

Andrzej Wilk
Tomasz Matyja

BADANIE ODPORNOŚCI POŁĄCZEŃ SKURCZOWYCH NA MIKROPOŚLIZGI SPRĘŻYSTE

Streszczenie. W pracy zaprezentowano wykorzystanie MEB do wyznaczania rozkładów naprężeń w połączeniach skurczowych wieńców kół zębatych. Badano odporność połączeń na mikropoślizgi sprężyste (wzory (1) i (2)) oraz rozwój stref poślizgu podczas pracy przekładni. Przykładowe wyniki obliczeń przedstawiono na wykresach (rys. 1 do 4).

STUDY OF FASTNESS OF THE FORCE-FITTED FASTENING TO THE ELASTIC MICROSLIP

Summary. In this paper was presented the use of BEM to define the stress pattern on the interference surface of the toothed-wheel rim and the hub. The fastness of the force-fitted fastening to the elastic microslip (formula [1] and [2]) and the slipping area evolution of the working gear were investigated. On the charts (fig. 1,...,4) were presented calculation results.

1. WSTĘP

Połączenia skurczowe kół bosych z obręczami biegowymi lub napędowymi kół pojazdów szynowych lub kół z nasadzonymi wieńcami zębatymi charakteryzują się stosunkowo małymi grubościami obręczy lub wieńców zębatych. W określonych przypadkach siły zewnętrzne, działające na wieńiec lub obręcz, mogą spowodować pojawienie się w pobliżu punktów ich przyłożenia, lokalnych poślizgów elementów złącza. Ponieważ punkty przyłożenia siły przemieszczają się wzdłuż obwodu koła, w ślad za nimi przesuwać będą się lokalne poślizgi sprężyste. Może to doprowadzić do wędrowania obręczy lub wieńca po kole bosym i w konsekwencji tego do zniszczenia połączenia skurczowego.

Problem nośności połączeń skurczowych analizowany był w pracach [3] i [4]. Zaproponowaną tam metodę projektowania złącza potwierdzono metodami elastooptycznymi w pracy [5]. Sprawdzenie nośności złącza wymaga wyznaczenia rozkładów naprężeń stycznych i normalnych na powierzchni wcisku. Można je uzyskać analitycznie [3] lub numerycznie. W pracy do wyznaczania naprężeń wykorzystano MEB. Badano rozkłady

naprężeń w połączeniach skurczowych wieńców kół zębatych, które są bardziej złożone niż w połączeniach obręczy kół pojazdów szynowych. W obliczeniach uwzględniono rzeczywistą geometrię wieńca zębatego (zarysy zębów generowano wg algorytmu opisanego w [2]) oraz zmienność obciążenia koła zębatego w trakcie pracy przekładni, w różnych fazach przyporu.

2. SPRAWDZANIE NOŚNOŚCI POŁĄCZENIA SKURCZOWEGO

Poślizg wieńca nie nastąpi, jeżeli w każdym punkcie połączenia skurczowego, spełniony będzie warunek [3]:

$$|\tau| \leq \mu \sigma_n, \quad (1)$$

gdzie: τ - naprężenie styczne do powierzchni połączenia skurczowego,
 μ - współczynnik tarcia statycznego wieńca po kole bosym,
 σ_n - naprężenie normalne do powierzchni połączenia.

Projektując połączenie skurczowe należy tak dobrać parametry koła (grubość wieńca, ciśnienie wcisku), aby dla wszystkich możliwych stanów obciążenia wieńca wartości naprężeń τ i σ_n spełniały warunek (1). Naprężenia σ_n wyznaczyć można jako superpozycję naprężeń promieniowych σ_r i ciśnienia pochodzącego od wcisku. Wzór (1) przyjmie wtedy postać:

$$|\tau| \leq \mu(p_0 - \sigma_r), \quad (2)$$

gdzie: p_0 - ciśnienie wcisku, σ_r - naprężenie w kierunku promieniowym.

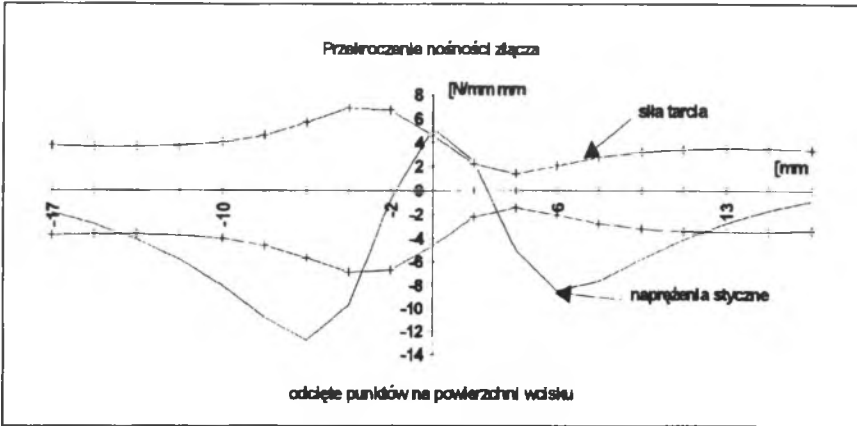
Przedstawione poniżej przykłady obliczeń oparto na pracy [4]. Przeanalizowano przekładnię: $z_1=35$, $x_1=0$, $z_2=36$, $x_2=0$, moduł $m=3\text{mm}$, szerokość koła $b=18\text{mm}$, przenoszącą moment $232,2\text{Nm}$. Przeliczono dwa przypadki różniące się grubością wieńca g i zastosowanym wciskiem u . Zakładano, że siła działa w centralnym punkcie ząbienia (przypór jednoparowy). W pierwszym przypadku dla $g=5,1\text{mm}$ i $u=87\mu\text{m}$ w [4] doświadczalnie zaobserwowano i zmierzono przesunięcie wieńca względem piasty. W drugim dla $g=9\text{mm}$ i $u=120\mu\text{m}$ wg [4] przesunięcie nie wystąpiło. Na rys.1 i 2 pokazano uzyskane MEB rozkłady naprężeń stycznych τ oraz siły tarcia $\pm\mu(p_0 - \sigma_r)$ (w obu przypadkach nie wystąpiło zjawisko odrywania się wieńca od piasty, tzn. $p_0 \geq \sigma_r$). Przyjęto wartość współczynnika tarcia $\mu=0,16$.

3. ROZWÓJ STREF POŚLIZGU W KOLEJNYCH FAZACH ZAZĘBIENIA

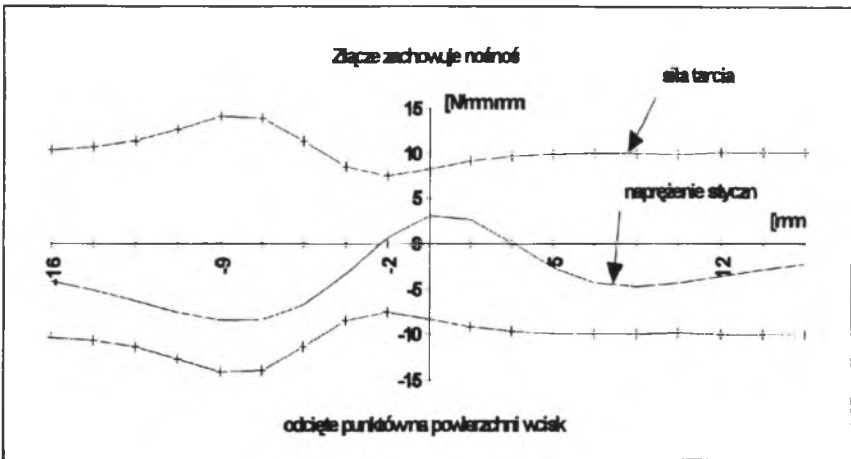
Zmienności obciążenia koła zębatego w trakcie jego pracy uwzględniono rozpatrując 9 punktów na odcinku przyporu, które ponumerowano począwszy od wierzchołka zęba. Punkty o numerach 1,...,4 oraz 6,...,9 znajdują się w strefie przyporu dwuparowego, punkty 4,...,6 ograniczają strefę przyporu jednoparowego, 5 to punkt centralny. Podział obciążenia w fazach

przyproru dwuparowego wyznaczono korzystając z modelu dynamicznego przekładni zębatych opisanego w [1], przy czym sztywności zazębienia obliczano MEB.

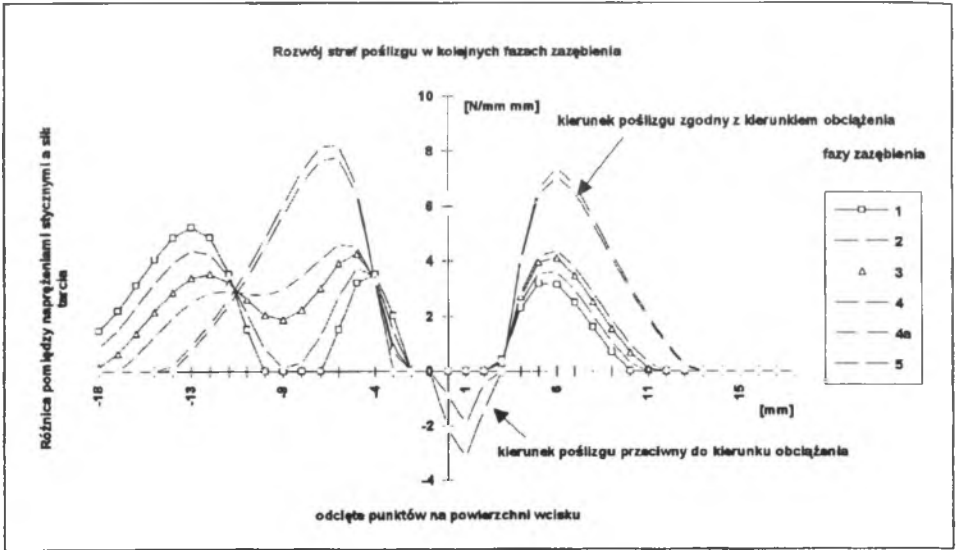
Rysunki 3 i 4 obrazują rozwój stref poślizgu na powierzchni połączenia skurczowego w kolejnych fazach zazębienia (4a,5,6a - przypór jednoparowy).



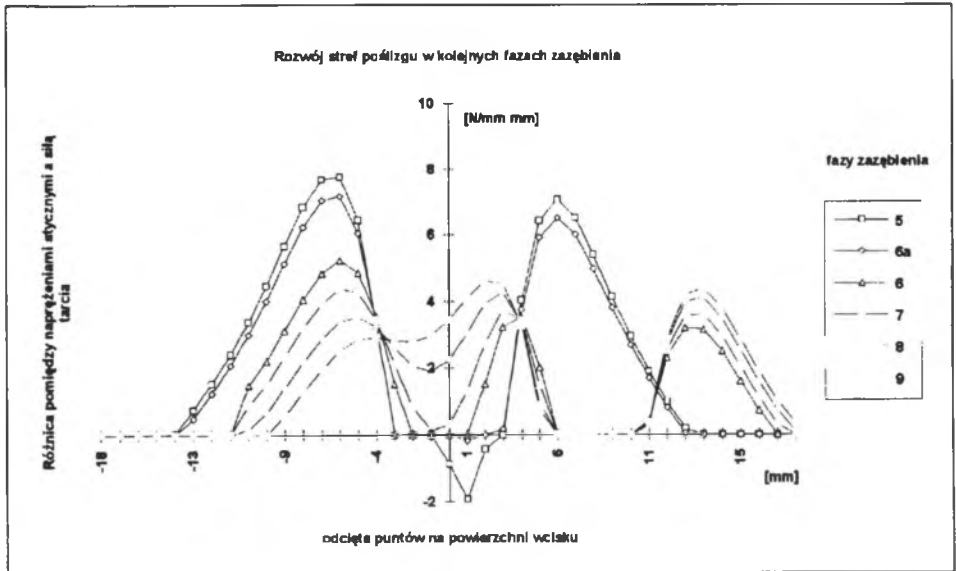
Rys. 1



Rys. 2



Rys. 3



Rys. 4

4. WNIOSKI

Zastosowanie MEB w projektowaniu połączeń skurczowych jest dużo bardziej efektywne niż proponowana w [4] przybliżona metoda analityczna. MEB pozwala na pełniejszą analizę zjawiska mikropoślizgów sprężystych w połączeniach wieńców kół zębatych. Można ją stosować do sprawdzania połączeń skurczowych wieńca z piastą koła, w tym do określania występowania stref lokalnej utraty nośności oraz do analizy przemieszczania się tych stref w trakcie pracy przekładni.

LITERATURA

- [1] Müller L.: Przekładnie zębate. Dynamika. WNT, Warszawa 1986.
- [2] Müller L.: Obliczanie naprężeń w podstawie zęba. Zeszyty Naukowe Pol. Śląskiej s. Transport z. 8, Gliwice 1988.
- [3] Müller L., Klus R.: Die Berechnung der Schrumpferbindung von Zahnradkränzen. Konstruktion 16 (1964) Heft 5.
- [4] Klus R.: Poślizg sprężysty w połączeniach skurczowych wieńców kół zębatych. Praca doktorska. Pol.Śl. Gliwice 1961.
- [5] Arai N., Aida T.: Research on the Force-Fitted Gear. Report, On the Change of Stresses at the Circumference of the Force-Fitted Part in the Slipping Test. Bulletin of the JSME, Vol.18, No.125, November 1975.

Recenzent: doc. dr inż. Zbigniew Ginalski

Wpłynęło do Redakcji 10.07.1995 r.

Abstract

In this paper the presented study results are associated with the use of BEM for tooth wheels strength computing. In particular was presented the use of BEM to define the stress and displacement pattern on the interference surface of the toothed-wheel rim and the hub. The equation proposed by L.Muller and R.Klus [3] for the decision of limit in the slip between the gear rim and the hub of the force-fitted gear was discussed. The fastness of the force-fitted fastening to the elastic microslip was investigated. The slipping area evolution of the working gear was studied, too. On the charts were presented calculation results.