епіциклоїдальне зачеплення, ресурс, контактні напруження.

**Вступ та постановка задач дослідження.** Сучасні вузли тертя працюють в широкому діапазоні умов експлуатації, до них пред'являються різноманітні і, часом, суперечливі вимоги: надійність і точність, довговічність і вантажопідйомність, термостійкість і теплонавантаженість, малі і великі коефіцієнти тертя, легкість, мініатюрність, економія енергії і матеріалів, техніка безпеки та екологічність, простота у використанні і обслуговуванні, технологічність, взаємозамінність, помірна вартість при виготовленні. Більш того, розвиток техніки призводить до постійного посилення цих вимог та умов експлуатації. Очевидно, прогрес в області визначення умов експлуатації трибосистем неможливий без глибоких теоретичних, експериментальних, конструкторських і винахідницьких розробок і досліджень, здатних його забезпечити.

У вузлах тертя протікають складні механічні, фізичні та фізико-хімічні процеси, пов'язані із взаємодією поверхонь у відносному русі. Перш за все, це процеси тертя, зношування і мащення, які є домінуючими чинниками, що впливають на ресурс машин та механізмів [1]. Вивченням багатьох з цих процесів займається контактна еластогідродинаміка, яка є теоретичною основою для розрахунку широкого класу вузлів тертя.

Для зменшення втрат на тертя і зношування поверхонь тертя, а також відведення від них теплоти в двигунах внутрішнього згорання застосовують систему мащення, яка може бути розбризкуванням, примусовою та комбінованою. Тиск у масляній магістралі створюється за допомогою спеціального насоса, зазвичай шестерного типу.

Маслонасос характеризується властивостями як гідромашини, так і зубчастої передачі. Як гідромашині масляному насосу властива нерівномірність подачі оливи, отже, пульсації крутного моменту на приводному валу. Величина

пульсацій залежить від кількості зубів шестерен, і чим менша кількість зубів, тим вище рівень пульсації. Як зубчастій передачі, масляному насосу властиві недоліки зубчастого зачеплення: неплавність роботи з огляду на мале перекриття в зачепленні малозубих зубчастих коліс і неточності виготовлення, наслідком чого є удари в зачепленні. Динамічні процеси негативно впливають на втомну міцність елементів маслonaсоса. Розвиток втомних тріщин може призводити до раптового руйнування однієї з деталей маслonaсоса, що є небезпечним явищем.

Актуальним напрямком надійного прогнозування довговічності неконформних вузлів і оптимального вибору мастильних матеріалів є розробка комплексної методики оцінки триботехнічних характеристик мастильних матеріалів в умовах рясного мащення і масляного голодування, що дає можливість розробити рекомендації щодо забезпечення раціонального режиму мащення трибовузла, правильного вибору мастильного матеріалу та температурного режиму його експлуатації та оцінити знос і ресурс елементів трибоспряження.

**Аналіз останніх публікацій з даної проблеми.** Основною функцією системи мащення двигуна є примусова підтримка безперервної подачі мастильного матеріалу у підшипники. Нормальний тиск оливи в двигуні рекомендований в діапазоні  $2 \dots 4 \text{ кг/см}^2$  (від 200 до 400 кПа) або  $0,7 \text{ кг/см}^2$  на кожні 1000 обертів за хвилину швидкості обертання колінчастого валу двигуна [2].

Раптова відмова масляного насоса та припинення подачі оливи в систему мащення двигуна призводить до виходу з ладу колінчастого валу дизеля, шатунів та інших елементів. Це тягне за собою зупинку двигуна і подальший його ремонт: розбирання двигуна, заміну колінчастого валу, шатунів, масляного насоса, складання двигуна та його обкатку, на що йде багато часу та коштів. Згідно з наявними даними по рекламаціях на відмови дизелів, пов'язані зі втомними полумками деталей маслonaсоса, найчастішими є відмови в діапазоні 420...900 мотогодин [3].

Перспективним напрямом підвищення надійності системи мащення транспортних засобів є використання героторних насосів, що відносяться до різновидів шестеренних насосів із внутрішнім зачепленням та за своїми технічними характеристиками займають проміжну нішу між аксіально-поршневыми та радіально-поршневыми гідронасосами. Вони розвивають високий стартовий і стабільний робочий крутний момент, забезпечують постійну частоту обертання вихідного валу. Особливістю героторних гідромоторів є невеликі габарити та вага, низька вартість. Героторний насос, наприклад, дозволяє підтримувати тиск оливи в гідросистемі автомобільної трансмісії в діапазоні  $5 \dots 22 \text{ кг/см}^2$ , при цьому номінальна витрата оливи до 3150 л/год.

В роботі [4] зазначено, що шестерні насоса з внутрішнім зачепленням мають малий знос завдяки меншій швидкості ковзання та меншому питомому тиску на зуб'я. Однак внаслідок великої довжини ущільнюючих зазорів та великих швидкостей зубчастих коліс насоси з внутрішнім зачепленням характеризуються меншим ККД, який, в середньому, складає 0,85. Головна перевага героторного насоса полягає в тому, що він забезпечує високу подачу рідини при невеликих власних габаритних розмірах, що покриває основний недолік - складність конструкції та технології виготовлення. За рівнем шуму вони відповідають шестеренним насосам внутрішнього зачеплення. Героторні насоси призначені для роботи з робочими рідинами з кінематичною в'язкістю 12 ... 1500 Ст і тонкістю фільтрації до 60 мкм [5]. Дрібномодульні зубчасті колеса, що використовуються в насосах даного типу, знаходять дедалі ширше застосування. Такі зубчасті колеса мають менші

втрати на тертя і добре припрацьовуються. Для виготовлення таких передач застосовують лиття. При використанні технології лиття доцільно застосування епіта гіпоциклоїду для профілювання зубів [6]. Головка зуба колеса окреслена епіциклоїдою, ніжка зуба окреслена гіпоциклоїдою. Епіциклоїд отримують коченням допоміжного кола по початковому, а гіпоциклоїд - коченням допоміжного кола всередині початкового. Циклоїдальні зуб'я мають ряд переваг у порівнянні з евольвентними: велику контактну міцність, оскільки контактують опуклі та увігнуті частини зуб'їв; велику довжину активної лінії зачеплення; велику зносостійкість; контактні руйнування зуб'їв рідкісні; викришування зуб'їв рідко буває прогресуючим [7].

Протилежні висновки щодо насосів даного типу наведено в роботі [8], де зазначено, що простіший за конструкцією насос героторного типу (з шестернями внутрішнього зачеплення циклоїдального профілю) рідко використовується через недостатню довговічність. Це обумовлено тим, що він є насосом одинарної дії, внаслідок чого зубчасті колеса навантажені великими радіальними силами, що викликають зношування поверхонь тертя і необхідність збільшення розмірів окремих деталей.

В роботі [9] проаналізовано, що до основних факторів, які впливають на інтенсивність зношування зубчастих коліс, слід віднести питоме навантаження в зоні контакту зуб'їв, твердість робочих поверхонь, швидкість ковзання, геометрія передачі, температура, вид мастильного матеріалу та умови навколишнього середовища в процесі експлуатації.

Виконанню умов контактної міцності для навантажених вузлів тертя слід приділяти найбільшу увагу, оскільки це є необхідною умовою їх безпечної роботи. В стандартному методі розрахунку контактної міцності твердих тіл граничне контактне навантаження визначається за інтенсивністю напружень в одній, найбільш небезпечній точці пружнодеформованого тіла та досягає значень межі текучості матеріалу на зсув [10]. Передача потужності в елементах машини або компонентах двигуна, таких як підшипники кочення, шестірні або кулачки / штовахачі, зазвичай досягається за рахунок концентрованих контактів кочення і кочення-ковзання, в яких елементи трибоспряження локально пружно деформуються через діючі контактні сили. Для сухих контактів відповідні деформації, тиски та напруження можуть бути апроксимовані теорією Герца [11]. Однак, за наявності достатньої кількості мастильного матеріалу створюється гідродинамічний тиск, і контактуючі поверхні повністю або частково розділяються тонкою плівкою рідини. В зубчастому зачепленні зазвичай локальна пружна деформація і товщина мастильної плівки приблизно однакові по порядку величини, домінують еластогідродинамічні режими мащення, які не враховуються при розрахунку на контактну витривалість.

Інформація щодо прогнозування довговічності героторних насосів надзвичайно обмежена, тому розробка методики оцінки основних експлуатаційних характеристик насосів даного типу є актуальним напрямом наукових досліджень. Основну увагу слід приділити прогнозуванню довговічності зуб'їв внутрішньої шестерні ротора в процесі експлуатації, оскільки ресурс даної деталі переважно визначає ресурс героторного насосу в цілому

**Мета роботи** – розробка методики оцінки триботехнічних характеристик та контактної витривалості зубчастої передачі героторного масляного насоса.

**Методика експериментальних досліджень.** На програмно-апаратному комплексі за допомогою роликової аналогії моделюється робота зубчастих передач в умовах кочення з проковзуванням (рис. 1) [12].

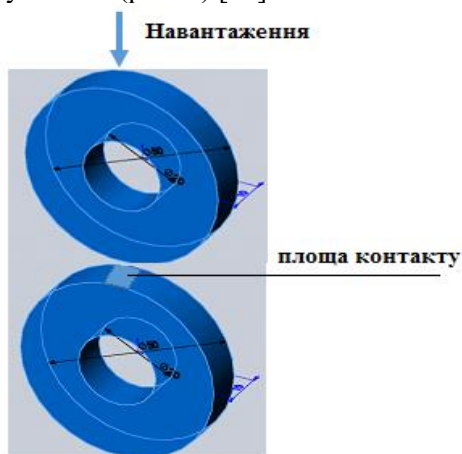


Рис. 1. Схема вузла навантаження

В якості матеріалу контактних поверхонь використовувались ролики – сталь 30ХГСА (HRC 48 – 52,  $R_a$  0,34 мкм). Змащування контактних поверхонь здійснювалось шляхом занурення нижнього ролика в ванночку з оливою.

В якості мастильного матеріалу використовували наступні моторні оливи (табл. 1):

- універсальна синтетична енергозберігаюча малов'язка моторна олива Агрінол SAE 5W-30 SL/CF – для бензинових та дизельних двигунів нового покоління легкових автомобілів та мікроавтобусів;

- універсальна синтетична моторна олива Агрінол SAE 5W-40 SN/CF – для сучасних високофорсованих бензинових двигунів з турбонаддувом та дизельних двигунів з наддувом легкових автомобілів, мікроавтобусів та легких вантажівок;

- Агрінол PROFESSIONAL – високопотужна UHPD (Ultra High Performance Diesel) моторна олива для високонавантажених турбодизельних двигунів вантажних автомобілів та комерційного транспорту, будівельних та сільськогосподарських машин.

Таблиця 1

Фізико-хімічні характеристики досліджуваних моторних олив

Показник	SAE 5W-30 SL/CF	SAE 5W-40 SN/CF	Agrinol PROFESSIONAL SAE 15W-40 CJ-4
Густина при 20°C, кг/м <sup>3</sup> , не більше	880	880	900
В'язкість кінематична при 100°C, мм <sup>2</sup> /с, в межах	9,3-12,5	12,5-16,3	13,5-16,3
Індекс в'язкості, не менше	150	160	135
Температура спалаху в відкритому тиглі, °C, не нижче	205	205	215
Температура застигання, °C, не вище	Мінус 35	Мінус 36	Мінус 30
Лужне число, мг КОН/г, не менше	6,5	7,0	8,5
Зольність сульфатна, %, не більше	1,2	1,3	1,3

В роботі проведено розрахунок триботехнічних параметрів шестерні-колеса героторного насоса та визначена довговічність роботи даного трибоспряження залежно від характеристик мастильного матеріалу, матеріалу внутрішньої шестерні (ротора) та еквівалентною кількістю циклів до руйнування шестерні. Розрахунок основних показників проведено за наступними залежностями:

– коефіцієнт тертя:

$$f = \frac{0,01 \nu_{2'}^{0,07} \sigma_{\max}^{0,2} [10 + \lg(\frac{HB}{E_{np}} \frac{Ra}{\rho_{np}})]}{V^{0,25}},$$

де  $\nu_{2'}$  – зміна кінематичної в'язкості мастильного матеріалу при напрацюванні,  $\sigma_{\max}$  – максимальне контактне напруження по Герцу,  $HB$  – твердість матеріалу шестерні по Бріннелю;  $Ra$  – шорсткість поверхні шестерні;  $E_{np}$  – приведений модуль пружності;  $\rho_{np}$  – приведений радіус кривизни поверхонь,  $V$  – швидкість обертання вала,

– мінімальна товщина мастильного шару:

$$h = 0,768 \frac{(\eta_0 V)^{0,625} (100 \rho_{np})^{0,375} \sigma_{\max}^{0,125}}{a^{0,5}} \text{ [мкм]},$$

де  $\eta_0$  – динамічна в'язкість мастильного матеріалу,  $a$  – п'єзокоефіцієнт мастильного матеріалу,

– глибина зносу профілю шестерні:

$$\Delta = c \frac{f M_{кр} T}{i d \sin 2\alpha} \left( \frac{1}{z_u} + \frac{1}{z_k} \right) \text{ [мм]},$$

де  $c$  – коефіцієнт зносу профіля зуба,  $10^{-6}$ , мм/кг год,  $M_{кр}$  – крутний момент,  $T$  – тривалість роботи елементів трибоспряження,  $i$  – передаточне відношення,  $d$  – діаметр діляльного кола,  $\alpha$  – кут зачеплення,  $z$  – число зубів,

– ресурс роботи зубів внутрішньої шестерні ротора розраховувався за еквівалентною кількістю циклів до руйнування, при цьому враховувалась умова контактної витривалості за контактними напруженнями:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_{дон}] \times \sqrt[6]{\frac{N_0}{N_{екв}}},$$

де  $\sigma_{\max}$  – максимальне контактне напруження по Герцу,  $[\sigma_{дон}]$  – допустиме контактне напруження,  $N_0$  – базова кількість циклів,  $N_{екв}$  – еквівалентна кількість циклів напружень,

– максимальне контактне напруження по Герцу:

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{P_p E_{np}}{\rho_{np} (1 - \mu^2)}},$$

$$P_p = \frac{2 M_{кр} K}{b d \cos \alpha}$$

де  $P_p$  – погонне навантаження,  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона,  $M_{кр}$  – крутний момент на валу ротора,  $K = 1,8$ ,  $b$  – ширина зуба шестерні.

– кінематична в'язкість мастильного матеріалу:

$$v_2 = v_1 \exp(-\beta(t_2 - t_1) + (200 - t_2)^{0,2}),$$

де  $v_1$  – кінематична в'язкість при  $50^\circ\text{C}$ ,  $t_1$  – температура оливи,  $50^\circ\text{C}$ ,  $t$  – експлуатаційна температура оливи,  $\beta$  – в'язкісно-температурний коефіцієнт (от 0,045 до 0,07),

– зміна кінематичної в'язкості при напрацюванні:

$$v_{2^r} = v_2 T^{0,25} e^{\frac{1}{t}} + A^{0,1},$$

де  $T$  – тривалість експлуатації мастильного матеріалу;  $t$  – робоча температура оливи;  $A$  – вміст повітря в мастильному матеріалі, %,

– динамічна в'язкість:

$$\eta_0 = v_{2^r} \times \rho_t$$

де  $\rho_t$  – густина оливи при робочій температурі.

Важливою складовою в наведених розрахункових залежностях є врахування впливу на кінетику зміну триботехнічних характеристик контакту кінематичної та динамічної в'язкості мастильного матеріалу при його робочій температурі експлуатації та оцінка максимального контактного напруження по Герцу в залежності від крутного моменту на валу ротора.

**Обговорення основних результатів.** Проведено моделювання оцінки ресурсу героторного насоса з урахуванням триботехнічних характеристик моторних оливок Агрінол SAE 5W-30, Агрінол SAE 5W-40 та Agrinol Professional SAE 15W-40. Встановлено, що в умовах кочення з проковзуванням 20% при контактному навантаженні від 200 до 400 МПа антифрикційні та протизношувальні властивості зазначених моторних оливок ідентичні - в досліджуваному діапазоні кінематичної в'язкості оливок при  $100^\circ\text{C}$  від 10 до 16 мм<sup>2</sup>/с зміна коефіцієнту тертя в контакті та лінійний знос випереджаючої та відстаючої поверхонь не суттєво залежать від типу оливи. Зростання кінематичної в'язкості оливок суттєво впливає лише на кінетику формування товщини мастильного шару, яка зростає на 18% при змащуванні пар тертя моторною оливою SAE 15W-40, в порівнянні з оливою SAE 5W-30 (табл. 2). Для подальшого моделювання довговічності героторного насоса обрана олива Agrinol Professional SAE 15W-40.

В якості об'єкту дослідження та розробки методики розрахунку обраний героторний насос із позacentроїдним епіциклоїдальним зачепленням з  $z$  – числом зубів шестерні (внутрішнього ротора), де  $z$  становило 4, 6 та 8. Потужність героторного насоса – 10 кВт, продуктивність – 16 л/хв, максимальний крутний момент на роторі насоса – 500 Н·м, тиск робочої рідини – 10 МПа, діаметр вала - 25 мм, номінальний діаметр вісі шестерні ротора – 100 мм, максимальна кількість обертів – 1300 об/хв.

Результати моделювання свідчать, що при збільшенні кількості зубів внутрішньої шестерні ротора від 4 до 8 коефіцієнт тертя в зонах максимального контактного навантаження епіциклоїдального зачеплення зменшується, в середньому, в 1,6 разів. При зростанні частоти обертання вала ротора до 1300 об/хв, незалежно

від кількості зуб'їв внутрішньої шестерні, коефіцієнт тертя знижується в 1,75 разів, в порівнянні з початковими показниками даного параметру при запуску насоса (рис. 2)

Таблиця 2

**Триботехнічні характеристики моторних олів в умовах кочення з проковзуванням при максимальному контактному навантаженні 200 МПа**

Частота обертання випереджаючої поверхні, об/хв	Коефіцієнт тертя			Товщина мастильного шару, мкм			Сумарний лінійний знос поверхонь при напрацюванні 10 год, мм		
	$f_1^*$	$f_2^*$	$f_3^*$	$h_1^*$	$h_2^*$	$h_3^*$	$w_1^*$	$w_2^*$	$w_3^*$
100	0,093	0,096	0,098	67,8	77,2	82,2	0,005	0,005	0,005
300	0,078	0,081	0,082	164	186	198	0,004	0,004	0,004
500	0,071	0,074	0,075	235	268	285	0,004	0,004	0,004
700	0,065	0,067	0,068	316	359	383	0,003	0,003	0,003
900	0,061	0,063	0,064	357	407	433	0,003	0,003	0,003
1100	0,058	0,059	0,060	407	463	493	0,003	0,003	0,003
1300	0,055	0,056	0,057	446	507	540	0,002	0,002	0,002

1\*, 2\*, 3\* – триботехнічні показники наведені для моторних олів Агрінол SAE 5W-30, Агрінол SAE 5W-40 та Agrinol Professional SAE 15W-40 відповідно.

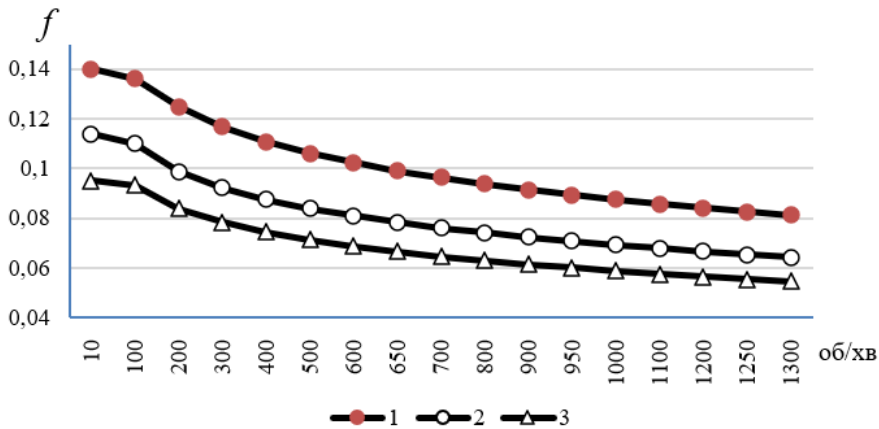


Рис. 2. Залежність коефіцієнту тертя від кількості зуб'їв ( $z$ ) внутрішньої шестерні та частоти обертання валу ротора: 1 –  $z = 4$ ; 2 –  $z = 6$ ; 3 –  $z = 8$

Підвищення антифрикційних властивостей контакту як із збільшенням кількості зуб'їв внутрішньої шестерні, так і при зростанні частоти обертання валу, обумовлено кінетикою формування товщини мастильного шару між трибоелементами. В початковий період роботи насоса, при запуску, мінімальна товщина мастильного шару в контакті становить, в середньому, 1,6 мкм, при роботі насоса на максимальній частоті обертання несуча здатність мастильного шару значно підвищується – товщина мастильної плівки становить 100, 250 та 450 мкм в найбільш навантажених ділянках епіциклоїдального зачеплення з 4, 6 та 8 зуб'ями внутрішньої шестерні ротора відповідно.

Інтенсивність формування мастильної плівки та її несуча здатність безпосередньо обумовлюють кінетику зміни зносу зуб'їв. При низькій частоті обертання валу, в період запуску героторного насоса, домінує напівсухий або граничний

режим мащення, що призводить до зростання лінійного зносу поверхневих шарів зуб'їв пар тертя. При збільшенні частоти обертання валу ротора до 1300 об/хв знос контактних поверхонь зменшується в 2,5; 4 та 7 разів для шестерень з кількістю зуб'їв 4, 6 та 8 відповідно (рис. 3).

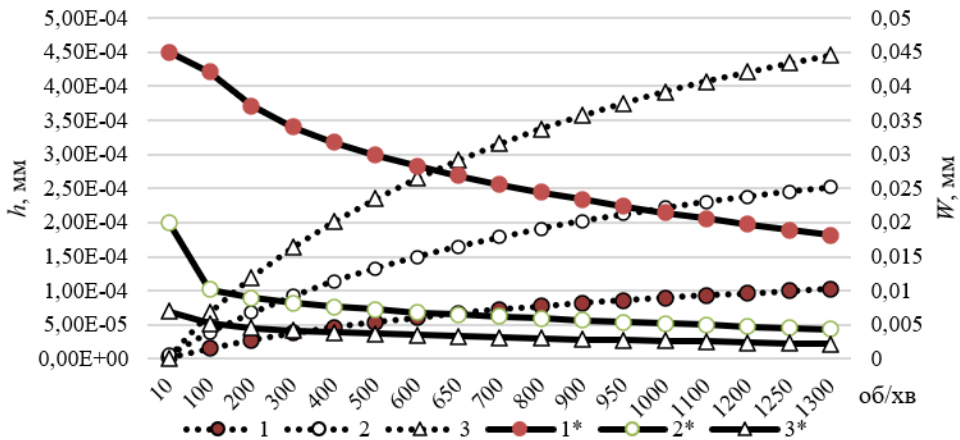


Рис. 3. Кінетика зміни товщини мастильного шару ( $h$ ) та лінійного зносу шестерень ( $W$ ) залежно від кількості зуб'їв ( $z$ ) внутрішньої шестерні та частоти обертання валу ротора:

1, 1\* –  $z = 4$ ; 2, 2\* –  $z = 6$ ; 3, 3\* –  $z = 8$ ; 1, 2, 3 – товщина мастильного шару;  
1\*, 2\*, 3\* – сумарний лінійний знос шестерень при напрацюванні 100 год.

Суттєве зменшення зносу робочих поверхонь зуб'їв шестерень героторного насосу із збільшенням кількості зуб'їв внутрішньої шестерні з 4 до 8 обумовлено, перш за все, зменшенням максимальних контактних навантажень по лінії епіциклоїдального зачеплення. В роботі [10] зазначено, що найсуттєвіший вплив на інтенсивність зношування створює чинник, який характеризує напружений стан в контакті та механічні властивості поверхні зуба.

Максимальні допустимі контактні напруження для досліджуваної сталі 30ХГСА (HRC 50) при базовій кількості циклів навантажень, згідно [13], становлять  $[\sigma_{\text{доп}}] = 880$  МПа. Однак, згідно ГОСТ 21354-87, на контактну витривалість впливають напруження більше  $0,75[\sigma_{\text{доп}}]$ , тобто напруження більше 660 МПа. Виконання умови контактної міцності для навантажених вузлів є першочерговою необхідністю для їх безпечної роботи. В зв'язку з цим важливе значення має розробка та застосування точних методів розрахунку контактної міцності деталей. До таких методів можна віднести аналіз максимальних контактних напружень з урахуванням еквівалентної кількості циклів зуб'їв (навантаження на один зуб) за весь термін служби шестерні. На основі зазначеного аналізу встановлено, що при збільшенні кількості зуб'їв внутрішньої шестерні ротора з 4 до 8 максимальні контактні навантаження зменшуються, в середньому, в 3,67 разів. Якщо внутрішня шестерня ротора містить 4 зуба, то максимальні контактні напруження, в середньому, в 2 рази перевищують  $[\sigma_{\text{доп}}]$ . Це призводить до того, що контактуюча поверхня не може витримати прикладене до неї навантаження, залишаючись в пружному стані, тому інтенсифікуються деформаційні процеси, що призводять до змінання та крихкого руйнування робочої поверхні зуба. В цьому випадку зниження ресурсу шестерні буде обумовлено малоцикловою втомою внаслідок домінування пластичної деформації (рис.4).



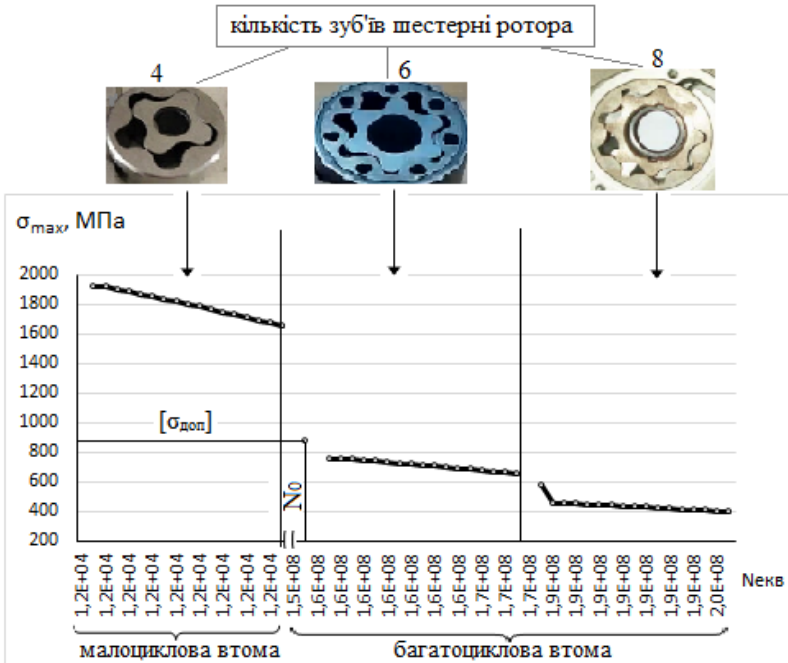


Рис. 4. Еквівалентна кількість циклів до руйнування зуб'їв внутрішньої шестерні ротора

Збільшення кількості зуб'їв внутрішньої шестерні ротора до 8 забезпечує зниження максимальних напружень, домінування пружної деформації навіть в пусковий період роботи героторного насоса, для якого характерний запас міцності на рівні 1,8 – 2 при умові появи пластичних деформацій при найбільших перевантаженнях. Це забезпечує зростання довговічності зуб'їв внутрішньої шестерні ротора, еквівалентна кількість циклів до руйнування становить більше  $1,77 \cdot 10^8$  циклів, що значно перевищує базову кількість циклів  $N_0$  (рис. 4).

Ресурс масляних насосів для транспортних засобів досить великий – кілька сотень тисяч кілометрів пробігу. Основними вимогами правильної експлуатації цього агрегату є використання якісної оливи, регулярне очищення фільтра, а також своєчасне доливання та заміна мастильного матеріалу. Недотримання експлуатаційних умов може призвести до зниження ресурсу героторного насосу внаслідок низки проблем, до яких можна віднести зношування зуб'їв шестерен або поверхні роторів, збільшення зазорів між основними робочими елементами та корпусом, корозія поверхонь, поломка редукційного клапана (заклинювання, невчасне спрацьовування), несправності приводу масляного насоса.

В результаті проведення оцінки довговічності героторного насосу також встановлено, що діапазон зміни максимального контактного навантаження в періоді запуску, коли домінує граничний та еластогідродинамічний режим мащення в найбільш навантажених ділянках трибоконтакту, та в період максимальної частоти обертання ротора, коли домінує гідродинамічний режим мащення, може складати, наприклад, 460...390 МПа для насосу з 8-зубчастою внутрішньою шестернею ротора (рис. 5).

Контактні навантаження в зубчастому зачепленні героторного насоса обумовлені експлуатаційними умовами роботи насосу в транспортних засобах і залежать від пуску двигуна, роботи двигуна на холостому ході, роботи на низькій, середній і повній потужності двигуна, різких переходів з малих навантажень на

великі. Наприклад, автомобільний двигун може працювати на холостому ході більш як 60% усього робочого часу в умовах інтенсивного міського руху, в період прогрівання, при вимушених короткочасних зупинках автомобіля, у випадку переключення передач та ін. На рис. 5 наведено вплив максимального контактної навантаження в зубчастому зачепленні на ресурс внутрішньої шестерні героторного насосу. В проаналізованому діапазоні зміни контактної навантаження діапазон зміни ресурсу шестерні становить 5180.....5450 годин, що необхідно враховувати при його експлуатації.

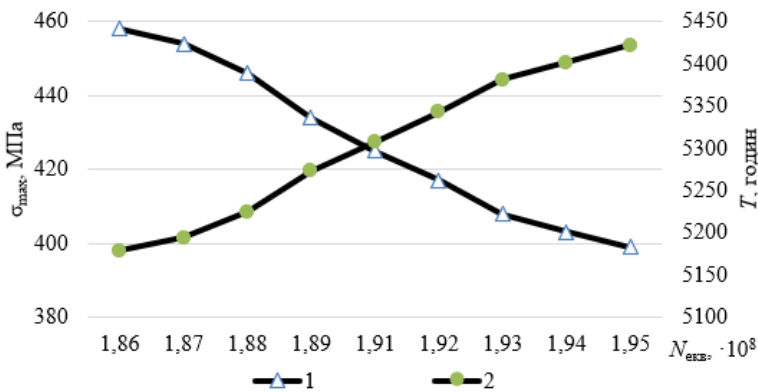


Рис. 5. Залежність максимального контактної навантаження в зубчастому зачепленні ( $\sigma_{max}$ ) та ресурсу внутрішньої шестерні ( $T$ ) героторного насосу від еквівалентної кількості циклів до руйнування зубів ( $N_{екв}$ )

### Висновки.

1. Експериментально визначено, що антифрикційні та протизношувальні властивості моторних олів Агрінол SAE 5W-30, SAE 5W-40 та SAE 15W-40 з кінематичною в'язкістю при 100 °С від 10 до 16 мм<sup>2</sup>/с в умовах кочення з проковзуванням 20% при контактному навантаженні від 200 до 400 МПа не залежать від типу мастильного матеріалу, збільшення кінематичної в'язкості обумовлює лише підвищення змащувальних характеристик контакту - товщина мастильного шару зростає на 18%.

2. За результатами моделювання триботехнічних характеристик епіциклоїдального зачеплення встановлено зростання лінійного зносу поверхневих шарів зубів пар тертя в період запуску героторного насосу внаслідок домінування напівсухого або граничного режиму мащення. При збільшенні частоти обертання вала ротора до 1300 об/хв знос контактних поверхонь зменшується в 2,5; 4 та 7 разів для шестерен з кількістю зубів 4, 6 та 8 відповідно.

3. Встановлено, що при збільшенні кількості зубів внутрішньої шестерні ротора з 4 до 8 еквівалентна кількість циклів до руйнування зубів зростає до  $1,77 \cdot 10^8$  внаслідок зменшення максимальних контактних навантажень по лінії епіциклоїдального зачеплення, домінування пружної деформації, збільшення запасу міцності на рівні 1,8 – 2 при умові появи пластичних деформацій при найбільших перевантаженнях.

### Список літератури

1. Микосянчик О. А. Влияние переменного градиента скорости сдвига на реологические и противоизносные свойства контактов в режиме пуск–остановка / О.А. Микосянчик // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – 2016. – №. 3 (1). – С. 48-55.

2. Halderman J. D. Automotive Technology; Principles, Diagnosis, and Service / J. D. Halderman // Pearson Education, Inc., 2012.– 31р.

3. Турецкий И.В. Повышение надежности и долговечности масляных насосов дизелей / И.В Турецкий// Ползуновский вестник. - 2006. - №4. - с. 111-117.

4. Долгачев Ф.М., Лейко В.С. Основы гидравлики и гидропривод: учебник для техникумов. – 2-е изд., перераб. И доп. – М.:Стройиздат, 1981. – 183с.

5. Гидравлика: в 2 т. — Т. 2: Гидравлические машины и приводы: учебник для студ. учреждений высш. проф. образования / [В.И. Иванов, И.И. Сазанов, А. Г. Схиртладзе, Г.О. Трифонова]. — М.: Издательский центр «Академия», 2012. — 288 с.

6. Лаевский Д. В., Чекан С. Г. Применение, разработка и расчет героторного насоса / Д. В. Лаевский, С. Г. Чекан // Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления: материалы X Междунар. межвуз. науч.-техн. конф. студентов, магистрантов и аспирантов, Гомель, 29–30 апр. 2010 г. / М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого. – Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2010. – С. 83 - 86.

7. Горбатюк Н. В., Горбатюк Р. Н. Методика расчета героторного насоса [Текст] / Н. В. Горбатюк, Р. Н. Горбатюк // Вестник машиностроения. - 2004. - N 1. - С. 7-11

8. Лабораторный практикум Гидропривод сельскохозяйственных машин : / В.В. Кравченко, С.К.Папуша ,Е.И. Трубилин. – КубГАУ. Краснодар, 2013. – 114.

9. Виды повреждений зубчатых колес: типология и рекомендации по предупреждению повреждений / В.Е. Старжинский, Ю.Л. Солимтерман, Е.И. Тескер, А.М. Гоман, С.А. Осипенко // Трение и износ. – 2008. - № 5. - С. 465–482.

10. Расчет долговечности зубчатых механизмов электромеханических приводов / Г.А. Тимофеев, С.И. Красавин, П.Н. Сильченко, Е.С. Новиков // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2017. - №9 [690]. – С.12-21.

11. Non-Dimensional Groups, Film Thickness Equations and Correction Factors for Elastohydrodynamic Lubrication: A Review / M. Marian, M. Bartz, S. Wartzack, A. Rosenkranz // Lubricants. – 2020. - Vol. 8, Issue 10 – P. 95; doi:10.3390/lubricants8100095

12. Development of methods for evaluation of lubrication properties of hydraulic aviation oils / О.А. Пина, О.О. Mikosianchyk, R.H. Mnatsakanov, О.Ye. Yakobchuk // Problems of Tribology. – 2021.- V. 26, No 3/101. - P.42-47.

13. Жильников Е.П., Тихонов А.Н. Расчет на прочность цилиндрической зубчатой передачи на ЭВМ: метод.указания / Е.П. Жильников, А.Н. Тихонов // Самар. гос. аэрокосм. ун-т, Самара, 1986. – 24с.

Стаття надійшла до редакції 20.02.2022.

**Бородій Віктор Миколайович** – заступник декана аерокосмічного факультету, Національний авіаційний університет, пр. Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, тел.: +38 044 406 70 10, E-mail: [wiktbor@ukr.net](mailto:wiktbor@ukr.net)

**Мікосянчик Оксана Олександрівна** – д. 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](mailto:oksana.mikos@ukr.net)

**Мнацаканов Рудольф Георгійович** – д. техн. наук, професор, професор кафедри підтримання льотної придатності повітряних суден, Національний авіаційний університет, пр. Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, тел.: +38 044 406 76 70, E-mail: [mnatsakanov@ukr.net](mailto:mnatsakanov@ukr.net)

**Якобчук Олександр Євгенійович** – старший викладач кафедри підтримання льотної придатності повітряних суден, Національний авіаційний університет, пр. Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, тел.: +38 044 406 72 58, E-mail: [a-yak@ukr.net](mailto:a-yak@ukr.net)

V. M. BORODIY, O. A. MIKOSIANCHYK, R. G. MNATSAKANOV, O. YE. YAKOBCHUK,

### **EVALUATION OF TRIBOTECHNICAL CHARACTERISTICS AND CONTACT ENDURANCE OF GEAR TRANSMISSION OF GEROTOR PUMP**

The calculation of tribotechnical parameters of the gear wheel of the gerotor pump was conducted. The durability of this tribocoupling was determined depending on the characteristics of the lubricant, the material of the inner gear (rotor) and the equivalent number of cycles before gear's failure. The modeling of the gerotor pump capacity estimation was carried out taking into account the tribotechnical characteristics of Agrinol SAE 5W-30, SAE 5W-40 and Agrinol Professional SAE 15W-40 motor oils. Experimentally it was determined that the antifriction and anti-wear properties of Agrinol SAE 5W-30, SAE 5W-40 and SAE 15W-40 motor oils with kinematic viscosity at 100 °C from 10 to 16 mm<sup>2</sup>/s in rolling conditions with 20% slip at contact load from 200 to 400 MPa do not depend on the type of lubricant. The increase in kinematic viscosity causes only an increase in the lubricating characteristics of the contact - the thickness of the lubricating layer increases by 18%. According to the results of modeling of the tribotechnical characteristics of epicycloidal gearing, an increase in the linear wear of the surface layers of the teeth of friction pairs during the start of the gerotor pump due to the dominance of semi-dry or marginal lubrication regime was identified. When increasing the speed of the rotor shaft to 1300 rpm, wear of the contact surfaces decreased by 2.5; 4 and 7 times for gears with 4, 6 and 8 teeth, respectively. It was determined that the decrease in the wear of the working surfaces of the gear teeth with the increase in the number of teeth of the inner gear was due to the decrease of the maximum contact loads along the line of epicycloidal gearing. The range of change of maximum contact load in gearing depending on the rotor speed is 460...390 MPa, while the range of gear life change is 5180...5450 hours for a pump with 8-toothed inner rotor gear. When increasing the number of teeth of the inner gear of the rotor from 4 to 8, the equivalent number of cycles before the destruction of the teeth increases due to the reduction of maximum contact loads along the epicycloidal gear, the dominance of the elastic deformation, increase in the margin of strength at 1.8 - 2 under condition of deformations at the greatest overload.

**Key words:** gerotor pump, wear, epicycloidal gearing, capacity, contact stress.

#### **Referenses**

1. Mikosjanchik O. A. Vlijanie peremennogo gradienta skorosti sdviga na reologicheskie i protivoznosnye svojstva kontaktav rezhime pusk–ostanovka / O.A. Mikosjanchik // Visnik Kremenchuc'kogo nacional'nogo universitetu imeni Mihajla Ostrograds'kogo. – 2016. – №. 3 (1). – S. 48-55.
2. Halderman J. D. Automotive Technology; Principles, Diagnosis, and Service / J. D. Halderman // Pearson Education, Inc., 2012.– 31r.
3. Tureckij I.V. Povyshenie nadezhnosti i dolgovechnosti masljanyh nasosov dizelej / I.V Tureckij// Polzunovskij vestnik. - 2006. - №4. - s. 111-117.
4. Dolgachev F.M., Lejko V.S. Osnovy gidravliki i gidroprivod: uchebnik dlja tehnikumov. – 2-e izd., pererab. I dop. – M.:Strojizdat, 1981. – 183s.
5. Gidravlika: v 2 t. — T. 2: Gidravlicheskie mashiny i privody: uchebnik dlja stud. uchrezhdenij vyssh. prof. obrazovanija / [V.I. Ivanov, I.I. Sazanov, A. G. Shirladze, G.O. Trifonova]. — M.: Izdatel'skij centr «Akademija», 2012. — 288 s.
6. Laevskij D. V., Chekan S. G. Primenenie, razrabotka i raschet gerotornogo nasosa / D. V. Laevskij, S. G. Chekan // Issledovanija i razrabotki v oblasti mashinostroenija, jenergetiki i upravlenija: materialy X Mezhdunar. mezhvuz. nauch.-tehn. konf. studentov, magistrantov i aspirantov, Gomel', 29–30 apr. 2010 g. / M-vo obrazovanija Resp. Belarus', Gomel. gos. tehn. un-t im. P. O. Suhogo. – Gomel': GGTU im. P. O. Suhogo, 2010. – S. 83 - 86.
7. Gorbatjuk N. V., Gorbatjuk R. N. Metodika rascheta gerotornogo nasosa [Tekst] / N. V. Gorbatjuk, R. N. Gorbatjuk // Vestnik mashinostroenija. - 2004. - N 1. - S. 7-11

8. Laboratornyj praktikum Hidroprivod sel'skohozjajstvennyh mashin : / V.V. Kravchenko, S.K.Papusha ,E.I. Trubilin. – KubGAU. Krasnodar, 2013. – 114.

9. Vidy povrezhdenij zubchatyh koles: tipologija i rekomendacii po preduprezhdeniju povrezhdenij / V.E. Starzhinskij, Ju.L. Solimterman, E.I. Tesker, A.M. Goman, S.A. Osipenko // *Trenie i iznos.* – 2008. - № 5. - S. 465–482.

10. Raschet dolgovechnosti zubchatyh mehanizmov jelektromehanicheskikh privodov / G.A. Timofeev, S.I. Krasavin, P.N. Sil'chenko, E.S. Novikov // *Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie.* – 2017. - №9 [690]. – S.12-21.

11. Non-Dimensional Groups, Film Thickness Equations and Correction Factors for Elastohydrodynamic Lubrication: A Review / M. Marian, M. Bartz, S. Wartzack, A. Rosenkranz // *Lubricants.* – 2020. - Vol. 8, Issue 10 – R. 95; doi:10.3390/lubricants8100095

12. Development of methods for evaluation of lubrication properties of hydraulic aviation oils / O.A. Iliina, O.O. Mikosianchyk, R.H. Mnatsakanov, O.Ye. Yakobchuk // *Problems of Tribology.* – 2021.- V. 26, No 3/101. - R.42-47.

13. Zhil'nikov E.P., Tihonov A.N. Raschet na prochnost' cilindricheskoj zubchatoj peredachi na JeVM: metod.ukazaniya / E.P. Zhil'nikov, A.N. Tihonov // Samar. gos. ajerokosm. un-t, Samara, 1986. – 24s.