ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1998
Seria: TRANSPORT z. 30 Nr kol. 1384

Piotr ADAMIEC
Kazimierz WITASZEK
Mirosław WITASZEK
Zbigniew STANIK

MODELOWANIE ZUŻYCIA KRZYWEK WAŁU ROZRZĄDU

Streszczenie. W artykule przedstawiono wyniki badań zużycia materiału krzywek wałków rozrządu. W oparciu o te wyniki zbudowano matematyczny model określający zależność zużycia od obciążenia i drogi tarcia. Model wykorzystano do obliczenia zużycia przykładowych krzywek.

MODELLING OF WEAR OF CAMSHAFT'S CAMS

Summary. This paper presents results of wear tests of material used for camshaft's cams.. On the basis of these results a mathematical model, which determines dependence between wear, loading and distance covered during friction has been worked out. This model has been used to calculate the wear of exemplary cams.

1. WPROWADZENIE

Stacje diagnostyczne i serwisy często sygnalizują powtarzającą się awarię, a mianowicie zużycie pary trybologicznej krzywki wałka rozrządu i popychacza. Zużycie to nie zależy od rodzaju zużywającej się krzywki, tzn. czy jest to krzywka wydechowa, czy ssąca ani od miejsca usytuowania (numeru cylindra). Świadczy to raczej o technologicznej, a nie konstrukcyjnej przyczynie tego zjawiska. Zużycie to ma formę ubytku wymiarów krzywki i powoduje zmniejszenie się jej wzniosu. W badanych przypadkach nie obserwuje się zmęczenia powierzchniowego krzywek [1].

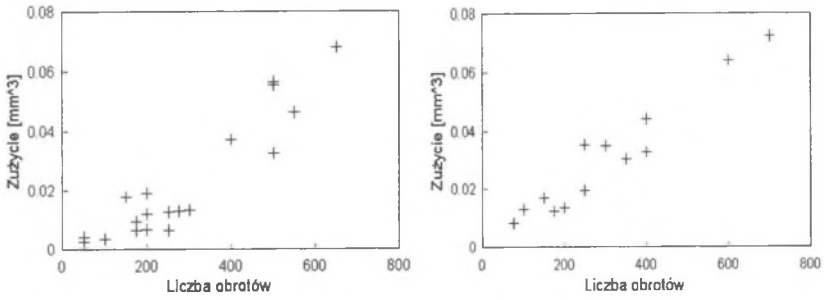
Badania metalograficzne wałków rozrządu wskazują na obecność struktury martenzytycznej i warstwy wierzchniej krzywek z wydzieleniami grafitu sferoidalnego. Struktura jest wynikiem hartowania indukcyjnego z temperaturą 950 ^{0}C i odpuszczenia. Twardość warstwy ulepszonej

cieplnie, której grubość wynosi na nosku do 8 mm, a w pozostałych obszarach krzywki 3 mm, nie przekracza 56HRC [1]. W celu określenia odporności na zużycie materiału krzywek przeprowadzono badania laboratoryjne zużycia. Wyniki tych badań poddano następnie obróbce w oparciu o model pozwalający obliczać zużycie materiału krzywki w zależności od parametrów eksploatacyjnych.

2. BADANIA ZUŻYCIA MATERIAŁU KRZYWEK

Do badania odporności na zużycie materiału krzywek wykorzystano zmodyfikowane urządzenie Timkena. Zużycie badano w układzie rolka - klocek przy 100% poślizgu. Jako próbki wykorzystano wycięte klocki o wymiarach 10 x 10 x 20 mm, natomiast przeciwpróbkę stanowił pierścień zewnętrzny łożyska 30204 o twardości 62 HRC. Badania przeprowadzono przy naciskach Hertza: 141,5; 185,2 i 220,5 MPa w przypadku tarcia na sucho. Wielkość zużycia określano na podstawie pomiarów szerokości śladu zużycia, która była podstawą do obliczenia objętości zużytego materiału. Pomiarów dokonywano za pomocą mikroskopu optycznego o dokładności pomiarowej 0,01 mm.

Badane próbki wycięto z krzywek wałków rozrządu, wykonywanych z żeliwa sferoidalnego o strukturze zgodnej z normą Fiat 52215. Oznacza to, że w strukturze krzywki występował grafit sferoidalny w osnowie martenzytycznej. Zawartość austenitu szczątkowego nie przekracza 20%. Skład chemiczny i twardość badanego materiału przedstawiono w tabeli 1. Wyniki badań zużycia przedstawiono na rys. 1.



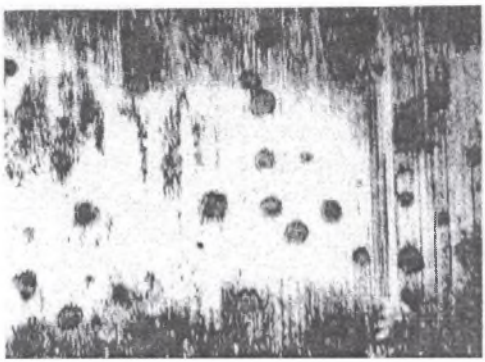
Rys. 1. Przykładowe wyniki badań zużycia przy naprężeniu Hertza:
a) 141,5 MPa, b) 185,2 MPa

Fig. 1. An example of results of wear tests. Hertzian stress:
a) 141,5 MPa, b) 185,2 MPa

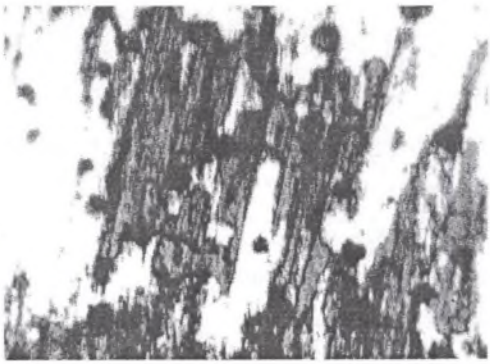
Tabela 1

Składa chemiczny w %					Twardość
C	Mn	Si	P	S	HB
3,52	0,4	2,48	0,32	0,012	297

Zużycie to ma formę zużycia ściernego (rys. 2), przy czym w miarę wzrostu ilości obrotów obserwuje się powstawanie warstewki grafitu (rys. 3), która stanowi rodzaj środka smarnego.



Rys. 2. Powierzchnia śladu współpracy po 1000 obrotów
Fig. 2. Worn surface of specimen after 1000 revolutions



Rys. 3. Powierzchnia śladu współpracy po 10000 obrotów
Fig. 3. Worn surface of specimen after 10000 revolutions

3. MODELOWY OPIS ZUŻYCIA KRZYWEK

Do analizy wyników badań zużycia materiału wykorzystano model zużycia opracowany za pomocą analizy wymiarowej [2, 3]:

$$\frac{Z_V}{A \cdot l} = f\left(\frac{p}{HB_k}, \frac{l}{l_0}, \mu, \frac{HB_p}{HB_k}\right), \tag{1}$$

gdzie:

Z_V - zużycie objętościowe,

A - nominalna powierzchnia współpracy elementów węzła tarcia,

l - droga tarcia,

l_0 - droga tarcia w czasie jednego obrotu,

μ - współczynnik tarcia,

HB_k - twardość krzywki (próbki),

HB_p - twardość popychacza (przeciwpróbki),

p - nacisk Hertza.

Nacisk Hertza p obliczano według [4]:

$$p = 0{,}418\sqrt{\frac{P \cdot E}{r \cdot b}} \text{ [MPa]}, \tag{2}$$

gdzie:

P - siła nacisku [N],

E -średni moduł Younga dla materiału krzywki i popychacza, wynoszący $1{,}6 \cdot 10^5$ MPa [4],

r - promień krzywizny [mm],

b- szerokość krzywki [mm].

Ponieważ badania przeprowadzono dla jednej pary materiałów przy stałym współczynniku tarcia, więc analiza wyników nie pozwala na uwzględnienie wpływu stosunku twardości HB_p/HB_k i współczynnika tarcia μ.

Postawiono zatem hipotezę istnienia funkcji:

$$\frac{Z_V}{A \cdot l} = f\left(\frac{p}{HB_k}, \frac{l}{l_0}\right). \tag{3}$$

Hipotezę zweryfikowano i postać funkcji ustalono przeprowadzając regresję otrzymanych wyników i przeprowadzając test istotności współczynników regresji. Dodatkowo oceniano jakość aproksymacji za pomocą kwadratu współczynnika korelacji. Najwyższą jego wartość otrzymano dla funkcji w postaci:

$$\frac{Z_V}{A \cdot l} = c_0 \cdot \left(\frac{p}{HB_k}\right)^{c_1} \cdot \left(\frac{l}{l_0}\right)^{c_2} . \tag{4}$$

Wartości współczynników regresji wyniosły:

$c_0 = 8{,}4 \cdot 10^{-7}$;

$c_1 = 0{,}575$;

$c_2 = -0{,}315$.

Kwadrat współczynnika korelacji wynosi 0,80. Oznacza to, że wyniki badań wykazują 20% rozrzut w stosunku do wartości obliczeniowych [5].

Jako że: $l = 2\,\pi\, r\, n$ zaś $l_0 = 2\,\pi\, r$, można zapisać, że: $l/l_0 = n$, gdzie n jest liczbą obrotów, zaś r promieniem przeciwpróbki. Uwzględniając ponadto, że wartość HB_k była stała w badaniach, można wzór (4) przekształcić do postaci:

$$\frac{Z_V}{A \cdot l} = 3{,}18 \cdot 10^{-8} \cdot p^{0{,}575} \cdot n^{-0{,}315} . \tag{5}$$

4. OBLICZENIA ZUŻYCIA KRZYWKI

Opracowany model opisany równaniem (5) zastosowano do obliczania zużycia krzywki silnika FSC typ 359. Wartość siły nacisku przyjęto za pracą [1] jako zmienną w granicach 200 - 600 N. Promień krzywizny w punkcie maksymalnego wzniosu krzywki (w którym obserwuje się maksymalne wartości zużycia) wynosi 6 mm, promień koła podstaw - 19,5 mm, zaś szerokość krzywki 15 mm [4].

Długość drogi tarcia przypadająca na obrót obliczano według wzoru:

$$l = 2\,a\,n\,, \tag{6}$$

gdzie:

a - połowa szerokości prostokątnego obszaru styku w mm, obliczana według wzoru [6]:

$$a = \sqrt{\frac{6\left(1-\nu^2\right)P \cdot r}{\pi \cdot b}}, \tag{7}$$

gdzie: ν - liczba Poissona.

Wzór (5) przyjął postać:

$$\frac{Z_V}{2 \cdot a \cdot A \cdot n} = 3{,}18 \cdot 10^{-8} \cdot p^{0{,}575} \cdot n^{-0{,}315}, \tag{8}$$

skąd po przekształceniach:

$$\frac{Z_V}{A} = 6{,}36 \cdot 10^{-8} \cdot a \cdot p^{0{,}575} \cdot n^{0{,}685}. \tag{9}$$

Wyniki obliczeń dla punktu maksymalnego wzniosu krzywki przedstawiono na rys. 4.

Należy zauważyć, że wielkość Z_V/A jest wyrażana w jednostkach długości. Można interpretować ją jako zużycie liniowe - ubytek wymiaru. Z rysunku wynika, że intensywność zużycia z jednostki powierzchni tarcia Z_V/A po początkowym okresie docierania stabilizuje się i krzywa zużycia ma charakter zbliżony do liniowego.

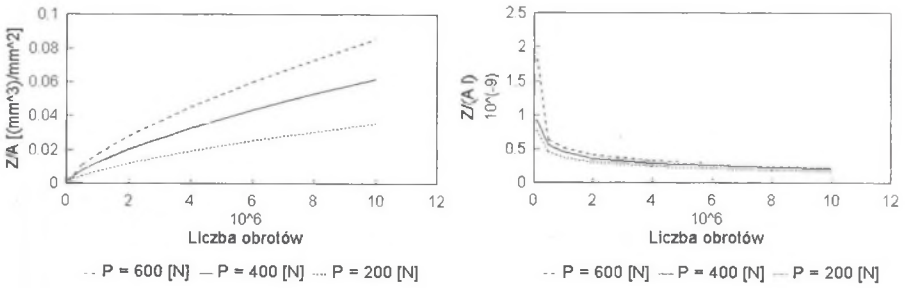
Zakładając graniczną wartość zużycia $(Z/A)_{gr}$, można ze wzoru (9) obliczyć trwałość krzywki w obrotach n_{gr}:

$$n_{gr} = \left(\frac{\left(\frac{Z_V}{A}\right)_{gr}}{6{,}36 \cdot 10^{-8} \cdot a \cdot p^{0{,}575}} \right)^{1{,}46}. \tag{10}$$

Obliczona za pomocą powyższego wzoru trwałość krzywek silnika typu 359 wyniosła:

- dla „nosa" krzywki $4{,}3 \cdot 10^8$ obr.;
- dla koła podstaw krzywki $1{,}1 \cdot 10^9$ obr. Założono, że dopuszczalne zużycie wynosi 0,1 mm.

Według pracy [1] przyjęto w obliczeniach wartość siły w punkcie maksymalnego wzniosu krzywki równą 600 N, zaś dla koła podstaw 200 N.



Rys. 4. Zależność zużycia krzywki od siły nacisku P i liczby obrotów n
a) $Z/A = f(n)$, b) $Z/(A \cdot l) = f(n)$
Fig. 4. The dependence between wear of cam, normal force P and number of revolutions n
a) $Z/A = f(n)$, b) $Z/(A \cdot l) = f(n)$

5. UWAGI KOŃCOWE

Badania modelowe zużycia pary trybologicznej krzywka-popychacz wykorzystano do określenia czynników decydujących o trwałości pary przy kryterium ściernego zużycia geometrycznego.

Badania laboratoryjne zużycia warstwy wierzchniej krzywek wałków rozrządu pozwoliły na ilościowe określenie wpływu parametrów eksploatacyjnych, a w szczególności nacisku i czasu wyrażonego w ilości obrotów n na zużycie kontaktowe. Uzyskane wyniki pozwalają stwierdzić, że zużycie ścierne z jednostki rośnie ze wzrostem nacisku Hertza i czasu próby. Mając na uwadze przyjętą analizę wymiarową zużycia stwierdza się, że intensywność zużycia wyrażona jako $Z/(Al)$, stanowiąca zużycie na jednostkę powierzchni kontaktu i drogi, rośnie ze wzrostem nacisku Hertza, natomiast maleje ze wzrostem ilości obrotów (wzór (5) i rys. 4b). Zużycie na jednostkę powierzchni, wyrażone wskaźnikiem Z/A zmienia się zgodnie z oczekiwaniami, tzn. rośnie ze wzrostem nacisku Hertza i czasu próby.

Wykorzystanie powyższych rozważań do oceny trwałości krzywki pozwoliło na określenie granicznej ilości obrotów przy kryterium zużycia granicznego 0,1 mm do wielkości $4{,}3 \cdot 10^8$ obr. dla „nosa" krzywki. Trwałość koła podstaw krzywki jest o rząd większa ($1{,}1 \cdot 10^9$ obr.). Porównanie tych wielkości z badaniami eksploatacyjnymi [1] sugeruje, że opracowany model

można wykorzystać do analizy trwałości części wykonanych z żeliwa sferoidalnego o własnościach podobnych do badanego żeliwa.

LITERATURA

1. Adamiec P., Stanik Z., Matyja T.: Modelowanie zużycia pary trybologicznej krzywka - popychacz. W: XXXVII Sympozjon „Modelowanie w mechanice", Wisła, 9-13.02.1998.
2. Witaszek M.: Modelowanie zużycia stali na obręcze kół kolejowych zestawów kołowych na trwałość warstwy wierzchniej. W: Międzynarodowa Konferencja Naukowa „Transport '97" Ostrava - Katowice 29.04 - 06.05.1997 r. s. 631-637.
3. Witaszek M., Adamiec P.: Modelowanie zużycia warstwy wierzchniej przy pomocy analizy wymiarowej. W: Sympozjum Naukowo-Techniczne „Technika laserowa w inżynierii powierzchni materiałów". WAT, Warszawa 19.11.1997 r.
4. Bernhardt M., Dobrzyński S., Loth E.: Silniki samochodowe. WKŁ, Warszawa 1988.
5. Sobczyk M.: Statystyka. PWN, Warszawa 1997.
6. Jakubowicz A., Orłoś Z.: Wytrzymałość materiałów. WNT, Warszawa 1984.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Edmund Tasak

Wpłynęło do Redakcji: 13.03.1998 r.

Abstract

Wear of pair cam - pusher is common failure of automotive engines. To determine dependence between wear and exploitation parameters the investigations of wear have been made. On the basis of results of these investigations a mathematical model of wear has been worked out. It determines the dependence between wear, loading and distance covered during friction. Calculations of wear of exemplary cams have been carried out. Fuflher investigations to determine the influence of material properties and lubrication on wear of cams are required.