

Seria: GÓRNICTWO z. 48

BRONISŁAW POLWARCZYNY

ŻELIWO SFEROIDALNE FERRYTYCZNE JAKO MATERIAŁ NA KOŁA ZĘBATE
DOPUSZCZALNE NAPRĘŻENIA NA NACISKI I ZŁAMANIE ZĘBA

Streszczenie. W Instytucie Elementów Maszyn Górniczych Politechniki Śląskiej przeprowadzono badania żeliwa sferoidalnego ferrytycznego pod kątem zastosowania na koła zębate.

Na podstawie otrzymanych wyników określono dla żeliwa hartowanego dopuszczalne naprężenia na złamanie zęba oraz dla żeliwa niehartowanego dopuszczalne naprężenia na naciski.

Niektóre zakłady produkujące przekładnie zębate poszukując nowych tworzyw oraz tańszych technologii rozpoczęły stosować na koła zębate żeliwo sferoidalne, głównie w przekładniach ogólnego przeznaczenia. W fazie projektowania konstruktorzy napotykają na znaczne trudności, gdyż dotychczas nie zostały określone dopuszczalne naprężenia na naciski i złamanie zęba. W Instytucie Elementów Maszyn Górniczych Politechniki Śląskiej przeprowadzone odpowiednie badania, których celem było uzupełnić brakujące dane. Badania realizowano w dwóch etapach. Pierwszy na zlecenie głównego producenta przekładni ogólnego przeznaczenia Białskich Zakładów Urządzeń Technicznych.

Drugi etap badań stanowiący uzupełnienie poprzedniego wykonano po opracowaniu w Instytucie metody wyznaczania nadwyżek dynamicznych z zastosowaniem przetwornika pojemnościowego.

Za pomocą tej metody można było dostatecznie dokładnie ustalać rzeczywiste obciążenia badanych kół.

Zebrano wyniki badań pozwoliły ustalić dopuszczalne naprężenia na naciski i złamanie zęba, co umożliwia projektowanie ekonomicznych i pewnie działających przekładni z zastosowaniem żeliwa sferoidalnego na koła zębate.

Ogólna metoda wyznaczania dopuszczalnych naprężeń na podstawie badań dowolnych modeli kół zębatych.

Z teorii obliczeń wytrzymałościowych kół zębatych (α_2) wynikają zależności na współczynniki bezpieczeństwa:

na złamanie zęba

$$\bar{\sigma}_z = \frac{Z_0 \cdot y_{II}}{Q \cdot K_p \cdot K_r \cdot K_s \cdot K_d \cdot Z \cdot q \cdot q_\xi \cdot y_k \cdot y_p} \quad (1)$$

na naciski

$$X_p = \frac{K_o \cdot y_m \cdot y_h}{Q \cdot K_p \cdot K_r \cdot K_s \cdot K_d \cdot y_e} \cdot \frac{1}{i + 1} \quad (2)$$

gdzie:

- $q_e, y_m, q, \xi_e, y_k, y_p, y_h, y_e$ - współczynniki uwzględniające wielkość i kształt zęba oraz gładkość powierzchni i wpływ smarowania,
 z - liczba zębów,
 i - przełożenie,
 Q - nominalne obciążenie jednostkowe,
 K_p, K_r, K_s, K_d - współczynniki uwzględniające nierównomierny rozkład obciążenia na szerokości koła, przeciążenia oraz siły dynamiczne,
 z_o - dopuszczalne naprężenia na złamanie wyznaczone na zębach o module $m = 3$ mm, $b = 10$ mm, promieniu przejścia od zarysu do podstawy $\xi = 0,2$ m przy gładkości powierzchni w okolicy stopy δ ,
 k_o - dopuszczalne naprężenia na naciski wyznaczone dla zębów o rozmiarach podanych wyżej.

Jeżeli przyjąć, że dla badanych kół zostanie dobrane obciążenie tak, aby spowodowało złamanie lub początek niszczenia powierzchni zarysu zęba po $10 \cdot 10^6$ zmian obciążeń będzie to oznaczało, że rzeczywiste naprężenia u podstawy względnie naciski są równe dopuszczalnym. Współczynniki bezpieczeństwa X_z oraz X_p będą równe 1. Po uwzględnieniu zależności (1) i (2) dla opisanych warunków obciążenia otrzymuje się wzory na naprężenia dopuszczalne

$$z_o = \frac{Q \cdot K_p \cdot K_r \cdot K_s \cdot K_d \cdot z \cdot q \cdot q_e \cdot y_k \cdot y_p}{y_m} \quad (3)$$

$$k_o = \frac{Q \cdot K_p \cdot K_r \cdot K_s \cdot K_d \cdot (i + 1)}{y_m \cdot y_h \cdot i} \quad (4)$$

Wszystkie występujące we wzorach wielkości mogą być określone dla dowolnych badanych kół wykonanych w znanej klasie dokładności i gładkości powierzchni, przy pomocy zależności podanych w (α_2). Najwięcej wątpliwości budzi współczynnik sił dynamicznych K_d . Ustalając jego wartość dla tych samych warunków pracy kół wzorami wg różnych autorów otrzymuje się dość znaczne rozbieżności wyników. Dodatkowo współczynnik ten może się zmieniać w czasie prowadzenia badań na skutek postępującego zużycia zębów. Zaleca się więc ustalać jego wartość na drodze pomiarów równoległe do prowadzonych badań.

W tym celu można skorzystać z metody opisanej w (Z₁). Prowadząc badania na stanowisku mocy krążącej uzyskuje się dodatkowe korzyści w stosunku do badań na pulsatorze, ponieważ uwzględniany jest wpływ sił tarcia międzyzębnego na wartość naprężeń.

Przebieg badań

Badania żeliwa sferoidalnego przeprowadzono w dwóch etapach. Pierwszy realizowany na stanowisku mocy krążącej uzyskiwanej na drodze elektrycznej pozwolił ustalić proporcje pomiędzy dopuszczalnymi naprężeniami na naciski i złamanie zęba, dla żeliwa hartowanego i niehartowanego. Obiektem badań były przekładnie przemysłowe dwustopniowe, w których koła ostatniego stopnia wykonano z żeliwa. W wyniku tych badań stwierdzono, że dla żeliwa hartowanego nie istnieje niebezpieczeństwo przekroczenia dopuszczalnych naprężeń na naciski, gdyż znacznie wcześniej zostałyby przekroczone dopuszczalne naprężenia na złamanie powodując zniszczenie zęba. W fazie projektowania wystarczy zachować odpowiedni współczynnik bezpieczeństwa na złamanie co równocześnie zapewnia wysoki współczynnik bezpieczeństwa na naciski. Warunkiem koniecznym i dostatecznym do prawidłowego konstruowania kół z żeliwa sferoidalnego hartowanego jest znajomość dopuszczalnych naprężeń na złamanie zęba. Badania pierwszego etapu wykazały, że dla żeliwa niehartowanego utrzymanie w zalecanym przedziale współczynnika bezpieczeństwa na naciski zapewnia jednocześnie wysoki współczynnik bezpieczeństwa na złamanie zęba. Dla tego żeliwa wystarczy znać dopuszczalne na prężenia na naciski do prawidłowego konstruowania kół zębatych.

Drugi etap badań prowadzono na stanowisku mocy krążącej uzyskiwanej na drodze mechanicznej. Obciążenie zębów wywoływano za pomocą wałka skrętne-go. Obiektem badań były koła o liczbie zębów $z_1 = 26$, $z_2 = 27$, module $m = 4$ mm, szerokości $b = 10$ mm. Koła wykonane były w 7 kl. dokładności wg GOST o gładkości powierzchni w okolicy stopy zęba $\nabla 8$. Badania prowadzono przy prędkości obwodowej $v = 8,2$ m/s z ciągłym pomiarem obciążenia i współczynnika sił dynamicznych metodą z zastosowaniem przetwornika pojemnościowego (z₁). Dla kół wykonanych z żeliwa sferoidalnego hartowanego no minalna siła obwodowa $F = 2200$ N powodowała łamanie zębów bez mierzalnych śladów zużycia zarysu po $10 \cdot 10^6$ zmian obciążeń. Badania przeprowadzono na pięciu parach kół, dla których otrzymano następujące wyniki:

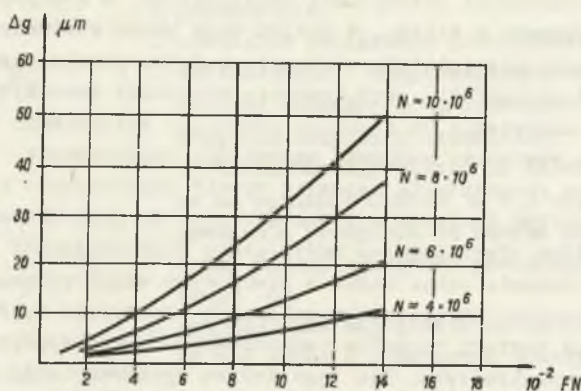
$$N_1 = 10,4 \cdot 10^6, \quad N_2 = 9,6 \cdot 10^6, \quad N_3 = 9,8 \cdot 10^6, \quad N_4 = 10,2 \cdot 10^6$$

$$N_5 = 9,5 \cdot 10^6 \text{ zmian obciążeń}$$

Wyznaczony drogą pomiarów współczynnik sił dynamicznych $K_d = 1,58$. Można przyjąć, że siła $F = 2200$ N wraz z siłami dynamicznymi wywoływała naprężenia u podstawy zęba równe dopuszczalnym dla danej wielkości zęba. Bada-

nia kół wykonanych z żeliwa sferoidalnego niehartowanego prowadzono na tym samym stanowisku przy prędkości obwodowej $v = 8,2$ m/s.

Całkowite obciążenie obwodowe zmienione w granicach od 200 do 1400 N, które ustalono z iloczynu nominalnej siły obwodowej i zmierzonego współczynnika sił dynamicznych. Współczynnik K_d był zmienny w granicach od 1,52 do 1,95 w zależności od obciążenia i postępującego zużycia zębów. Wykres zużycia w funkcji całkowitego obciążenia dla $4 \cdot 10^6$, $6 \cdot 10^6$, $8 \cdot 10^6$ i $10 \cdot 10^6$ zmian obciążeń przedstawia rys. 1. Wprowadzając ograniczenie zuży-



Rys. 1. Przebieg zużycia zębów w μ m

cia zęba do 10 m po $10 \cdot 10^6$ zmian obciążeń ustalono, że dla badanych kół dozwolone całkowite obciążenie $F_c = F \cdot K_d = 400$ N. Zużycie to odpowiada w przybliżeniu 1/2 dopuszczalnych błędów nierówności podziałki zasadniczej i nie powoduje mierzalnego przyrostu współczynnika sił dynamicznych.

Dopuszczalne naprężenia

W celu ustalenia dla żeliwa hartowanego dopuszczalnych naprężeń na złamanie zęba należy skorzystać z zależności (3) oraz wyników drugiego etapu badań. Na podstawie (α_2) potrzebne do wzoru wielkości dla badanych kół i warunków obciążenia odpowiednio wynoszą:

$Q = 0,210 \text{ kG/mm}^2$ - dla obciążenia $F = 2200$ N, szerokości koła $b = 10$ mm oraz średnicy podziałkowej $d_0 = 104$ mm,

$K_p = 1$ - brak przeciążeń, co zapewniało stanowisko badawcze,
 $K_r = 1$ - równomierny rozkład obciążenia na szerokości koła stwierdzamy na podstawie śladów współpracy zębów przy małym obciążeniu,

- $K_g = 1$ - badania prowadzono dla kół o zębach prostych,
 $K_d = 1,58$ - wartość ustalona w dodatkowych pomiarach metodą z przetwor-
 nikiem pojemnościowym (z_1),
 $q = 308$ - współczynnik kształtu dla liczby zębów $z = 26$,
 $q = 0,7$ - wartość współczynnika ustalona dla liczby przyporu $\varepsilon = 1,6$,
 którą narzuciły badane koła,
 $y_k = 1$ - promień przejścia od zarysu do podstawy zęba $\xi = 0,2$ m,
 $y_p = 1$ - powierzchnia w okolicy stopy zęba wykonana w klasie gładko-
 ści $\nabla 8$,
 $y_m = 0,96$ - dla modułu $m = 4$ i szerokości koła $b = 10$ mm.

Po podstawieniu otrzymuje się:

$$z_o = \frac{0,210 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,58 \cdot 26 \cdot 3,08 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 1}{0,96} = 19,5 \text{ kG/mm}^2$$

Dopuszczalne naprężenia na naciski należy wyznaczyć z zależności (4). Po-
 trzebne dodatkowe wartości dla badanych kół i warunków pracy wg (z_2) wy-
 noszą:

- $y_h = 0,62$ - olej o lepkości 25 cSt, wysokość nierówności powierzch-
 ni zęba $3,2 \mu$ m prędkość obwodowa $8,2$ m/s,
 $y_o = 3,8$ - współczynnik wynikający z wielkości geometrycznych kół
 oraz materiału,
 $i = 1,04$ - dla liczby zębów $z_1 = 26$, $z_2 = 27$,
 $Q = Q \cdot K_d = 0,04$ - wartość ustalona z rys. 1 i rozmiarów koła.

Po podstawieniu otrzymuje się dopuszczalne naprężenia na naciski dla żeli-
 wa sferoidalnego niehartowanego

$$k_o = \frac{0,04 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 3,8 (1,04 + 1)}{0,96 \cdot 0,62 \cdot 1,04} = 0,5 \text{ kG/mm}^2$$

Przeprowadzając analizę porównawczą z wynikami otrzymanymi dla żeliwa pro-
 dukowanego w innych firmach (43) można stwierdzić, że żeliwo produkcji kra-
 jowej nie ustępuje mu jako tworzywo na koła zębate.

Wnioski

Żeliwo hartowane może zastępować jako materiał na koła zębate staliwo,
 stale węglowe konstrukcyjne oraz stale do ulepszenia cieplnego. Wprowadzić
 te ostatnie wykazują wyższe dopuszczalne naprężenia na złamanie zęba jed-

nak ze względu na znacznie niższe dopuszczalne naprężenia na naciski dają koła o większych gabarytach aniżeli wykonane z żeliwa sferoidalnego hartowanego. Żeliwo sferoidalne niehartowane może zastępować jako materiał na koła zębate staliwo oraz stале węglowe konstrukcyjne. Zaleca się je stosować na koła wolnobieżne co zapewni dostatecznie długą żywotność przekładni. Przy wstępnym ustalaniu gabarytów kół w metodzie obliczeń wg (z_2) zaleca się przyjmować wartość całkowitego obciążenia jednostkowego dla żeliwa hartowanego $Q = 0,33 \text{ kg/mm}^2$, a dla żeliwa niehartowanego $Q=0,04 \text{ kg/mm}^2$. Współczynniki bezpieczeństwa w fazie projektowania należy utrzymać w granicach $X_z = 1,4-2,3$ oraz $X_p = 1,0-1,8$.

LITERATURA

- [1] Br. Folwarczny: Metoda wyznaczania nadwyżek dynamicznych na zazębie- niu z zastosowaniem przetwornika pojemnościowego. Przekładnie zębate - IV Konferencja Naukowo-Techniczna Gliwice 1970 r. Zeszyt 16.
- [2] L. Miller: Przekładnie dużych mocy - projektowanie. WNT - Warszawa 1963 r.
- [3] Rettig: SG Tran as a Material of Construction for Gears - The Engineer nr 10, 1965 r.

СФЕРОДИЗОВАНИИ ФЕРРИТНИИ ЧУГУН КАК МАТЕРИАЛ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Резюме

В Институте элементов горных машин Силезского политехнического инсти- тута проведено исследования сфероидизованного ферритного чугуна с учётом применения его для зубчатых колёс.

На основании полученных результатов определено для закалённого чугуна допустимое напряжение на излом зуба, а также для незакалённого чугуна до- пускаемое напряжение на нажим зуба.

FERRITIC SPHERCICAL GRAPHITE IRON FOR GEARWHEELS
ALLOWABLE TOOTH THRUST AND TOOTH BREAKING STRENGTHS

Summary

Ferritic spheroidal graphite cast iron was tested at the Mining Machinery Details Institute, Silesian University of Technology Gliwice, Poland with the view of using the material for gearwheels. Based on the obtained results allowable tooth breaking stresses of the hardened iron were determined as well as allowable thrust stresses of the non-hardened iron.



Fig. 1

Fig. 2

Hardened spheroidal graphite cast iron was tested at the Mining Machinery Details Institute, Silesian University of Technology Gliwice, Poland with the view of using the material for gearwheels. Based on the obtained results allowable tooth breaking stresses of the hardened iron were determined as well as allowable thrust stresses of the non-hardened iron.