

Ruslan SOROKATYI

Chmielnickij Uniwersytet Narodowy, Instytutska 11, Chmielnickij, 29016, Ukraina

E-mail: RSorokaty@gmail.com

MODELLING THE WEARING-OUT PROCESS OF SLIDING BEARING WITH THIN ANTIFRICTION COVERING USING THE METHOD OF TRIBOELEMENTS

WYKORZYSTANIE METODY TRIBOELEMENTÓW DLA MODELOWANIA PROCESÓW ZUŻYWANIA ŁOŻYSK ŚLIZGOWYCH Z CIENKIMI POWŁOKAMI ANTYFRYKCYJNYMI

Key words

modelling, sliding bearing, method of triboelements

Słowa kluczowe

modelowanie, łożysko ślizgowe, metoda triboelementów

Streszczenie

Przedstawiona metoda triboelementów jest stosowana przy rozwiązywaniu zadań zużyciowo-kontaktowych łożysk ślizgowych. Główna idea metody polega na tym, że zużycie powierzchni można opisać maszyem wektorów prawdopodobieństwa wielkości zużycia dyskretnych punktów powierzchni o nazwie triboelementy. Triboelementy są modelowane zmiennymi procesami Markowa. Kształt powierzchni zużytej określa się za pomocą sześciociennej spline-aproksymacji matematycznych wartości oczekiwanych zużycia triboelementów, co zapewnia minimum energii potencjalnej powierzchni zużycia. Dla wyznaczenia ciśnień kontaktowych w tribosprężeniach, stosowane są znane reguły teorii sprężystości dla cienkich powłok. Przedstawiono wyniki modelowania procesów zużycia łożysk ślizgowych dla różnych przypadków współdziałania kontaktowego przy obrotowych i obrotowo-zwrotnych ruchach.

1. Wprowadzenie

Ważną częścią projektowania konstrukcji dotyczących budowy maszyn jest analiza obliczeniowa. Metody obliczeń w zakresie sprężystości mają szerokie zastosowanie dzięki obecności dużej liczby oprogramowań, które w większości przypadków stosują metodę elementów skończonych. Wykorzystanie analizy obliczeniowej w ocenie odporności na zużycie węzłów tarcia projektowanych maszyn jest szczególnie aktualne, gdyż uszkodzenia tych węzłów są najczęstszą przyczyną awarii.

Trudność opracowania i wykorzystania obliczeniowych metod do prognozowania rewersu węzłów tarcia według kryterium zużycia wynika ze złożoności procesów, które zachodzą na powierzchniach tarcia wskutek wzajemnego oddziaływania na te procesy dużej liczby czynników, których wpływ w czasie może się zmieniać.

W metodzie triboelementów wykorzystuje się właściwy jej aparat matematyczny i metodologiczne podejście dla komputerowego modelowania zachowania się tribosystemu.

2. Podstawy metody triboelementów

Podstawą metody jest iteracyjne podejście, które przewiduje rozpatrzenie kilku dyskretnych stanów, przez które przechodzi łożysko ślizgowe w procesie działania. Stany rozpatruje się przez określony czas, nazwany „cyklem obciążenia”. Kształt elementów w każdym stanie opisuje się zbiorem dyskretnych punktów powierzchni. Reguły zużycia materiałów w węźle tarcia, w zależności od najbardziej istotnie oddziałujących czynników, uważa się za znane z eksperymentalnych badań lub mogą one być wyznaczone analitycznie za pomocą teorii zużycia. Stąd ciągły rozwój procesów, które zachodzą przy zużyciu, zastępuje się quasi-statycznym modelem obliczeniowym. Im mniejszy jest krok, tym dokładniejszy jest model obliczeniowy, który opisuje procesy zachodzące w systemie.

Analiza procesów zużycia wskazuje, że zmiany, które zachodzą w węzłach tarcia, są w istocie stochastyczne, a proces zużycia w ogólnym przypadku jest procesem przypadkowym. Na podstawie teoretycznego opracowania eksperymentalnych danych udowodniono [1], że procesy gromadzenia się uszkodzeń zmęczeniowych i tribouszkodzeń odnoszą się do klasy uszkodzeń kumulatywnych i najdokładniej opisuje się je przypadkowymi procesami Markowa z dyskretnym czasem i stanami.

Uwzględniając powyższe, zaproponowano [2] opisywanie zużycia powierzchni zbiorem wektorów prawdopodobieństwa wartości zużycia dyskretnych punktów powierzchni (triboelementów). Triboelementy (TE) modelowane są, w ogólnym przypadku, za pomocą przypadkowych procesów Markowa. Zmiana wymiarów ciał w kierunku perpendykularnym powierzchni tarcia określona jest przez matematyczne prawo – podobieństwo przebywania triboelementów w niektórych stanach. Kształt powierzchni zużytej określa się za pomocą sześciociennej spline-aproksymacji matematycznych oczekiwanych wartości zużycia triboelementów, co zapewnia minimum energii potencjalnej powierzchni zużycia. Dla wyznaczenia ciśnień kontaktowych, najbardziej istotnego czynnika przy ocenie trwałości według kryterium zużycia łożysk ślizgowych, stosowane są reguły teorii sprężystości.

3. Wyznaczenie parametrów procesu zużycia

Wyznaczenie parametrów modelu procesu zużywania, który przedstawiony jest łańcuchem Markowa, jest jednym z ważnych momentów metody triboelementów. Parametry łańcucha Markowa uważamy za zadane, jeżeli zadany jest wektor początkowych stanów i maczyca przejściowych prawdopodobieństw (MPP).

Komponenty wektora początkowych stanów $[\pi_j(t=0)]$ w większości przypadków, wyznaczone są przy założeniu, że w początkowym momencie czasu TE znajduje się w pierwszym stanie:

$$[\pi_j(t=0)] = [1,0,0,\dots,0] \quad (1)$$

Jeżeli znana jest informacja o prawdopodobieństwach stanu triboelementu w początkowym momencie czasu, a wektor stanów początkowych może być inny, to trzeba przy tym brać pod uwagę, że prawdopodobieństwa tych stanów stwarzają pełną grupę przypadkowych zdarzeń.

W chwili czasu $t = 1$ prawdopodobieństwa, że triboelementy znajdują się w tym lub innym stanie, wyznacza się przez mnożenie wektora początkowych stanów $[\pi_j]$ na maczyce przejściowych prawdopodobieństw (MPP) $[W_{ij}]$:

$$[\pi_j(t=1)] = [\pi_j(t=0)][W_{ij}], \quad i, j = 1, 2, \dots, K_C \quad (2)$$

gdzie $[\pi_j(t=0)]$ – wektor początkowych stanów; $[\pi_j(t=1)]$ – wektor bezwymiarowych prawdopodobieństw, że TE znajduje się w j -ch stanach w chwili czasu $t = 1$; $[W_{ij}]$ – maczyca przejściowych prawdopodobieństw; K_C – liczba stanów TE.

Prawdopodobieństwo stanów TE w chwili czasu $t > 1$ wyznacza się przez mnożenie $[\pi_j(t-1)]$ wektora bezwymiarowych prawdopodobieństw w chwili czasu $t-1$ na MPP, która zadaje zachowanie TE w chwili czasu t :

$$[\pi_j(t)] = [\pi_j(t-1)][W_{ij}], \quad i, j = 1, 2, \dots, K_C \quad (3)$$

Procesy kumulacji tribouszkodzeń odnoszą się do klasy kumulatywnych uszkodzeń i dla opisanego zachowania TE stosowana jest MPP z pojedynczymi skokami do góry i obecnością stanu pochłaniającego:

$$[W_{ij}] = \begin{bmatrix} w_{11}(t) & w_{12}(t) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & w_{22}(t) & w_{23}(t) & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & w_{cc}(t) & w_{c(c+1)}(t) & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, c = 1, \dots, K_c \quad (4)$$

Matryca przejściowych prawdopodobieństw (4) pokazuje mechaniczną istotę procesu zużycia, dokładne i konsekwentne niszczenie warstw materiału. Może ona być stosowana tak w przypadku cienkich jednorodnych powłok antyfrakcyjnych, jak i w przypadku powłok wielowarstwowych. Dla wielowarstwowych powłok antyfrakcyjnych trzeba brać pod uwagę to, że liczba stanów triboelementów nie może być mniejsza od liczby warstw powłoki antyfrakcyjnej $K_{SL} + 1$, w innym przypadku nie będzie możliwe uwzględnienie różnic własności tribomechanicznych warstw powłoki. Przejście tribosystemu z jednego stanu w inny odpowiada zużyciu części odpowiedniej warstwy powłoki antyfrakcyjnej. W MPP uwzględniono, że prawdopodobieństwa przejścia triboelementów z jednego stanu w inny zależą od własności tribomechanicznych odpowiednich warstw, które mogą zmieniać się w ciągu procesu działania systemu, czyli są one funkcjami czasu.

Przez pochłaniający stan rozumiemy stan całkowitego zużycia powłoki antyfrakcyjnej.

Metody wyznaczania parametrów matrycy przejściowych prawdopodobieństw, które były wykorzystane w [1], w naszym przypadku są mało efektywne. Dlatego zadanie to było rozpatrzone z pozycji wyznaczania odpowiedniości między parametrami modelu i własnościami fizycznymi procesu zużycia.

Ze względu na fizyczną istotę procesu zużycia można uważać, że przejścia tribosystemu z jednego stanu w inny odbywają się pod wpływem strumienia zużywania.

Przy realizacji zdarzenia strumienia zużywania system ma przejście w następny stan.

W danym przypadku zdarzenia strumienia zużywania uważamy, że zużycie jest o pewną wielkość h .

Strumień zużywania będzie poissonowskim, gdy dokładnie ma własności ortogonalności i nieobecności skutków. Co nie przeszkadza głównemu wymaganiu istnienia przypadkowego procesu Markowa.

Wychodząc z fizycznej istoty intensywności strumienia $\lambda(t)$ (jako średniej liczby w jednostce czasu dla elementarnej różnicy Δt przylegającej do t [3]), intensywność strumienia zużywania $\lambda_1(t)$ w chwili czasu t można wyznaczyć ze wzoru:

$$\lambda_1(t) = \frac{V_1(t)}{h}, [1/\text{czas}] \quad (5)$$

gdzie $V_1(t)$ – prędkość zużywania w chwili czasu t ; (długość / czas, objętość / czas, masa / czas); h – wielkość wyznaczana z umowy ortogonalności strumienia, mająca wymiar długości, masy, objętości w zależności od tego, jaka prędkość zużywania jest stosowana – liniowa, masowa, objętościowa.

Wielkość zużycia h jest zgodna z warunkiem, że za jeden cykl obciążenia prawdopodobieństwo pojawienia się wielkości zużycia większej od h jest bardzo małe. Warto wziąć pod uwagę, że h ma być większe od $(2...3)R_a$, ponieważ z tego warunku zapewniona jest niekorelacja jednoimiennych punktów powierzchni [4].

W ten sposób przez funkcje prędkości zużywania można wyznaczyć główną charakterystykę strumienia zużywania $\lambda_1(t)$, która wyznacza przejścia systemu z jednego stanu w inny procesu zużywania, przedstawionego łańcuchem Markowa.

Prawdopodobieństwo przejścia $w_{ij}(t)$ łańcucha Markowa od stanu i , w którym on znajdował się w chwili czasu t , do stanu j w ciągu elementarnego okresu Δt , wyznaczaemy z wyrażenia:

$$w_{ij}(t) \approx \lambda_1(t) \cdot \Delta t, \quad i \neq j \quad (6)$$

Ponieważ $0 \leq w_{ij}(t) \leq 1$, wtedy $\lambda_1(t) \cdot \Delta t \leq 1$, skąd $0 \leq \Delta t \leq 1/\lambda_1(t)$.

Oczywiście, że im mniejsze jest Δt , tym dokładniej będzie wyznaczone prawdopodobieństwo przejścia systemu od jednego stanu w inny stan.

4. Uogólniony model matematyczny

Analiza rozwiązań [2, 5–7] otrzymanych dla różnych schematów współdziałania między wałem a panewką łożyska ślizgowego pozwala zapisać uogólnioną formę wyrażenia dla zadania zużycia cienkiej powłoki antyfrukcyjnej naniesionej na panew łożyska ślizgowego.

Uogólnione formy wyrażenia dla wyznaczenia ciśnień kontaktowych i równań równowagi:

$$p(\beta, \varphi, \varphi_0(t, l)) = \frac{(\delta_0 - l \cdot \operatorname{tg} \alpha) \cos \varphi - \Delta - z_{t-1}(\beta(t-1), \varphi, \varphi_0(t-1, l))}{\left[\sum_{s=1}^{K_{sl}} k_s \cdot (h_s(t=0) - z_{s,t-1}(\beta(t-1), \varphi, \varphi_0(t-1, l))) \right]} \quad (7)$$

$$\frac{Q}{R_1} = \int_0^{l_1(t)} \int_{-\varphi_0(t, l)}^{\varphi_0(t, l)} \frac{(\delta_0 - l \cdot \operatorname{tg} \alpha) \cdot \cos \varphi - \Delta - z_{t-1}(\beta(t-1), \varphi, \varphi_0(t-1, l))}{\left[\sum_{s=1}^{K_{sl}} k_s \cdot (h_s(t=0) - z_{s,t-1}(\beta(t-1), \varphi, \varphi_0(t-1, l))) \right]} \cdot \cos \varphi \, d\varphi \, dl \quad (8)$$

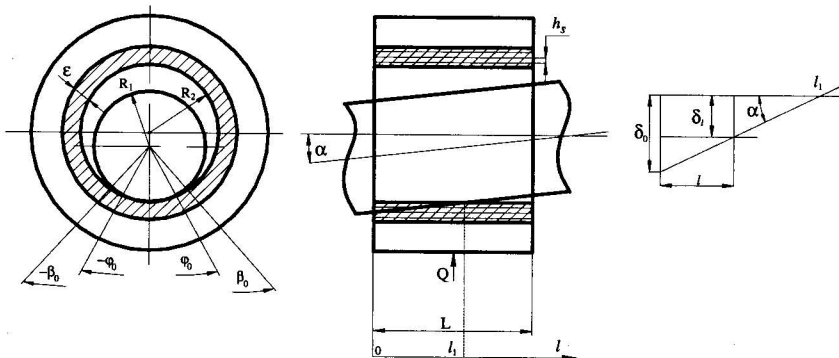
gdzie: Q – obciążenie, ściskające ciało; R_1 – promień cylindra; $\varphi_0(t, l)$ – półkął kontaktu; $p(\beta, \varphi, \varphi_0(t, l))$ – normalne ciśnienia kontaktowe; $l_1(t)$ – współrzędna punktu granicznego obwodu kontaktu w przekroju $\varphi = 0$; współczynnik pokrycia

$$k_s = \frac{(1 + \nu_s)(1 - 2\nu_s)}{(1 - \nu_s)E_s}, \quad s - j \text{ warstwy}; \nu_s, E_s - \text{współczynnik Poissona i moduł Younga materiału } s - j \text{ warstwy};$$

K_{SL} - liczba warstw powłoki; Δ - początkowy luz promieniowy w połączeniu, $\Delta = R_2 - R_1$; δ_0 - przemieszczenie osi wału względem osi panewki w przekroju $l = 0$; α - kąt nachylenia osi wału względem osi panewki; $z_{s,t-1}(\beta(t-1), \varphi, \varphi_0(t-1, l))$ - zużycie liniowe $s - j$ warstwy powłoki w chwili czasu $t - 1$, $h_s(t = 0)$ - grubość $s - j$ warstwy powłoki w początkowej chwili czasu; $\beta(t - 1)$ - bieżący kąt obrotu w chwili czasu $t - 1$.

Wyrażenia (7), (8) uogólniają kilka przypadków:

1. Jeżeli wał i panewka łożyska ślizgowego są rozmieszczone bez skrzywienia ($\alpha = 0$), wtedy współrzędna punktu granicznego obwodu kontaktu $l_1(t) = L$, rozpatrujemy jednorodną powłokę antyfrykcyjną ($K_{SL} = 1$) i wał wykonuje ruch obrotowy, wtedy otrzymamy wyrażenie dla rozwiązania zadania o zużywaniu poprzecznego łożyska ślizgowego z jednorodnym elementem antyfrykcyjnym ulokowanym w panewce [2].
2. Warunki jak w poprzednim przypadku, ale panewka wykonuje ruch obrotowo-zwrotny, wtedy otrzymamy wyrażenia dla zadania o zużywaniu przegubu cylindrycznego [5].
3. Jeżeli wał i panewka łożyska ślizgowego są rozłokowane ze skrzywieniem ($\alpha \neq 0$), rozpatrujemy jednorodną powłokę antyfrykcyjną ($K_{SL} = 1$), wał wykonuje ruch obrotowy, wtedy otrzymamy wyrażenia dla rozwiązania zadania przedstawionego w [6].
4. Jeżeli wał i panewka łożyska ślizgowego są rozłokowane ze skrzywieniem ($\alpha \neq 0$), rozpatrujemy powłokę antyfrykcyjną ($K_{SL} > 1$), wał spełnia ruch obrotowy, wtedy otrzymamy wyrażenia dla rozwiązania zadania przedstawionego w pracy [7].



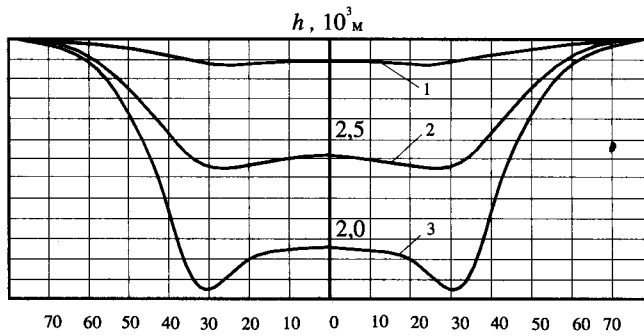
Rys. 1. Uogólniony schemat obliczeniowy
Fig. 1. Generalized scheme

Dla rozwiązania równania (8) względem $\varphi_0(t, l)$, całki zamieniamy kwadraturami Simpsona, a samo wyrażenie sprowadza się do postaci $F(\varphi_0) = 0$. Przy wyznaczeniu wartości zużycia stosowane są sześciennie spline-funkcje [8].

5. Wyniki analizy liczbowej

Niżej przedstawiono niektóre wyniki analizy liczbowej.

Przegub cylindryczny. Dla modelowania tribosprężenia warstwa antyfrakcyjna była przedstawiona w postaci 720 triboelementów z kątowym rozmiarem $0,5^\circ$, każdy TE ma $K_C = 5$ stanów. Zmiana stanów odbywa się w czasie współdziałania frykcyjnego między TE a panewką wzdłuż kąta kontaktu $(-\varphi_0, \varphi_0)$. Bieżące wartości kąta β zmieniały się dyskretnie z krokiem $0,5^\circ$ w granicach $(-\beta_0, \beta_0)$. Przy każdym przemieszczeniu warstwy antyfrakcyjnej o kąt β wykonane były obliczenia kąta kontaktu φ_0 , ciśnienia kontaktowego.



Rys. 2. Rozkład grubości warstwy antyfrakcyjnej przy $\alpha_0 = 50^\circ > \varphi_0$, 1 - $1 \cdot 10^5$ cykl, 2 - $5 \cdot 10^5$ cykl, 3 - $9 \cdot 10^5$ cykl

Fig. 2. Distribution of thickness of antifraction layer at $\alpha_0 = 50^\circ > \varphi_0$, 1 - $1 \cdot 10^5$ cycle, 2 - $5 \cdot 10^5$ cycle, 3 - $9 \cdot 10^5$ cycle

Biorąc to pod uwagę, uformowana była odpowiednia macierz prawdopodobieństw przejściowych dla każdego TE, który w aktualnej chwili był w kontakcie, a następnie były wyznaczane wartości zużycia w umiejscowieniu TE określonym β .

Jako funkcję prędkości zużywania od ciśnienia kontaktowego i prędkości ślizgania wykorzystano zależność:

$$V_I = K_w V(\alpha)^\xi p(\beta, \varphi, \varphi_0)^\gamma \quad (9)$$

gdzie V_I – prędkość zużywania; K_w – współczynnik intensywności zużywania; $V(\beta)$ – prędkość ślizgania warstwy antyfrakcyjnej; $p(\beta, \varphi, \varphi_0)$ – ciśnienia kontaktowe; ξ, γ – wykładniki potęgowe.

Analiza była przeprowadzona dla dwóch wariantów: – amplituda wahan była stała w czasie działania przegubu i zmieniała się w granicach $-\beta_0; \beta_0$; – amplituda wahan i prędkość ślizgania przedstawiają sobą zanikające drgania harmoniczne (10)–(12).

Amplituda:

$$A_k = A_{\max} \cdot e^{-ak} \cdot \cos(\pi \cdot k), \quad k = 0, 1, 2, 3, \dots \quad (10)$$

Prędkość ślizgania:

$$V(\beta, k) = V_{\max} \cdot e^{-ak} \cdot \sin\left(\frac{\pi(A_k - \beta)}{(A_k - A_{k+1})}\right), \quad \beta = A_k, \dots, 0, \dots, -A_{k+1}, \quad k = 0, 1, 2, \dots \quad (11)$$

$$V(\beta, k) = V_{\max} \cdot e^{-ak} \cdot \sin\left(\frac{\pi(A_{k+1} - \beta)}{(A_{k+1} - A_k)}\right), \quad \beta = -A_k, \dots, 0, \dots, A_{k+1}, \quad k = 0, 1, 2, \dots \quad (12)$$

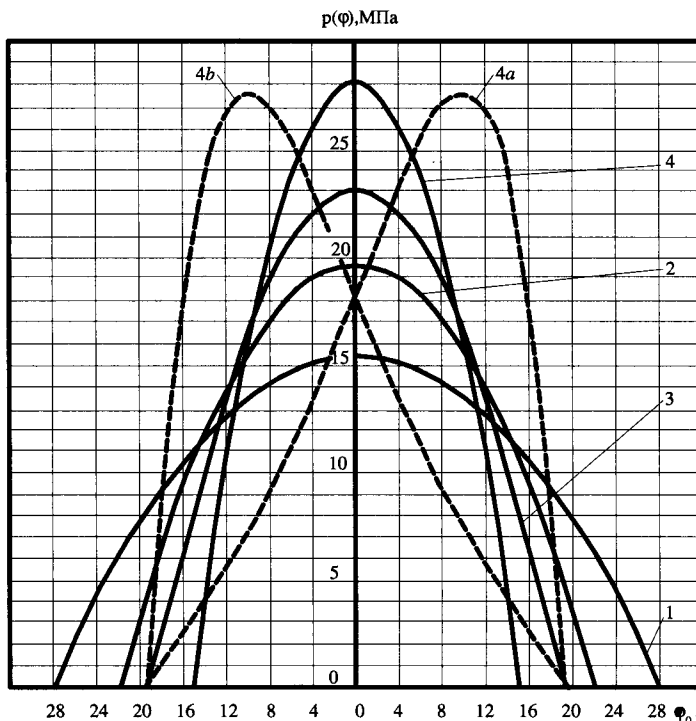
Analiza wyników wskazuje, że przy wartościach półkąta nawrotu większych od wartości półkąta kontaktu ($\beta_0 > \varphi_0$) największe zużycie jest w dwu strefach, umiejscowionych symetrycznie na linii działania obciążenia zewnętrznego (rys. 2). Przy tym, w ciągu cyklu wahan, odbywają się zmiany postaci rozkładu ciśnień kontaktowych i kąta kontaktu (rys. 3). Rozkład ciśnień kontaktowych przy maksymalnych wartościach kąta nawrotu panewki $-\beta_0, \beta_0$, niesymetryczne w linii działania obciążenia (rys. 3, krzyw. 4a, 4b), przy tym kąt kontaktu φ_0 zwiększa się, a maksymalne ciśnienia kontaktowe zmniejszają się w porównaniu z odpowiednimi wartościami tego cyklu przy kącie wahan $\beta = 0$. Otrzymane wyniki pokrywają się z danymi [9], gdzie rozpatrywane było formowanie dwu stref zużycia przegubów cylindrycznych. Formowanie dwu stref zużycia przegubów cylindrycznych jest wskutek kinematycznie szczególnych przegubów cylindrycznych, a nie siły tarcia.

Przy kącie nawrotu $\beta_0 < \varphi_0$ największe zużycie jest na linii działania obciążenia.

Wał i tuleja łożyska z wielowarstwową antyfrukcyjną panewką są ze skrzywieniem. Dla modelowania zachowania tribosprężenia powłoka antyfrukcyjna była zbudowana z 36000 triboelementów z wymiarami $l_{TE} = 5 \cdot 10^{-4}$ m w kierunku osi i kątowym wymiarem 1° . Każdy z TE ma 81 stanów. Zmiana stanów odbywała się w chwilach współdziałania frukcyjnego TE z cylindrem wzdłuż kątów $(-\varphi_0(t, l), \varphi_0(t, l))$. Czas Δt , który określa wielkość cyklu obciążenia, był przyjęty jako równy czasowi potrzebnemu dla obrotu wału o 1° . Przy każdym powrocie wału o kąt $\Delta\varphi_{TE}$ przeprowadzone były obliczenia kątów kontaktu $\varphi_0(t, l)$, ciśnień kontaktowych $p(\varphi, \varphi_0(t, l))$, z uwzględnieniem których budowane były odpowiednie matryce prawdopodobieństw przejściowych triboelementów i wyznaczone było zużycie.

Obliczenia były przeprowadzone przy wartościach: $Q = 2 \cdot 10^4$ H; $\varepsilon = 2 \cdot 10^{-3}$ m; $\Delta = 3 \cdot 10^4$ m;

$R_1 = 6 \cdot 10^{-2}$ m; $K_w = 10^{-15}$; $\xi = \gamma = 1$; $V_{cp} = 1$ m/c; $h_s = 2,5 \cdot 10^{-5}$ m; $\alpha = 0,1^\circ$.

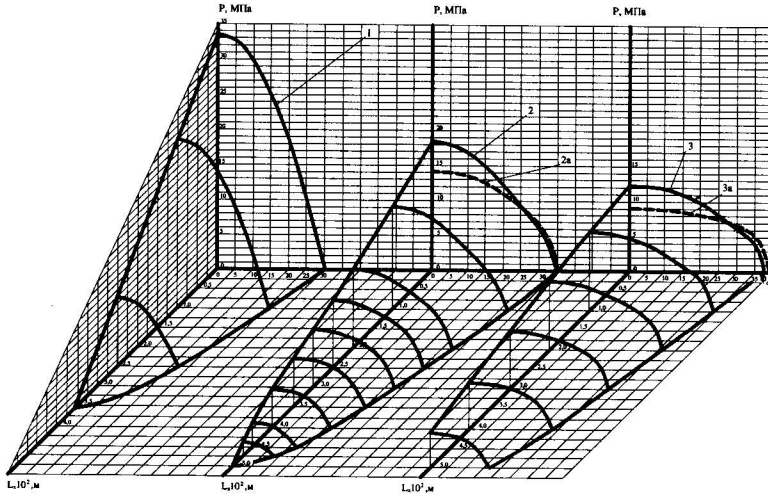


Rys. 3. Rozkład ciśnień w strefie kontaktu w różnych momentach czasu 1 – 0 cykl, 2 – $2,5 \cdot 10^5$ cykl, 3 – $5 \cdot 10^5$ cykl, 4, 4a, 4b – $9 \cdot 10^5$ cykl

Fig. 3. Pressure distributions on contact area in various points of time 1 – 0 cycle, 2 – $2,5 \cdot 10^5$ cycle, 3 – $5 \cdot 10^5$ cycle, 4, 4a, 4b – $9 \cdot 10^5$ cycle

W procesie zużywania łożyska ślizgowego z cienką wielowarstwową wkładką anty-frykcyjną, tak jak w przypadku cienkiej jednorodnej powłoki anty-frykcyjnej, obserwujemy zmiany formy rozkładu ciśnień kontaktowych, dokładne, względne zwiększenie ciśnień kontaktowych w strefach przylegających do granic podziału (rys. 4, krzyw. 2, 3), co najbardziej ujawnia się w strefie przylegającej do punktu I_1 . Takie zachowanie określone jest istotnym spadkiem ciśnienia na powierzchni kontaktu, co prowadzi do względnie nierównomiernego zużycia stref; prędkość zużywania w strefach z maksymalnymi ciśnieniami znacznie przewyższa prędkość zużywania w strefach wchodzących w kontakt.

Analiza oddziaływania mechanicznych i tribologicznych właściwości warstw cienkiej powłoki anty-frykcyjnej na trwałość łożyska ślizgowego przy skrzywieniu osi wału i tulei, wykazała, że zmiana charakterystyk sprężystych warstw powłoki nie prowadzi do istotnej zmiany trwałości tribosystemu, a porządek następstw warstw z różnymi właściwościami tribologicznymi wielowarstwowej powłoki anty-frykcyjnej może istotnie wpływać na trwałość węzła tarcia.



Rys. 4. Rozkład ciśnień kontaktowych na powierzchni kontaktu w różnych chwilach czasu 1 - $t = 0$; 2, 2a - $t = 2,5 Ks$; 3, 3a - $t = 5 Ks$ dla wielowarstwowej - 1, 2, 3 i jednorodnej - 2a, 3a powłok antyfrukcyjnych

Fig. 4. Contact pressure distribution on contact area in various points of time: 1 - $t = 0$; 2, 2a - $t = 2,5 Ks$; 3, 3a - $t = 5 Ks$ for multi-layer - 1, 2, 3 and uniform - 2a, 3a antifriction layers

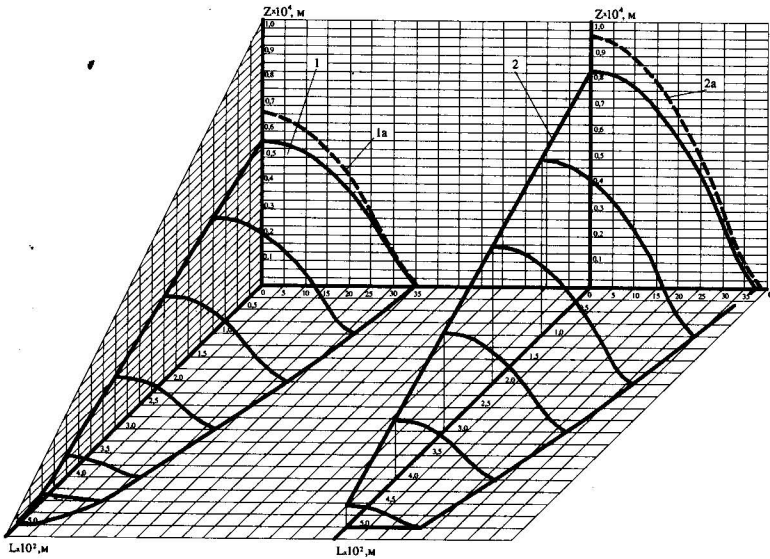


Fig. 5. Rozkład zużycia na powierzchni kontaktu w różnych chwilach czasu 1, 1a - $t = 2,5 Ks$; 2, 2a - $t = 5 Ks$ dla wielowarstwowej - 1, 2 i jednorodnej - 1a, 2a powłok antyfrukcyjnych

Fig. 5. Distribution of wear on contact area in various points of time: 1, 1a - $t = 2,5 Ks$; 2, 2a - $t = 5 Ks$ for multi-layer - 1, 2 and uniform - 1a, 2a antifriction layers

Rozkład maksymalnych ciśnień kontaktowych i zużycia powierzchni w procesie współdziałania tribosprężenia świadczy o tym, że w początkowym okresie, kiedy trwa kształtowanie powierzchni kontaktu, pojawiają względnie duże ciśnienia kontaktowe, powodujące intensywne zużycie powierzchni.

Zwiększenie trwałości tribosprężen tego typu spostrzegane będzie w tym przypadku, kiedy górne warstwy wielowarstwowej powłoki antyfrakcyjnej pozwalają dość szybko uformować powierzchnię kontaktu, co prowadzi do względnego zmniejszenia ciśnień kontaktowych, a następne warstwy powłoki mają podwyższoną odporność na zużycie. Podwyższona odporność na zużycie górnej warstwy powłoki nie daje efektu zwiększenia trwałości, tak znaczne ciśnienia kontaktowe w początkowym momencie formowania powierzchni kontaktu są dominującym czynnikiem wpływu na przebieg procesów zużywania. Optymalne z punktu widzenia trwałości charakterystyki (grubość górnych warstw, położenie i grubość podłoża z podwyższoną odpornością na zużycie) będą zależne w szczególności od konstrukcyjnych cech tribosprężenia, a ściślej od mechanicznych i tribologicznych własności warstw, wielkości kąta skrzywienia osi wału i tulei i innych. W każdym przypadku trzeba przeprowadzić analizę obliczeniową, a wskazane powyższej reguły odnoszą się tylko do danego typu tribosprężen.

Analiza rozkładu kontaktowych ciśnień i zużycia na powierzchni kontaktu w różnych chwilach czasu pokazała, że zachodzi zmiana kształtu i wartości liczbowych rozkładów (rys. 4, krzyw. 1, 2, 3, rys. 5. krzyw. 1, 2) w porównaniu z jednorodną powłoką (rys. 4, krzyw. 2a, 3a, rys. 5. krzyw. 1a, 2a). Zmiany kształtu rozkładu ciśnień kontaktowych (pojawienie się falistości linii ciśnień kontaktowych, jednego poziomu (rys. 4. krzyw. 2, 3)) uwarunkowane jest jednoczesnym działaniem w kontakcie warstw powłoki antyfrakcyjnej z różnymi własnościami tribomechanicznymi.

Literatura

1. Богданов Дж., Козин Ф.: Вероятностные модели накопления повреждений. Пер. с англ. - Мир, 1989.
2. Сорокатый Р.В.: Моделирование поведения трибосистем методом трибоэлементов. // Трение и износ. - 2002. - Т. 23, №1. - С. 16 - 22.
3. Венцель Е.С., Овчаров Л.А.: Теория случайных процессов и ее инженерные приложения. М.: Наука, 1991 - 384 с.
4. Костецкий Б.И., Стрельников В.П., Таций В.Г.: Марковская модель износа и прогнозирование долговечности изнашиваемых деталей. // Проблемы трения и изнашивания, 1976, № 10. С.10-15.
5. Сорокатый Р.В.: Анализ работоспособности подшипников скольжения при возвратно-вращательном движении // Трение и износ. - 2003. - Т.24 , №.2 - С.136 - 143.
6. Сорокатый Р.В.: Анализ работоспособности подшипников скольжения при перекосе осей вала и втулки. //Трение и износ. - 2006. - Т. 27, №. 1 - С. 24 - 32
7. Сорокатый Р.В.: Анализ работоспособности подшипников скольжения с тонким антифрикционным многослойным покрытием при перекосе осей вала и втулки. //Трение и износ. - 2006. - Т. 27, №. 2.

8. Бахвалов Н.С., Жидков Н.П., Кобельков Г.М.: Численные методы: Учеб. пособ. - М.: Наука Гл.ред.физ.-мат. лит., 1987.- 600 с.10.
9. Ключихин В.И.: К вопросу об исследовании износостойкости тяжелоагруженных цилиндрических шарниров // Трение и износ. -1990. - Т.11. - №3.- С.480-489.

Recenzent:
Stanisław Pytko

MODELLING THE WEARING-OUT PROCESS OF SLIDING BEARING WITH THIN ANTIFRICTION COVERING USING THE METHOD OF TRIBOELEMENTS

Abstract

Method of triboelements, used to solve contact wear problem of sliding bearing, is set out. The main idea of method is that wear of the surface is described with array of vectors of probable wear of discrete points of surface, called triboelements. Triboelements are modeled with time-dependent accidental Markovian processes. The shape of worn face determined by cubic spline-approximation of mathematical expectation of triboelements', that guarantees the minimum of potential energy of wear surface. The known rules of theory of resiliency for thin covering is used to define contact pressure of triboconjugation. Results of modeling of processes of wearing of sliding bear for various cases of contact interactions while rotational and swinging movement.