

Antoni SKOĆ, Krzysztof TWARDOCH  
Politechnika Śląska, Gliwice

## WPLYW LEPKOŚCI OLEJU NA STAN DYNAMICZNY PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

**Streszczenie.** W opracowaniu przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych przeprowadzonych na stanowisku laboratoryjnym w celu wyznaczenia wpływu lepkości oleju smarującego na obciążenie dynamiczne stożkowej pary zębatej oraz wpływu zmiany klasy lepkościowej oleju i jego temperatury na drgania przekładni eksploatowanej w napędzie maszyny roboczej. Badania wykazały istotny wpływ smarowania na stan dynamiczny przekładni stożkowej oraz na stan drganiowy trójstopniowej przekładni stożkowo-planetarnej.

## THE INFLUENCE OF OIL VISCOSITY ON GEAR TRAIN DYNAMICS

**Summary.** In the paper there are presented some experimental results achieved by means of a laboratory test stand for determination of the influence of oil viscosity on dynamic meshing load in a bevel gear and as well as oil viscosity grade and its temperature change on a gear vibrations. The experiments reveals the significant influence of lubrication on dynamics of a bevel gear train and a three-stage bevel-planetary gear train.

### 1. Wprowadzenie

W obszernej literaturze technicznej z zakresu smarowania przekładni zębatach zazwyczaj analizowane są problemy związane z tarciami i zużyciem oraz omawiane są właściwości eksploatacyjne środków smarnych. Z tego zakresu można między innymi wymienić prace: [3, 5, 7, 8, 14, 15]. Brak jest natomiast dostatecznej wiedzy na temat wpływu smarowania na przebieg zjawisk dynamicznych w przekładniach zębatych. Zgodnie z teorią smarowania wytworzenie się między zębami współpracujących kół elastohydrodynamicznej warstewki oleju zależy przede wszystkim od lepkości oleju i jego właściwości reologicznych. Można przypuszczać, że warstewka ta, ze względu na znacznie lepszą właściwość tłumiącą niż

materiał, z którego zazwyczaj wykonane są koła zębate i inne elementy przekładni, ma znaczący wpływ na przebieg zjawisk dynamicznych w przekładniach zębatych. Istnieją również przesłanki [6], że warstwa ta może mieć wpływ na częstotliwość drgań własnych kół.

W niniejszym artykule przedstawiono wyniki badań wpływu lepkości oleju na międzyzębne obciążenie dynamiczne przekładni stożkowej oraz na drgania korpusu trójstopniowej przekładni stożkowo-planetarnej (I-stopień stożkowy).

## 2. Badania wpływu lepkości oleju na międzyzębne obciążenie dynamiczne przekładni stożkowej

Na etapie projektowania przekładni zębatych istotnym elementem jest określenie wartości współczynnika sił dynamicznych. W przypadku analizy współpracy ząbów zagadnienie sprowadzić można do określenia wartości współczynnika obciążenia dynamicznego  $K_d$ , zdefiniowanego jako [9, 11]:

$$K_d = 1 + \frac{M_d}{M_s} = 1 + N_d, \quad (1)$$

gdzie:  $M_s$  – moment statyczny wynikający z obciążenia nominalnego,

$M_d$  – moment dynamiczny.

Zakładając, że znane są parametry geometryczne kół, moment dynamiczny wyrazić można wzorem

$$M_d = I \cdot \varepsilon = I \cdot \frac{a_t}{r}, \quad (2)$$

gdzie:  $I$  – zredukowany masowy moment bezwładności kół,

$\varepsilon$  – przyspieszenie kątowe,

$a_t$  – mierzone za pomocą czujnika piezoelektrycznego przyspieszenie linowe, styczne,

$r$  – promień okręgu stanowiący odległość osi czujnika piezoelektrycznego od osi obrotu koła zębatego.

Po podstawieniu zależności (2) do (1) otrzymuje się

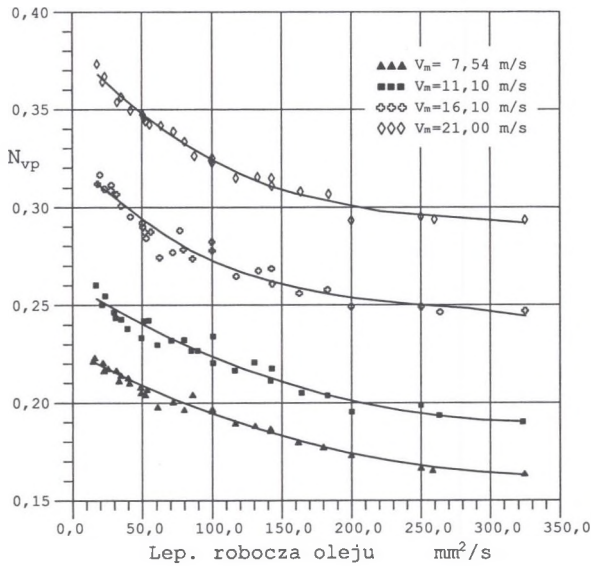
$$K_d = 1 + \frac{I}{M_s} \cdot \frac{a_t}{r} \quad (3)$$

Na stanowisku pracującym w układzie mocy zamkniętej przeprowadzono badania mające na celu określić wpływ niektórych parametrów konstrukcyjnych oraz warunków eksploatacyjnych na dynamikę przekładni stożkowych [11], między innymi wyznaczono doświadczalnie przebiegi określające wpływ lepkości oleju smarującego na wartość zdefiniowanego wyżej (3) współczynnika  $K_d$ .

Objektem badań były koła stożkowe o zębach krzywoliniowych niekorygowanych, nacinanych metodami: *Gleason* o kącie pochylenia linii zęba  $\beta_m = 31^\circ 16'$ , *Klingelberg* o kącie  $\beta_m = 31^\circ 02'$ , *Oerlikon* o kącie  $\beta_m = 31^\circ 07'$ .

Podstawowe wymiary geometryczne badanych kół oraz inne ich parametry podane są w pracy [11]. Badania przeprowadzono przy obciążeniu jednostkowym  $Q = 1,26$  MPa. Nadwyżki dynamiczne wyznaczono w oparciu o wyniki uzyskane z pomiarów przyspieszeń drgań kół, stosując zależność (3). Smarowanie badanych przekładni realizowano poprzez zanurzenie kół w oleju. Do smarowania zastosowano oleje przekładniowe pochodzenia mineralnego typu Transol: VG-68, VG-150, VG-220, VG-320 i VG-460. Temperatury pracy olejów wynosiły: 45°C, 50°C, 55°C, 62°C, 67°C, 77°C i 78°C.

W wyniku przeprowadzonych pomiarów i obliczeń uzyskano dla każdego zastosowanego rodzaju oleju i przyjętych temperatur pracy przebiegi określające zależność współczynnika siły dynamicznej od prędkości obwodowej kół:  $K_d = F(v_m)$ . Realizując podjęte zadanie, otrzymano 45 takich przebiegów [12]. Stwierdzono, że w całym zakresie prędkości obwodowych zadawanych podczas badań na wielkość sił dynamicznych ma wpływ zarówno rodzaj zastosowanego do smarowania oleju, jak i temperatura jego pracy. W następnej kolejności obliczone według zależności (3) wartości nadwyżek dynamicznych  $N_d$  przyporządkowano, bez względu na metodę nacinania zębów i rodzaj zastosowanego do smarowania oleju, jednej zmiennej, mianowicie lepkości oleju. W ten sposób otrzymano przebiegi określające zależność nadwyżki dynamicznej od lepkości roboczej oleju, co przedstawiono na rysunku 1. Jak widać, bez względu na prędkość obwodową kół, nadwyżki dynamiczne maleją ze wzrostem lepkości oleju. Jednak łatwo zauważyć, że gradient funkcji  $N_d = F(\nu)$  jest zależny zarówno od lepkości oleju, jak i od prędkości obwodowej kół.



Rys.1. Wpływ lepkości roboczej oleju na wartość nadwyżki dynamicznej  
 Fig. 1. The influence of oil viscosity on dynamic surplus

### 3. Badania wpływu lepkości oleju na drgania trójstopniowej przekładni zębataj stożkowo-planetarnej

Obiektem badań była trójstopniowa przekładnia zębata o całkowitym przełożeniu  $u_c = 39,2$ . Pierwszy stopień badanej przekładni był stopniem kątowym tworzącym przez koła stożkowe o zębach nacinanych metodą *Oerlikon*. Natomiast stopnie drugi i trzeci były stopniami planetarnymi. Badania realizowano na stanowisku badawczym z silnikiem i hamownicą. Moc zadawana na wale wejściowym przekładni  $P = 100$  kW. Przekładnię smarowano olejem maszynowym VG-68 (AN-68) oraz olejem przekładniowym VG-150 (Transol 150).

Do pomiaru drgań korpusu przekładni służył miernik drgań typu TSM101, do którego na wejście podawany był sygnał z czujnika piezoelektrycznego typu PU-4335. Dane techniczne miernika drgań:

- zakres temperatury pracy  $5 \div 40^\circ\text{C}$ ,
- zakres pomiarów w przypadku współpracy miernika z przetwornikiem piezoelektrycznym dla:

- przyspieszeń  $5 \cdot 10^{-2} \div 10^3 \text{ m/s}^2$ ,
- prędkości  $10^{-3} \div 10 \text{ m/s}$ ,
- drogi  $5^{-5} \div 10^{-1} \text{ m}$ .

Dokładność pomiarowa odpowiadała wymaganiom normy ISO 2954, co stwierdzono w przeprowadzonym cechowaniu z wykorzystaniem stolika wibracyjnego i generatora mocy PO21 sprzężonych z kontrolnym czujnikiem Bruel-Kjaer oraz cechowanym czujnikiem pomiarowym, z którego sygnał doprowadzono do miernika TSM101.

Badania drgań przeprowadzono przy prędkości obrotowej wału wejściowego przekładni  $n = 1500 \text{ obr/min}$  w porównywalnych warunkach obciążenia.

Z uwagi na dostępność usytuowania czujnika drgań jako punkt pomiarowy wybrano obudowę łożyska wału wejściowego przekładni. W przyjętym punkcie mierzono amplitudę drgań (w  $\mu\text{m}$ ). Równocześnie dokonywano pomiaru temperatury oleju smarującego jako funkcji czasu pracy przekładni. Zmierzona temperatura oleju służyła do określenia współczynnika lepkości kinematycznej (w  $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ) na podstawie wcześniej wyznaczonych charakterystyk lepkościowo-temperaturowych przyjętych olejów smarujących.

### 3.1. Wyniki badań

W tabelicy 1 zestawiono uzyskane w badaniach przykładowe wyniki obrazujące zmienność lepkości oleju i amplitudy drgań zmierzonej na obudowie wału wejściowego przekładni w funkcji zmiany temperatury pracy przekładni.

Tabela 1

Amplituda drgań zarejestrowana na obudowie badanej przekładni  
w funkcji rodzaju i lepkości oleju

Rodzaj oleju	Temperatura °C	Lepkość $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	Amplituda drgań $\mu\text{m}$	
			min	max
VG-68	20	204	5,3	5,8
	30	110	5,7	6,9
	40	65	6,7	7,9
	50	44	7,8	8,6
	60	29	8,4	9,5
	75 <sup>1)</sup>	20	9,2	10,1

c.d. tabl.1

VG-150	20	535	4,4	4,8
	30	262	5,2	5,6
	40	148	5,6	5,9
	50	87	6,4	7,2
	64 <sup>1)</sup>	63	6,9	7,6
<sup>1)</sup> Dla VG-68 temperatura oleju ustaliła się na wartości 75°C , a dla VG-150 – na wartości 64°C.				

#### 4. Wnioski

Przeprowadzone badania doświadczalne przekładni stożkowej na stanowisku laboratoryjnym oraz pomiar amplitudy drgań korpusu trójstopniowej przekładni stożkowo-planetarnej wykazały istotność wpływu lepkości oleju zastosowanego do smarowania kół zębatach na obciążenie dynamiczne w zazębieniu oraz na ogólny stan drganiowy przekładni.

W szczególności stwierdzono, że:

- istnieje wpływ smarowania na międzyzębne obciążenie dynamiczne kół przekładni stożkowej; zależy on od rodzaju i lepkości oleju smarującego,
- wzrostowi lepkości towarzyszy spadek nadwyżki dynamicznej, gradient tego spadku zależy od lepkości oraz prędkości obwodowej kół,
- zastosowanie do smarowania przekładni oleju o 2÷3-krotnie zwiększonej lepkości nominalnej powoduje około 10% spadek wartości skutecznej amplitudy drgań korpusu oraz obniżenie o około 15% ustalonej temperatury pracy przekładni.

Uzyskane rezultaty badań doświadczalnych stanowią potwierdzenie wniosków wynikających z teorii smarowania przekładni zębatach [13]. Efektywna lepkość oleju smarującego, jako głównego parametru determinującego grubość elastohydrodynamicznej warstwy oleju w zazębeniach i łożyskowaniach, istotnie wpływa na poziom drgań generowanych i stopień ich tłumienia w wymienionych węzłach tribologicznych przekładni zębatej.



## LITERATURA

1. Bartelmus W.: Diagnostyka maszyn górniczych. Górnictwo odkrywkowe. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1998.
2. Cempel C., Tomaszewski F.: Diagnostyka maszyn. Zasady ogólne, przykłady zastosowań. Wydawnictwo MCNEMT, Radom 1992.
3. Dowson D., Higginson G.R.: The role of lubricant rheology in engineering applications of elastohydrodynamic lubrication. Bull. Brit. Soc. Rheology 12, H.4, 1969.
4. Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A.: Przekładnie walcowe. Cz.II – Projektowanie. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1995.
5. Joachim F.J., Brügel E.: Lebensdauerschmierung bei Fahrzeuggetrieben. Tribologie und Schmierungstechnik 39 (1992) H.6, Hannover 1992.
6. Kiciński J.: Diagnostyka symulacyjna maszyn - możliwości i ograniczenia. XXII Ogólnopolskie Sympozjum - Diagnostyka Maszyn. Instytut Transportu Politechniki Śląskiej, z.1/95. Węgierska Górka 1995.
7. Leimann D.O.: Teil I – Einfluss des Zahnflankenspiels auf die Erwärmung bzw. Verlustleistung von Zahnradgetrieben. Antriebstechnik 32, nr 5, 1993.
8. Leimann D.O.: Teil II – Einfluss des Zahnflankenspiels auf die Erwärmung bzw. Verlustleistung von Zahnradgetrieben. Antriebstechnik 32, nr 5, 1993.
9. Müller L.: Przekładnie zębate. Projektowanie. Wyd.4. WNT, Warszawa 1996.
10. Norma ISO 6336: Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 1...5, 1994.
11. Skoć A.: Dynamika przekładni zębatach stożkowych maszyn górniczych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, nr 1317, s. Górnictwo z. 226, Gliwice 1996.
12. Skoć A.: Prognozowanie właściwości dynamicznych przekładni zębatach stożkowych. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2007.
13. Spałek J.: Smarowanie przemysłowych przekładni zębatach – zagadnienia teoretyczne. Wydawnictwo Instytutu Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, Gliwice 2000.
14. Spałek J.: Wpływ oleju smarującego na powstawanie i rozwój pittingu. Zagadnienia eksploatacji maszyn. PAN, Warszawa–Kraków, z. 1 i 2, 1984.
15. Spałek J.: Wykorzystanie teorii elastohydrodynamicznego smarowania do określenia stopnia bezpieczeństwa na zatarcie kół zębatach. Technika Smarownicza – Trybologia (44), nr 1, 1978.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Antoni Kalukiewicz