

ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ТЕОРІЇ ТЕРТЯ ТА ЗНОШУВАННЯ

УДК 621.791:534.6

*В. В. Запорожець, д-р техн. наук, проф.,
В. М. Стадниченко, канд. техн. наук, доц.,
В. В. Токарук, інж.*

КРИТЕРІЇ ОЦІНЮВАННЯ МЕХАНІЗМУ ДИСИПАЦІЇ ЕНЕРГІЇ ТА ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ ПРИ АКУСТОЕМІСІЙНІЙ ДІАГНОСТИЦІ АКсіАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН

Кафедра технологій відновлення авіаційної техніки НАУ,
кафедра гідрогазових систем НАУ, E-mail: witlab@nau.edu.ua

Проаналізовано кореляційні зв'язки між параметрами сигналів акустичної емісії і процесами, які виникають на поверхнях фрикційного контакту об'ємних гідромашин. Запропоновано критерії оцінювання механізму дисипації енергії для акустоемісійної діагностики машин і механізмів та методику прискорених ресурсних випробувань.

Аналіз стану проблеми. Можливість отримання інформації про процеси пружнопластичної деформації і руйнування в матеріалах зумовила широке використання методу акустичної емісії (АЕ) в трибологічних дослідженнях і діагностиці технічного стану трибосистеми [1–3].

Як інформативні параметри використовують різні показники сигналів АЕ, а саме: кількість і швидкість імпульсів, амплітуду, енергію сигналу, амплітудний розподіл сигналів АЕ, спектральну щільність сигналів. Кожний з цих параметрів характеризує певні аспекти процесу, що вивчаються. У праці [4] проведено розмежування джерел АЕ за фрикційної взаємодії трибоелементів. Висока чутливість методу АЕ до процесів поверхневого руйнування зумовила його використання для діагностики трибосистем машин і механізмів [5; 6].

Однак широке застосування методу АЕ стримується відсутністю описання загальних закономірностей акустичного випромінювання в умовах тертя матеріалів, що застосовуються в трибосистемах. Тому уточнення інформативного змісту різних параметрів АЕ під час аналізу процесів зношування матеріалів є основою для розроблення критеріїв оцінювання механізму дисипації енергії в трибосистемах машин і механізмів.

Критерії оцінювання механізму дисипації енергії при акусто-емісійній діагностиці. Зношування поверхонь тертя фрикційних вузлів будь-якої техніки безпосередньо пов'язано з роботою сил тертя. Вочевидь, що встановлення енергетичних закономірностей, які б пов'язували параметри тертя та зношування, є основою для вибору конструкційних матеріалів та мастильних середовищ під час проектування реальних трибосистем, а також для розвитку аналітичних методів розрахунків на знос фрикційних вузлів.

Інтенсивність зношування елемента трибосистеми в реальних умовах її експлуатації залежить від п'яти розрахункових комплексів, що враховують основні чинники впливу на процес зношування трибоспряження, а співвідношення між інтенсивністю зношування тіла і контртіла можна визначити за виразом

$$I_{h2} = I_{h1} \left(1,6 \frac{HB_1}{HB_2} - 1 \right),$$

де HB_1 і HB_2 – твердість матеріалів відповідно тіла 1 та тіла 2; I_{h1} , I_{h2} – інтенсивність зношування відповідно тіла 1 та тіла 2.

Вважатимемо, що цільова функція процесу зношування трибоспряження визначається передусім двома основними параметрами: інтенсивністю зношування I_h і тривалістю експлуатації (ресурсом) T , тобто

$$W_{\tau \rightarrow \infty} = f(I_h, T),$$

де τ – час експлуатації.

Практичний досвід експлуатації складних трибосистем показує, що бажаним є мінімізація інтенсивності зношування I_h та збільшення ресурсу T_{opt} . В цьому випадку цільова функція $W = opt$, тобто

$$W \rightarrow opt, \quad f(I_h \rightarrow \min; T \rightarrow \max),$$

де W – цільова функція.

При цьому I_h та T впливають на швидкість зношування $\mathcal{G}(t)$:

$$\mathcal{G}(t) = f(I_h, T).$$

Ця залежність є детермінованою, оскільки існує відомий зв'язок між функцією $\mathcal{G}(t)$ і чинниками впливу I_h, T .

Так, наприклад, відомо, що

$$I_h(t) = kPL,$$

$$\text{або } \frac{dI_h}{dt} \mathcal{G}(t) = kP\mathcal{G},$$

$$\text{або } \int_0^T \mathcal{G}(t) dt = \int_0^T kP\mathcal{G} dt,$$

де k – коефіцієнт зношування, що враховує фізико-механічні властивості матеріалів, умови тертя та мащення; P – робоче навантаження; L – пройдений шлях тертя; \mathcal{G} – швидкість ковзання.

За сталих $k = \text{const}$, $\mathcal{G} = \text{const}$, $P = \text{const}$

$$I_h = kP\mathcal{G}T_{\text{сл.}}$$

Отже, цільова функція процесу зношування W оптимізується при мінімізації швидкості зношування:

$$\mathcal{G}(t) = \frac{dI_h}{dt} \rightarrow \min .$$

Швидкість зміни сигналу АЕ, яка визначає швидкість зношування $\mathcal{G}^*(t)$ трибосистеми за один оберт рухомого елемента трибосистеми, знаходимо визначається так (для часу квантування $t_{\text{кв}}$):

$$\mathcal{G}^*(t_{\text{кв}}) = \frac{\pi U_0 \sigma_{\text{екв}} e^{-(b+B)\sigma_{\text{екв}}}}{30\omega}, \quad (1)$$

де U_0 – сумарне значення амплітуди за один оберт рухомого елемента трибосистеми; b – коефіцієнт, що залежать від фізико-механічних характеристик матеріалу з умовою $b \gg 1$; B – стала матеріалу; ω – кутова швидкість.

Отже, визначивши швидкість зношування, її слід порівняти зі швидкістю поширення відповідного сигналу АЕ, і відносна похибка у відсотках покаже існування впливу реології структурного стану поверхневих шарів елементів трибосистеми або її відсутність.

Якщо T відповідає N циклам фрикційних навантажень ($N \leq N_0$, тут N_0 – база фрикційних навантажень), то I_h за один оберт рухомого елемента трибосистеми визначимо так:

$$I_h = kP\mathcal{G}T \frac{N}{N-1},$$

Отже, критерієм впливу реології структурного стану поверхневих шарів елементів трибоспряження в довільних трибосистемах буде величина ξ :

$$\xi = \frac{I_h}{g^*(t_{KB})} \cdot 100\%,$$

Відсоток відхилення ξ є показником впливу реології структурного стану поверхневих шарів елементів трибоспряження в довільних трибосистемах.

У разі створення критерію, що характеризує перехід трибосистеми до нового механізму дисипації енергії, яка підводиться під час тертя, слід відзначити, що зміна відносної асимптотичної інформації A_j усередненої потужності АЕ дозволяє прогнозувати появу точки біфуркації $A_j \rightarrow 0$ (рис. 1) і перехід трибосистеми в новий нестійкий рівноважний стан:

$$A_j = \frac{\tau_z(\sigma)}{\tau_n(\sigma)}, \quad (10)$$

де τ_z, τ_n – інформаційна кількість Фішера за групованими та не групованими даними.

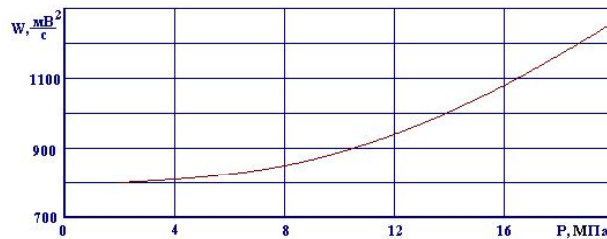


Рис. 1. Залежність усередненої потужності АЕ від тиску в магістралі нагнітання для гідронасоса НАР 63/200

Це знайшло експериментальне підтвердження під час переходу трибосистеми зі стійкого рівноважного стану 1 (рис. 2) в нестійкий рівноважний стан 3 (рис. 2) при керування тепловим потоком. Які трибосистему використовували пару тертя «диск – диск», що реалізовує режим тертя кочення з 20-відсотковим проковзуванням в мастильному середовищі БЗВ. Зразки виконано зі сталі 12Х2Н4А. Перехід трибосистеми в нестійкий рівноважний стан 3

(рис. 2) відбувався через область атрактора 2 (рис. 1), в якій усереднена потужність АЕ W_{yc} здійснює довільні коливання, що не піддаються регулярному описанню.

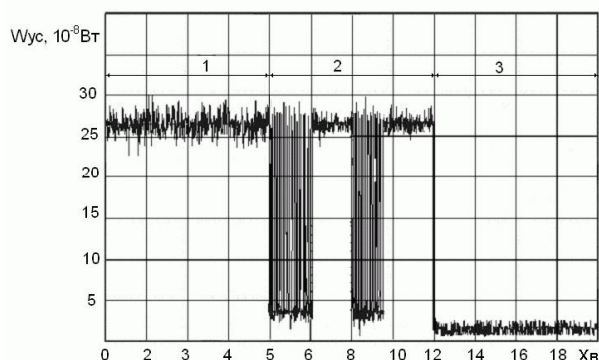


Рис. 2. Зміна усередненої потужності АЕ під час переходу трибосистеми в квазібеззносний стан: 1 – стійкий рівноважний стан; 2 – ділянка атрактора; 3 – нестійкий рівноважний стан

Відносна асимптотична інформація A_j в стійкому рівноважному стані трибосистеми має значення $A_j = 0,78$, на ділянці атрактора майже нульова $A_j = 0,0024$, а в нестійкому рівноважному стані має значення $A_j = 0,64$. Отримані експериментальні дані свідчать про можливість використання відносної асимптотичної інформації A_j для дослідження механізмів самовпорядкування трибосистем.

Щодо визначення критерію оцінювання зносостійкості матеріалів в умовах тертя, то у праці [8] запропоновано використати питому роботу зношування A_z , тобто відношення роботи A , що витрачається на відокремлення деякої частки з масою ΔP :

$$A_z = \frac{A}{\Delta P}, \quad (11)$$

де A – робота, яка витрачається на відокремлення частки матеріалу; ΔP – вага відокремленого матеріалу.

Використання енергетичного підходу до процесів тертя та зношування дозволили [8] використати цей критерій для розподілу різних видів зношування та пошкоджуваності (табл. 1). За цим критерієм можна виконувати порівняльний аналіз зносостійкості різних трибосистем. Основний недолік цього критерію – потреба у

проведенні довготривалих випробувань на тертя та зношування. Подальший розвиток такого підходу до критеріального оцінювання зносостійкості запропоновано в праці [9]. Критерієм зносостійкості в цьому разі буде критична густина потоку енергії деформації, яка відповідає граничному насиченню внутрішньою енергією продуктів зношування матеріалів і складається з пружної та пластичної складових.

Таблиця 1

**Класифікація видів зношування
за параметром питомої роботи зношування A_z**

Вид зношування або пошкоджуваності	Питома робота зношування або пошкоджуваності, A_z , Дж/мм ³
Нормальне механохімічне зношування	100000...100000000
Механохімічна форма абразивного зношування	100000...1000000
Фретинг-процес	10000...100000
Схоплювання другого роду	1000...10000
Схоплювання першого роду	100...1000
Механічна форма абразивної пошкоджуваності	10...100

З урахуванням впливу на середню швидкість зношування матеріалів трибосистем \mathcal{G}_{zn}^{cp} різних масштабних рівнів навантаження вихідне енергетичне співвідношення [9] має вигляд

$$\mathcal{G}_{zn}^{cp} \approx \left(\omega_{zb} / \omega_{kp}^* \right)^{\frac{n}{3}}, \quad (12)$$

де ω_{zb} – густина потоку зовнішньої енергії; ω_{kp}^* – усереднена критична густина потоку енергії деформації, що поширюється в матеріалах у вигляді пружних і пластичних деформацій (* – знак осереднення); n – параметр, що дискретно змінюється залежно від масштабних рівнів зношування за правилом, близьким до правила геометричної прогресії, відповідно до зміни енергії активації основних процесів структурних перетворень у деформованих об'ємах матеріалу.

Зі збільшенням масштабів від мікро- до макрорівня показник ступеня n змінюється від одного до восьми порядків.

Критична густина потоку енергії деформації ω_{kp}^* при цьому:

$$\omega_{кр}^* = \frac{E_{np} \mathcal{G}_{кр}^{np} + E_{nl}^* \mathcal{G}_{кр}^{nl}}{3},$$

де E_{np} та E_{nl}^* – гранична енергоємність матеріалів у процесі зношування в пружній та пружнопластичних областях; $V_{кр}^{np}$, $V_{кр}^{nl}$ – критичні швидкості зношування в пружній та пружно-пластичних областях.

Таким чином, розглядувані підхід і критерії відображають багатомасштабність поверхневого руйнування. Це дає можливість проводити порівняльні оцінювання. Однак для визначення n параметра також потрібні значні за обсягом випробування.

Сучасні методи контролю процесів зношування з використанням методу АЕ дозволяють використовувати критеріальні оцінки, які враховують співвідношення потужності, що підводиться до трибосистеми в процесі її роботи, та потужності АЕ випромінювання, яка характерна для процесу зношування (руйнуванні) поверхонь тертя.

Коефіцієнт, який характеризує потужність АЕ на одиницю площі контактної взаємодії:

$$k = \frac{W_L}{S} = P \frac{dI_h}{dt},$$

де W_L/S – питома потужність зношування; P – навантаження в трибосистемі, Н/м².

З урахуванням (7)

$$kW_L = I_h^2 / \mathcal{G},$$

В умовах рівноважного самовпорядкування W_L задовольняє принцип найменшої дії (мінімального виробництва ентропії), тоді

$$\int_{t_1}^{t_2} W_L dt \rightarrow \min,$$

де $\Delta t = t_2 - t_1$ – інтервал часу усереднення.

Умова мінімуму задається рівнянням Лагранжа:

$$\frac{d(\partial W_L / \partial I_h)}{dt} - \frac{\partial W_L}{\partial I_h} = 0. \quad (2)$$

Рівняння (2) справедливе за умову

$$\frac{d(\partial W_1 / \partial I_h)}{dt} = 0,$$

звідки

$$\frac{\partial W_L}{\partial I_h} = const,$$

або

$$\frac{2I_h}{k\mathcal{G}} = const.$$

Оскільки для стаціонарного режиму зношування $k = const$, $\mathcal{G} = const$, позначимо:

$$\frac{1}{k\mathcal{G}} = \mu,$$

де μ – коефіцієнт пропорційності.

Таким чином, за стаціонарного режиму зношування питома потужність зношування W_L прямо пропорційна квадрату швидкості зношування з коефіцієнтом пропорційності μ :

$$W_L = \mu I_h^2. \quad (3)$$

Повернемося до інформативного параметра – усередненої потужності АЕ – W_{yc} :

$$W_{yc} = I_h / \xi_{AE}, \quad (4)$$

де ξ_{AE} – питома емісійна активність, що є величиною зносу трибоспряження за інтервал часу набору квантового рівня W_{yc}^{KB} , фізичним змістом якої є потужність АЕ, що реєструється в разі відокремлення одиниці маси трибоелемента.

Зведемо вирази (3) та (4) до одного шляху тертя:

$$\begin{cases} \bar{I}_h = \sqrt{\bar{W}_L / \mu} \\ \bar{I}_h = \xi_{AE} \bar{W}_{yc} \end{cases},$$

Звідси

$$\frac{W_L}{W_{yc} I_h} = \xi^{**},$$

де ξ^{**} – коефіцієнт зносостійкості матеріалу.

Результати досліджень. Під час проведення порівняльних випробувань на тертя та зношування $W_L = \text{const}$ для кожної трибосистеми. Отримання усередненої потужності АЕ W_{yc} після закінчення припрацювання дозволяє робити висновок про збільшення або зменшення зносостійкості трибосистеми відносно еталонного значення, а також значно скоротити час випробувань на зношування під час розроблення нових конструкційних і мастильних матеріалів.

Дійсно, результати стендових випробувань аксіально-поршневого гідронасоса НАР 63/200 (рис. 3) показали, що об'ємний ККД η зменшується за часом ресурсних випробувань за лінійним законом:

$$\eta_{об} = a_0 - b_0 t, \quad (5)$$

де a_0 – величина об'ємного ККД гідронасоса після обкатки в %; b_0 – коефіцієнт падіння об'ємного ККД, що визначається висотою еквівалентної щілини [3], тобто зношуванням трибосистем, відповідальних за максимальний рівень витоків в процесі експлуатації.

Для гідронасоса НАР 63/200 після проведення стендових випробувань згідно з методикою випробувань коефіцієнти a_0 і b_0 дорівнювали 20 і 0,015 відповідно.

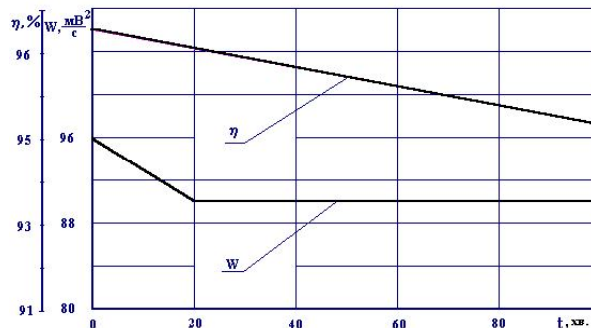


Рис. 2. Зміна об'ємного ККД (η) та усередненої потужності АЕ (W) для гідронасоса НАР 63/200 після проведення обкатки

Оскільки інтенсивність зношування трибосистем гідронасоса після закінчення його обкатки стабілізується і мало змінюється протягом всього часу проведення ресурсних випробувань, то слід очікувати, що величина зношування елементів трибосистем за час випробувань описується лінійною функцією вигляду

$$I(t) = I_{об} + I_h t, \quad (6)$$

де $I(t)$ – поточне значення зношування на кожний момент часу, хв;
 $I_{об}$ – значення зношування трибосистем, що визначає витюки за об-
 катку; I_h – інтенсивність зношування розподільного золотника, що
 зумовлює 85% витюку.

Використовуючи дані інтенсивності зношування елементів
 трибосистем і трибоакустичні характеристики гідронасоса НАР
 63/200 (табл. 2) були отримані значення коефіцієнтів рівняння (6):

$$I(t) = 1,97 \cdot 10^{-7} + 1,2 \cdot 10^{-7} t. \quad (7)$$

Регресійний аналіз рівнянь (5) і (7) дозволив встановити за-
 лежність між значенням об'ємного ККД і зношуванням розподіль-
 ного золотника у вигляді

$$\eta_{об} = 97,833 - 1,214 \cdot 10^5 I(t),$$

Тобто
$$\eta_{об} = 97,833 - 1,214 \cdot 10^5 (I_{об} + I_h t).$$

Таблиця 2

**Результати мікрометрування ротора насоса НАР 63/200
 до і після стендових випробувань**

Номер лунки	Зовнішній діаметр, мм		Внутрішній діаметр, мм	
	до випробу- вань	після випробу- вань	до випробу- вань	після випро- бувань
1	0,885	0,850	0,880	0,850
2	0,865	0,848	0,885	0,880
3	0,880	0,855	0,880	0,870
4	0,880	0,855	0,865	0,855
5	0,874	0,790	0,880	0,845
6	0,885	0,850	0,890	0,850

Таким чином, встановлено залежність величини об'ємного
 ККД об'ємного гідронасоса від інтенсивності зношування його роз-
 подільного золотника, що робить можливим прогнозування ресур-
 су всієї гідромашини за умов експлуатації, що характеризуються
 різними значеннями інтенсивності зношування. З урахуванням змі-
 ни значень усередненої потужності АЕ від тиску в лінії нагнітання
 формула (30) прийме вигляд:

$$\eta_{об} = 97,833 - 1,214 \cdot 10^5 [(a_G W_{\Sigma} + 24,8) + (a_G W_{yc} + 24,8)t],$$

де: W_{Σ} – чисельне значення інтегралу усередненої потужності за
 час обкатки; W_{yc} – усереднена потужність АЕ на стаціонарному ре-

жимі роботи; α_G – щільність потужності гідромашини, в даному випадку дорівнює 5,057.

Таблиця 3

Результати мікрометрування розподільчого золотника насоса НАР 63/200 до і після стендових випробувань

Номер лунки	Зовнішній діаметр, мм		Внутрішній діаметр, мм	
	до випробувань	після випробувань	до випробувань	після випробувань
1	0,425	0,410	0,425	0,410
2	0,445	0,405	0,423	0,415
3	0,425	0,415	0,435	0,415
4	0,425	0,415	0,443	0,442
5	0,430	0,430	0,416	0,405
6	0,435	0,430	0,436	0,420

Таблиця 4

Результати мікрометрування похилого диску насоса НАР 63/200 до і після стендових випробувань

Номер лунки	До випробувань, мм	Після випробувань, мм
1	0,445	0,330
2	0,433	0,405
3	0,455	0,445
4	0,410	0,405

Таблиця 5

Результати мікрометрування підп'ятника плунжера насоса НАР 63/200 до і після стендових випробувань

№ лунки	1		2		3	
	Діаметр лунки, мм					
№ плунжера	до випробувань	після випробувань	до випробувань	після випробувань	до випробувань	після випробувань
1	0,730	0,730	0,780	0,778	0,775	0,773
2	0,765	0,745	0,772	0,755	0,755	0,755
3	0,792	0,792	0,830	0,830	0,815	0,815
4	0,785	0,780	0,770	0,770	0,770	0,770
5	0,774	0,774	0,740	0,730	0,745	0,745
6	0,790	0,790	0,725	0,725	0,795	0,792
7	0,745	0,745	0,730	0,760	0,790	0,790

Таблиця 6

**Результати вимірювання зношування ротора насоса НАР
63/200 після стендових випробувань**

Магістраль нагнітання			
	Δ , мм	$I \times 10^{-3}$	$I_h \times 10^{-10}$
Зовнішній	0,084	0,0242	0,104
діаметр	0,035	0,0101	0,043
	0,035	0,0101	0,043
Внутрішній	0,035	0,0101	0,043
діаметр	0,040	0,012	0,0498
	0,030	0,0087	0,0373
Магістраль всмоктування			
Зовнішній	0,017	0,0049	0,021
діаметр	0,025	0,0072	0,031
	0,025	0,0072	0,031
Внутрішній	0,005	0,0014	0,009
діаметр	0,010	0,00288	0,018
	0,010	0,00288	0,018

З урахуванням отриманого взаємозв'язку між значеннями об'ємного ККД і спектральної потужності в процесі експлуатації гідронасоса НАР 63/200 виконано коригування його ресурсу з урахуванням різноманітних експлуатаційних тисків у лінії нагнітання (рис. 1, 4; табл. 6). Аналіз показує, що значне зниження ресурсу спостерігається у разі збільшення тиску в магістралі нагнітання від 14 до 20 МПа.

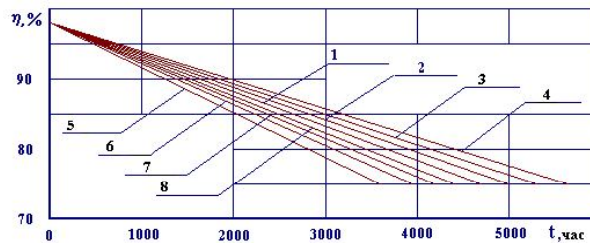


Рис. 4. Залежність зміни об'ємного ККД насоса НАР 63/200 від часу роботи і тиску в лінії нагнітання: 1 – 12 МПа; 2 – 10 МПа; 3 – 8 МПа; 4 – 6 МПа; 5 – 20 МПа; 6 – 18 МПа; 7 – 16 МПа; 8 – 14 МПа

Висновки.

Використання запропонованих інформативних параметрів АЕ і критеріїв оцінювання технічного стану трибосистем дозволяє визначити загальні закономірності механізмів зношування різних трибосистем об'ємних гідромашин в процесі зношування.

Застосовуючи розроблені положення, можна запропонувати методику скорочення ресурсних випробувань об'ємних гідромашин на стадії їх розроблення і здачі в експлуатацію, що складається з таких етапів:

- за результатами аналізу конструкції гідромашини, а також за статистичними даними експлуатації машин цього типу вибирають трибосистему, визначаючи ресурс всього виробу;
- встановлюють п'єзоелемент вимірювального комплексу, яким є акустичний контакт з обраною трибосистемою, мікрометрують її, і проводять випробування з подальшою реєстрацією лінійного зношування та інформативного параметра АЕ до його стабілізації в межах часу, достатнього для наступного вимірювання зношування і величини падіння об'ємного ККД;
- за інформативним параметром АЕ тестують показники зносостійкості трибосистеми в залежності від експлуатаційних чинників;
- за результатами тестового експерименту визначають залежність зношування трибосистеми і об'ємного ККД від часу і визначають взаємозв'язок між ними і ресурсом гідромашини;
- визначають і будують залежності ресурсу гідромашини від умов експлуатації і в разі потреби його коригують.

Список літератури

1. *Сарычев Г.А.* Анализ акустического излучения при фрикционном взаимодействии твердых тел. / Г.А.Сарычев, В.М.Щавелин, В.Н.Баранов // Трение и износ. – 1985. – Т.6, № 1. – С.39–47.
2. *Бабак В.П.* Діагностика стану мостових конструкцій з використанням акустичної емісії / В.П.Бабак, С.Ф.Філоненко // Вісн. НАУ. – 2002. – №.5 С.90–96.
3. *Березняков А.И.* О взаимосвязи характеристик акустического излучения поверхности трибосоприжения с трибологическими параметрами. / А.И.Березняков, В.Н. Стадниченко // Трение и износ. – 1998. – Т.19, №3. – С.312–317.

4. Бельй В.А. Исследование приработки металлополимерных пар трения методом акустической эмиссии / В.А.Бельй, О.В. Холодилов // Трение и износ: Тезисы Всесоюз. конф. – Челябинск, 1979. – С.48.
5. Акустические и электрические методы в триботехнике / под ред. В.А. Белого – Мн.: Наука и техника. – 1987. – 280 с.
6. Акустическая эмиссия в экспериментальном материаловедении / под ред. Н.А. Семашко– М.: Машиностроение, 2002. – 240 с.
7. Войтов В.А. Принципы конструктивной износостойкости узлов трения гидромашин / В.А.Войтов, О.М. Яхно – К., 1999. – 190 с.
8. Костецкий Б.И. Поверхностная прочность материалов при трении / Б.И.Костецкий, И.Г.Носовский, А.К. Караулов и др. – К.: Техника, 1976. – 296 с.
9. Погодаев Л.И. Структурно-энергетическая модель изнашивания / Л.И. Погодаев // Трение и износ. – 2001. – Т.22, №2. – С. 168–172.

Запорожец В.В., Стадниченко В.М., Токарук В.В. **Критерии оценки механизма диссипации энергии и прогнозирования ресурса при акусто-эмиссионной диагностике аксиально-поршневых гидромашин // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: Вид-во НАУ «НАУ-друк», 2010. – Вип. 54. – С.5–18.**

Проанализированы корреляционные связи между параметрами сигналов акустической эмиссии и процессами, которые возникают на поверхностях фрикционного контакта объёмных гидромашин. Предложены критерии оценки механизма диссипации энергии при акусто-эмиссионной диагностики машин и механизмов и методика ускоренных ресурсных испытаний

Рис. 4, табл.: 6, список лит.: 9 наим.

Ключевые слова: аксиально-поршневой гидронасос, акустическая эмиссия, усредненная мощность акустической эмиссии, трибосопряжение, критерий износостойкости, ресурсные испытания.

Zaporozhets V.V., Stadnychenko V.M., Tokaruk V.V. **Criteria valuing mechanism dissipation energy and prognostication resource for the acoustic emission diagnostics of axial-piston pumps**

Correlation relations between parameters of acoustic emission signals and process, which take place on the friction contact surfaces at their wear. Criteria valuing mechanism dissipation energy are offered for the acoustic emission diagnostics of axial-piston pumps.

Стаття надійшла до редакції 27.10.2010