

Grzegorz PERUŃ¹

WERYFIKACJA MODELU DYNAMICZNEGO PRZEKŁADNI ZĘBATEJ W RÓŻNYCH WARUNKACH EKSPLOATACYJNYCH

Streszczenie. W artykule zaprezentowano wyniki weryfikacji modelu dynamicznego układu napędowego z przekładnią zębatą. Badania na obiekcie rzeczywistym przeprowadzono w różnych warunkach eksploatacyjnych. Dla tych samych założonych warunków przeprowadzono również badania symulacyjne. Porównanie wyników uzyskanych z obu serii badań pozwoliło określić przydatność opracowanego modelu i zweryfikowało możliwość zastąpienia badań doświadczalnych symulacjami prowadzonymi z jego wykorzystaniem.

Słowa kluczowe: model dynamiczny, układ napędowy, badania symulacyjne, badania laboratoryjne.

VERIFICATION OF GEAR DYNAMIC MODEL IN DIFFERENT OPERATING CONDITIONS

Summary. The article presents the results of verification of the drive system dynamic model with gear. Tests were carried out on the real object in different operating conditions. For the same assumed conditions were also carried out simulation studies. Comparison of the results obtained from those two series of tests helped determine the suitability of the model and verify the possibility of replacing experimental research by simulations with use of dynamic model.

Keywords: dynamic model, drive system, simulation studies, laboratory researches.

1. WPROWADZENIE

Opracowany w ramach wcześniejszych prac model dynamiczny stanowiska z przekładniami pracującymi w układzie mocy krążącej uwzględnia silnik elektryczny, dwie jedno-stopniowe przekładnie zębate walcowe, nazywane badaną i zamykającą, oraz wałki łączące, w tym wał skrzętny. Wałki napinające, łączące obie przekładnie, a także silnik z wałem wejściowym przekładni zamykającej są połączone za pomocą sprzęgieł. Dokładny opis modelu można znaleźć w publikacjach [1, 2, 3, 4, 5, 6].

Tworzenie modeli wymaga dobrej znajomości zjawisk dynamicznych zachodzących w modelowanych obiektach. Na podstawie dokładnej analizy zapisywane są równania ruchu modelu. Po opracowaniu algorytmów symulacyjnych i utworzeniu programu, zanim model zostanie wykorzystany w badaniach, należy dokonać jego identyfikacji. Poniżej przedsta-

¹ Faculty of Transport, The Silesian University of Technology, Gliwice, Poland, e-mail: grzegorz.perun@polsl.pl

wiono wyniki kolejnego etapu opracowania modelu, w którym oceniono poprawność jego działania przez porównanie uzyskiwanych wyników symulacyjnych z wynikami badań prowadzonych na obiekcie rzeczywistym.

2. OBIEKT BADAŃ

Obiektem badań były przekładnie zębate stanowiska FZG. Badania laboratoryjne wykonano z użyciem pary kół A0 w przekładni zamykającej oraz montowanych zamiennie dwóch par kół zębatych: A1 i A2 w przekładni badanej stanowiska. Wszystkie parametry rzeczywistych kół zębatych uwzględniono również podczas badań symulacyjnych. Parametry kół użytych w trakcie badań przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1
Parametry kół zębatych użytych w badaniach prowadzonych na stanowisku FZG

	Para kół A0	Para kół A1	Para kół A2
Liczba zębów zębniaka z_1 [-]	16	16	16
Liczba zębów koła z_2 [-]	24	24	24
Moduł m [mm]	4,5	4,5	4,5
Nominalny kąt przyporu α_0 [°]	20	20	20
Współczynnik korekcji zębniaka x_1 [-]	0,32	0,32	0,86
Współczynnik korekcji koła x_2 [-]	0,05	0,05	-0,50
Szerokość zazębienia b [mm]	40	20	20
Czołowy wskaźnik zazębienia ε_α [-]	1,428	1,428	1,330

Dla przekładni badanej wartości obciążenia jednostkowego w trakcie przeprowadzonych badań wynosiły $Q = 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5$ i $4,0$ [MPa]. W przypadku przekładni zamykającej, ze względu na dwukrotnie większą szerokość kół wartości obciążenia były około dwukrotnie niższe. Dla każdej wartości obciążenia pomiary wykonano dla pięciu prędkości obrotowych wału koła z przedziału $n_2 \approx 590 \div 2975$ [obr/min] z krokiem 600 [obr/min], co odpowiadało prędkościom wału zębniaka z zakresu $n_1 \approx 885 \div 4465$ [obr/min]. Dodatkowo badania zrealizowano dla dwóch wariantów pracy każdej przekładni: pracującej jako reduktor i jako multiplikator.

3. OPIS BADAŃ LABORATORYJNYCH

Pomiary wykonano z użyciem wibrometru laserowego Ometron VH300+, umożliwiającego pomiar drgań o częstotliwościach z przedziału $0,1$ [Hz] \div 25 [kHz]. Rejestrowano prędkości drgań poprzecznych wałów w kierunku działania siły międzyzębnej oraz sygnał odniesienia w postaci impulsów generowanych raz na pełen cykl skojarzeń zębów. Znacznik cyklu skojarzeń zębów generowano z wykorzystaniem układu logicznego i czujników optoelektronicznych zamocowanych w pobliżu wałów przekładni.

Do rejestracji sygnałów użyto komputera pomiarowego połączonego z dwukanałowym analizatorem sygnałów DSPT SigLab 50-21. Częstotliwość próbkowania sygnałów wynosiła $51,2$ [kHz], a czas trwania każdego pomiaru wynosił około 10 [s].

Podczas badań zwracano uwagę na temperaturę oleju. Była ona utrzymywana w wąskim przedziale i wynosiła 50 ± 3 [°C]. Temperaturę oleju w badanej przekładni kontrolowano z użyciem uniwersalnego przyrządu pomiarowego wyposażonego w sondę do pomiaru temperatury.

4. CHARAKTERYSTYKA BADAŃ SYMULACYJNYCH

W danych wejściowych do obliczeń symulacyjnych uwzględniano wyznaczone na stanowisku laboratoryjnym parametry, m.in.:

- geometrię kół zębatach,
- odchyłki wykonania zębów,
- typ łożysk,
- masy i momenty bezwładności kół zębatach, wałów i sprzęgieł,
- sztywności wałów,
- współczynniki tłumienia w zazębieniach i łożyskach.

W obliczeniach uwzględniano ponadto warunki przeprowadzonych wcześniej badań laboratoryjnych. Oprócz prędkości obrotowej i obciążenia jednostkowego, były to również m.in. rodzaj, temperatura i poziom oleju w przekładniach.

Podczas symulacji zapisano przebiegi czasowe m.in. prędkości drgań poprzecznych we wszystkich łożyskach stanowiska, w osi odpowiadającej kierunkowi siły międzyzębnej.

5. WYNIKI BADAŃ

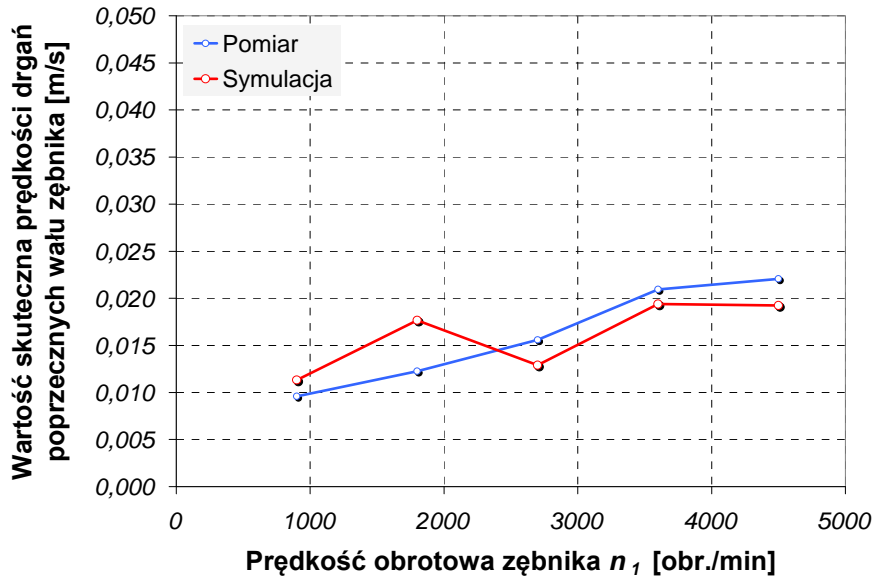
Za kryterium oceny poprawności działania opracowanego modelu oraz doboru jego parametrów przyjęto przede wszystkim zgodność uzyskanych wartości skutecznych prędkości drgań poprzecznych wałów zębniaka i koła w pobliżu węzłów łożyskowych zarówno przekładni badanej, jak i zamykającej.

Porównanie wartości skutecznych prędkości drgań poprzecznych wału zębniaka przekładni badanej stanowiska FZG, uzyskanych podczas pomiarów oraz obliczeń dla dwóch przykładowych wartości obciążenia jednostkowego, przedstawiono na rysunkach 1 i 2.

Analogicznie do przypadku przekładni badanej porównano uzyskane podczas pomiarów oraz z obliczeń symulacyjnych wartości skutecznych prędkości drgań poprzecznych wałów w przekładni zamykającej stanowiska FZG. Ze względu na dwukrotnie większą szerokość pary kół A0 w stosunku do pary kół A1, zamontowanej w przekładni badanej, wartości obciążenia jednostkowego zębów są proporcjonalnie mniejsze. Porównanie otrzymanych wartości również dla wału zębniaka przedstawiono na rysunkach 3 i 4.

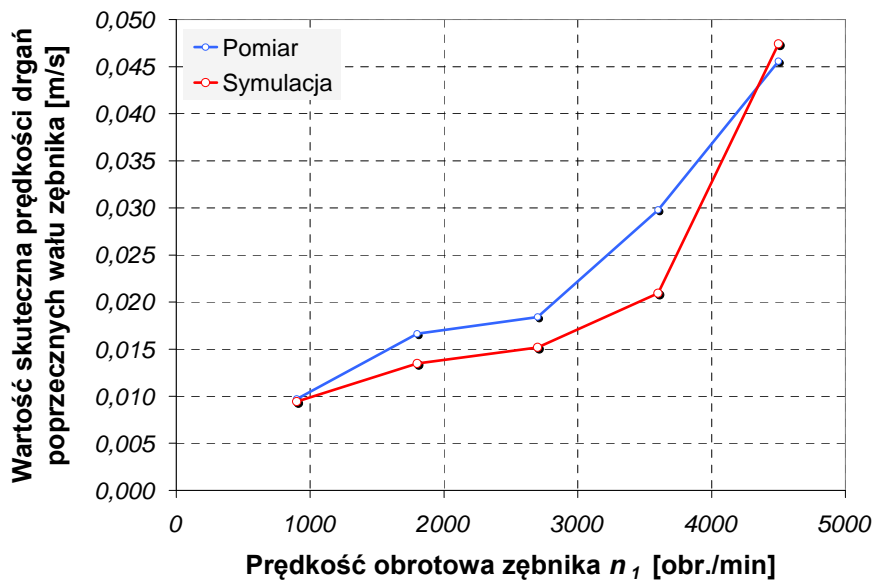
Analizując wszystkie uzyskane wyniki, stwierdzono dużą zgodność rezultatów otrzymanych z obliczeń i pomiarów. Dotyczy to w szczególności wszystkich wyników dla przekładni zamykającej, jak również wyników uzyskanych w węzłach łożyskowych wału koła przekładni badanej. Dla wału zębniaka przekładni badanej otrzymane różnice są większe.

Podobne rezultaty uzyskano dla drugiej pary kół – A2 – montowanej w przekładni badanej.



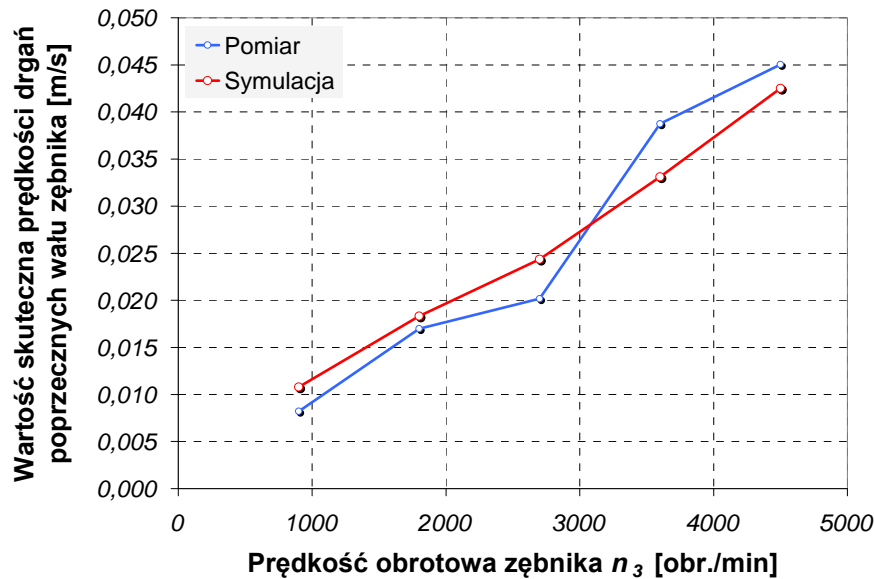
Rys. 1. Porównanie wartości skutecznych prędkości drgań poprzecznych wału zębniaka wyznaczonych doświadczalnie oraz z użyciem modelu – obciążenie $Q = 1,5$ MPa, przekładnia pracująca jako reduktor [5]

Fig. 1. Comparison of the RMS values of transverse velocity of the pinion shaft – determined experimentally and by simulation, load $Q = 1.5$ MPa, the gear working as a reducer [5]



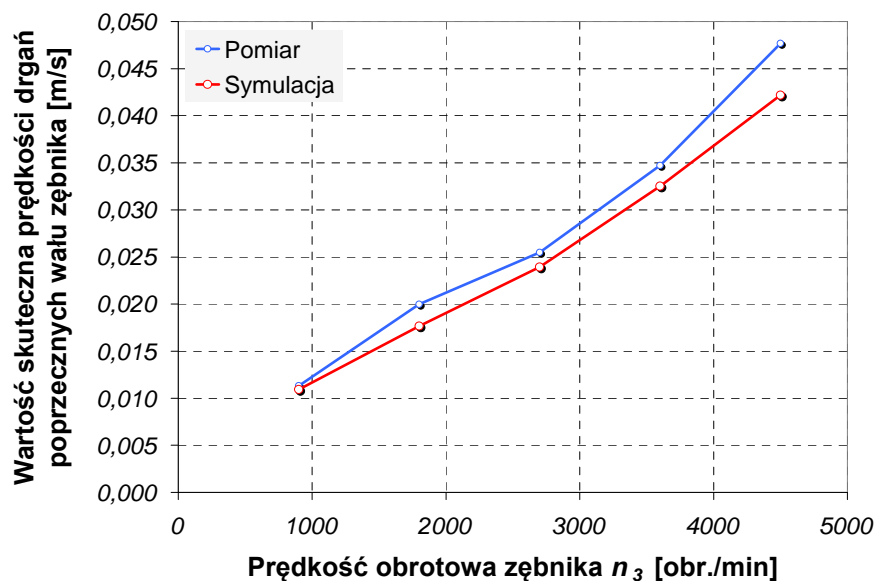
Rys. 2. Porównanie wartości skutecznych prędkości drgań poprzecznych wału zębniaka wyznaczonych doświadczalnie oraz z użyciem modelu – obciążenie $Q = 3,5$ MPa, przekładnia pracująca jako reduktor [5]

Fig. 2. Comparison of the RMS values of transverse velocity of the pinion shaft – determined experimentally and by simulation, load $Q = 3.5$ MPa, the gear working as a reducer [5]



Rys. 3. Porównanie wartości skutecznych prędkości drgań poprzecznych wału zębniaka wyznaczonych doświadczalnie oraz z użyciem modelu – obciążenie $Q = 0,75$ MPa, przekładnia pracująca jako multiplikator [5]

Fig. 3. Comparison of the RMS values of transverse velocity of the pinion shaft – determined experimentally and by simulation, load $Q = 0.75$ MPa, the gear working as a multiplier [5]



Rys. 4. Porównanie wartości skutecznych prędkości drgań poprzecznych wału zębniaka wyznaczonych doświadczalnie oraz z użyciem modelu – obciążenie $Q = 1,75$ MPa, przekładnia pracująca jako multiplikator [5]

Fig. 4. Comparison of the RMS values of transverse velocity of the pinion shaft – determined experimentally and by simulation, load $Q = 1.75$ MPa, the gear working as a multiplier [5]

6. PODSUMOWANIE

Wszystkie otrzymane wyniki pozwalają uznać, że model został poprawnie opracowany i właściwie odzwierciedla procesy dynamiczne zachodzące w przekładniach zębatych zamontowanych na stanowisku FZG. Tym samym umożliwia on uzyskanie wyników zgodnych z wynikami badań stanowiskowych i przez to może zostać użyty do szerokiej klasy badań.

Użycie opracowanego modelu pozwala zastąpić przynajmniej część z badań prowadzonych w laboratorium, zwłaszcza tych, których z różnych powodów nie da się zrealizować lub które byłyby nieuzasadnione ekonomicznie. Możliwe jest wykorzystanie modelu w badaniach nad możliwościami zmniejszenia wibroaktywności przekładni czy też nad opracowaniem różnych algorytmów diagnostycznych.

Bibliografia

1. Łazarz B., Peruń G.: Identification and verification of simulation model of gears working in circulating power system. *Diagnostyka*, nr 4 (52)/2009.
2. Łazarz B., Peruń G.: Model dynamiczny stanowiska do badań przekładni zębatych pracujących w układzie mocy krążącej. *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Transport*, z. 63, Gliwice 2006.
3. Łazarz B., Peruń G.: Modelowanie przekładni zębatych pracujących w układzie mocy krążącej. XXXV Ogólnopolskie Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Węgierska Górka 2008.
4. Łazarz B., Peruń G.: Modelowanie zużycia powierzchni roboczych zębów kół przekładni pracujących w układzie napędowym na potrzeby diagnostyki. *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Transport*, z. 69, Gliwice 2010.
5. Peruń G.: Wpływ czynników konstrukcyjnych, eksploatacyjnych oraz technologicznych na wibroaktywność układu napędowego z przekładnią zębatą. *Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katowice 2010.*
6. Peruń G., Łazarz B.: Modelowanie uszkodzeń łożysk tocznych przekładni zębatych stanowiska mocy krążącej. *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Transport*, z. 64, Gliwice 2008.