

Bogusław ŁAZARZ, Grzegorz PERUŃ

IDENTYFIKACJA MODELU DYNAMICZNEGO STANOWISKA DO BADAŃ PRZEKŁADNI ZĘBATYCH PRACUJĄCYCH W UKŁADZIE MOCY KRAŻĄCEJ

Streszczenie. W artykule przedstawiono sposób identyfikacji wybranych parametrów opracowanego modelu dynamicznego stanowiska złożonego z dwóch przekładni zębatych, pracujących w układzie mocy krążącej. Przeprowadzona identyfikacja modelu pozwoli na zwiększenie stopnia zgodności uzyskiwanych wyników badań symulacyjnych z wynikami badań wykonywanych na stanowisku laboratoryjnym. Docelowo zidentyfikowany model ma stanowić jedno z głównych narzędzi w dalszych badaniach wibroaktywności układów napędowych.

DYNAMIC MODEL OF CIRCULATING POWER TEST RIG - IDENTIFICATION

Summary. The paper presents identification of the dynamic model of circulating power test rig. The model contains two gearboxes, working in arrangement of circulating power. Dynamical model was used to computer simulation, which results were compared with results of measurements on the test rig.

1. WPROWADZENIE

Tworzenie modeli urządzeń już na etapie ich projektowania pozwala spełnić wymagania dotyczące minimalizacji kosztów wytwarzania, ale przede wszystkim zoptymalizować konstrukcję pod względem jej trwałości, niezawodności oraz funkcjonalności, a więc również i kosztów eksploatacji. Taki kierunek projektowania, zwany eksploatacyjnym, umożliwia określenie zmian funkcjonalnych wynikających ze zmian stanu urządzenia w trakcie eksploatacji [1].

Kierunek projektowania eksploatacyjnego można zastosować również do układów napędowych i samych przekładni zębatych. Modelowanie przekładni zębatych jest tematem wielu prac [2, 3, 4, 5], w których można wyraźnie wyodrębnić dwa główne kierunki. Pierwszy z nich charakteryzuje bardzo dokładna analiza modelu pary kół zębatych, uwzględniająca nieliniowy opis właściwości ząbienia. W drugim za cel stawia się badanie dynamiki układu napędowego jako całości, czyli w najprostszej postaci układu złożonego z silnika, przekładni zębatej i obciążającej maszyny roboczej. Najczęściej jednak rozpatrywanie całego układu wiąże się z uproszczeniami modelu w obrębie samego ząbienia przekładni.

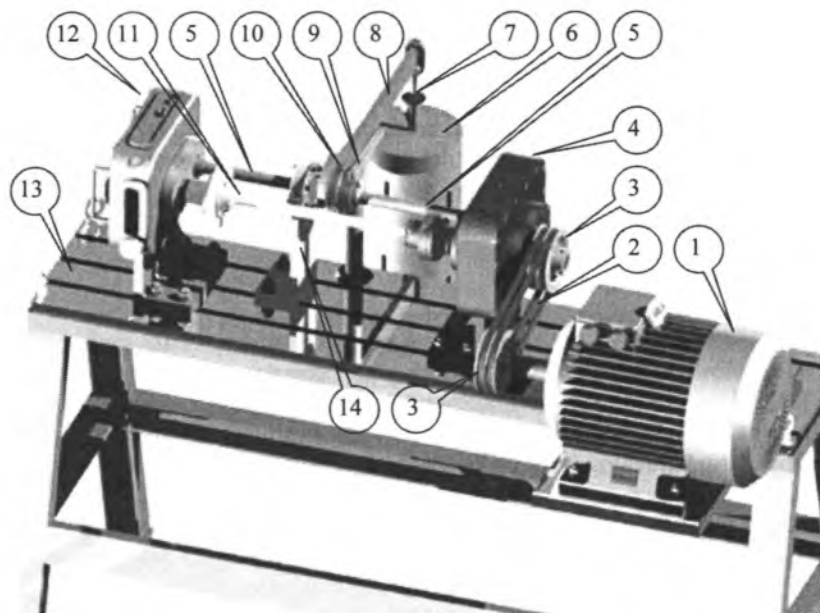
Prowadzenie prac nad rozwojem modeli i uwzględnianie w nich coraz większej liczby czynników, wymuszone rosnącymi wymaganiami dotyczącymi jakości modelu i możliwe dzięki ciągłemu rozwojowi sprzętu obliczeniowego, pozwala skutecznie eliminować konieczność wielu badań stanowiskowych, zastępując je badaniami symulacyjnymi.

Poprawność prowadzenia badań z użyciem modelu wynika z jego prawidłowej identyfikacji. Ponieważ jednak nie jest możliwe uwzględnienie wszystkich parametrów układu, należy pominąć wielkości, których wpływ na badane zjawisko jest bardzo mały. Pozwoli to uniknąć błędów, skrócić czas obliczeń oraz otrzymać wyniki ilościowo i jakościowo porównywalne z wynikami pomiarów prowadzonych na rzeczywistym obiekcie.

Głównym celem pracy jest dostrojenie wybranych parametrów opracowanego modelu dynamicznego stanowiska do badań przekładni zębatych pracujących w układzie mocy krążącej.

2. OPIS STANOWISKA FZG

Rysunek 1 przedstawia stanowisko badawcze z przekładniami pracującymi w układzie mocy krążącej. Stanowisko składa się z silnika elektrycznego, który za pośrednictwem przekładni pasowej napędza przekładnię zamykającą i połączoną z nią, za pomocą wałka skrotnego i wałka sprzęgającego, przekładnię badaną. Koła przekładni mogą być badane przy różnych prędkościach obrotowych (zmiana prędkości obrotowej silnika odbywa się płynnie za pomocą przemiennika częstotliwości, przez który zasilany jest silnik) oraz obciążeniu, które regulowane jest za pomocą wałków skrotnych, sprzęgła napinającego i dźwigni z obciążnikami. Przekładnia zamykająca i przekładnia badana charakteryzują się jednakowym przełożeniem i rozstawem osi [6].



Rys. 1. Stanowisko badawcze: 1 – silnik napędowy, 2 – napędzający pas klinowy, 3 – koło pasowe, 4 – korpus przekładni zamykającej, 5 – wałek sprzęgający, 6 – obciążniki, 7 – wieszak, 8 – dźwignia, 9 – pręt blokujący, 10 – sprzęgło napinające, 11 – wałek skrotny, 12 – korpus przekładni badanej, 13 – podstawa, 14 – wspornik sprzęgła napinającego.

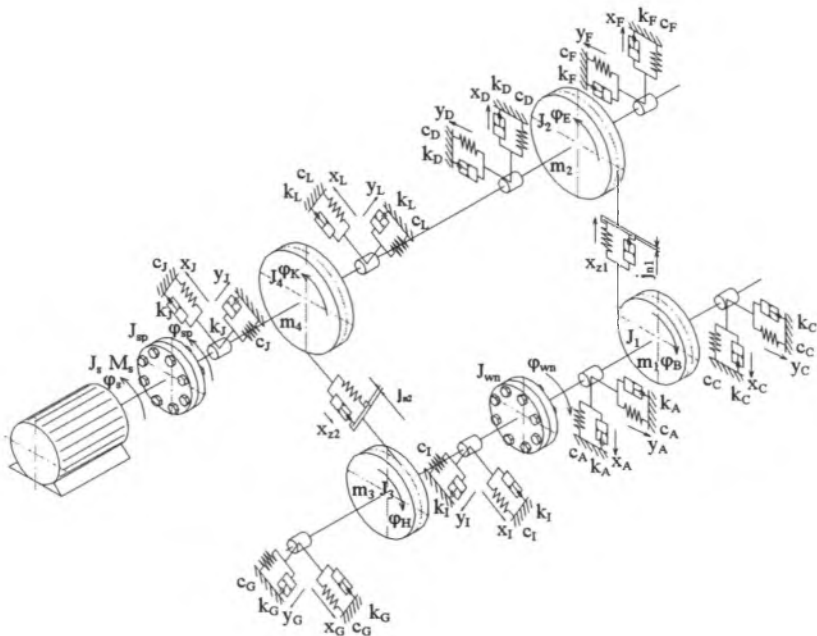
Fig. 1. Circulating power test rig

3. MODEL STANOWISKA FZG

Model dynamiczny stanowiska, przedstawiony na rys. 2, uwzględnia:

- rozbudowany opis właściwości ząbów przekładni zamykającej i badanej,
- pracę w warunkach zmiennej prędkości obrotowej,
- obroty brył modelujących wirnik silnika, sprzęgła napinające, zębnik i koło przekładni zamykającej oraz badanej wokół osi zgodnej z kierunkiem osi wałków przekładni,
- przemieszczenia we wszystkich łożyskach układu w kierunku sił stycznej i normalnej w ząbieniu,
- sztywność skrętną wałów,
- sztywność podpór,
- tłumienie w łożyskach i wałach.

Fragmenty modelu stanowiska, odnoszące się do ząbów są zgodne z koncepcją zaproponowaną przez L. Müllera w [7]. Dokładniejszy opis modelu oraz programu symulacyjnego zawarto w pracy [6].



Rys. 2. Model stanowiska FZG

Fig. 2. Model of circulating power test rig

4. IDENTYFIKACJA PARAMETRÓW MODELU

Jednoczesna estymacja wszystkich uwzględnionych w modelu parametrów jest bardzo trudna do wykonania. Z tego powodu, w pierwszym etapie, dokonano niezbędnych pomiarów i obliczeń, potrzebnych do identyfikacji części badawczej stanowiska.

4.1. Wyznaczenie parametrów kół zębatach

Przed właściwym etapem dostrojenia modelu, konieczne było określenie parametrów dwóch par kół zębatach, użytych podczas badań na stanowisku i wprowadzenie ich do programu obliczeń wstępnych, których wyniki są następnie wykorzystywane w etapie symulacyjnym. Parametry kół tej przekładni zawarto w tablicy 1.

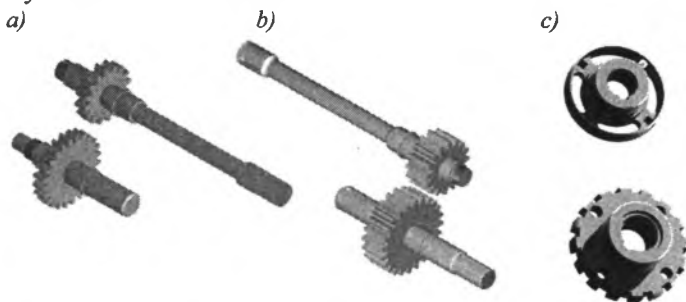
Tablica 1

Parametry kół zębatach przekładni badanej

	Para kół 1	Para kół 2	Jednostka
Liczba zębów zębnika, z_1	16	16	-
Liczba zębów koła, z_2	24	24	-
Kąt pochylenia linii zęba, β	0	0	°
Współczynnik przesunięcia zarysu zębnika, x_1	0,316	0,864	-
Współczynnik przesunięcia zarysu koła, x_2	0,048	-0,500	-
Moduł nominalny, m_n	4,5	4,5	mm
Nominalny kąt przyporu, α_0	20	20	°
Odległość osi współpracujących kół, a_w	91,5	91,5	mm
Szerokość zązębienia, b	20	20	mm
Długość podziałki zasadniczej, p_b	13,28	13,28	mm
Wskaźnik zązębienia, ε_α	1,42	1,33	-

4.2. Określenie mas i momentów bezwładności

Do podstawowych parametrów modelu stanowiska FZG zaliczyć należy masy i momenty bezwładności wałów oraz osadzonych na nich kół w obu przekładniach oraz innych elementów, takich jak np. sprzęgło napinające. W celu ich poprawnego określenia dokonano pomiarów średnic i długości czopów wałów oraz średnic i szerokości kół zębatach obu przekładni (rys. 3). Dodatkowo, koła zębata oraz lżejsze elementy zostały zważone, co pozwoliło na porównanie ich mas z wynikami obliczeń przeprowadzonych na podstawie zmierzonych wymiarów.



Rys. 3. Wały i koła przekładni badanej (a), przekładni zamykającej (b), główne elementy sprzęgła napinającego (c)

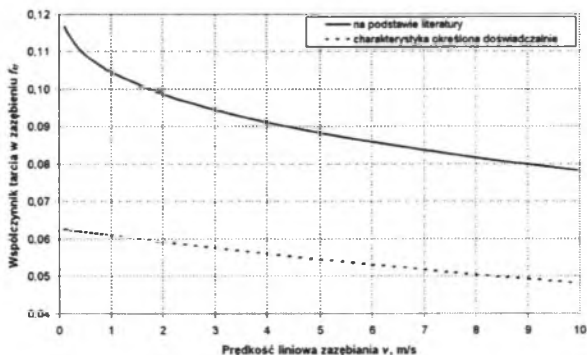
Fig 3. Shafts and wheels of driven (a) and driving gear (b), main elements of tightening coupling

4.3. Wyznaczenie strat mocy

Wyznaczenie strat mocy pozwala określić sprawność przekładni. Zgodnie z [3] w przekładniach zębatach moc jest tracona głównie na skutek: tarcia i tłumienia drgań w warstwie oleju pomiędzy zębami, rozbryzgiwania się oleju i tarcia w łożyskach. Określenie tych strat jak również ich zamodelowanie jest znacznie utrudnione.

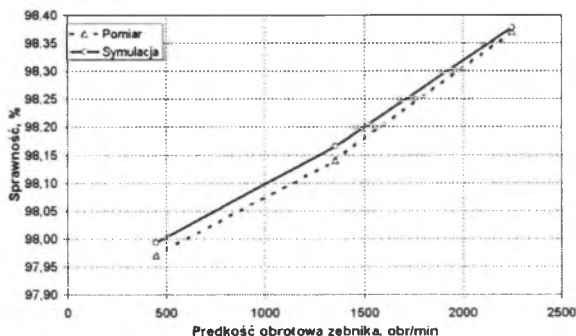
Dostrojenie modelu w kierunku wyznaczania zbliżonych wartości sprawności do otrzymanych podczas badań laboratoryjnych, z wykorzystaniem metody bilansu cieplnego,

uzyskano przez wyznaczenie charakterystyki współczynnika tarcia w zazębieniu. Rysunek 4 przedstawia wykresy wartości zarówno zmodyfikowanego, jak i wstępnie założonego (na podstawie analizy literatury) współczynnika tarcia, będącego funkcją prędkości liniowej zazębienia się.

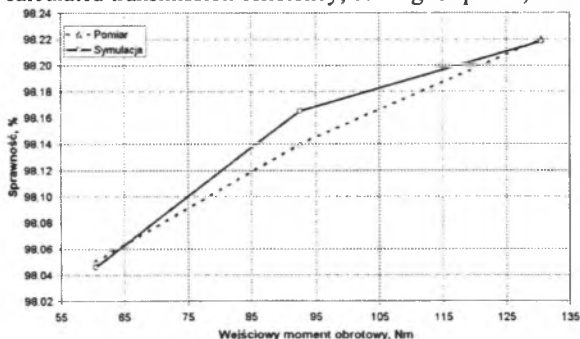


Rys. 4. Charakterystyki współczynnika tarcia w zazębieniu
Fig. 4. Characteristics of friction coefficient in meshing

Wartości sprawności, uzyskane z pomiarów na stanowisku mocy krążącej oraz na podstawie badań symulacyjnych, z uwzględnieniem zmian temperatury oleju w przekładni, dla wybranych prędkości obrotowych i obciążeń, przedstawione zostały odpowiednio na rys. 5 i 6.



Rys. 5. Sprawność przekładni zmierzona i obliczona symulacyjnie, moment wejściowy 92,6 Nm
Fig. 5. Measured and calculated transmission efficiency, driving torque 92,6 Nm



Rys. 6. Sprawność przekładni zmierzona i obliczona symulacyjnie, prędkość obrotowa zębika 1350 obr./min
Fig. 6. Measured and calculated transmission efficiency, rotational speed of pinion 1350 r.p.m.

4.4. Wyznaczenie współczynnika tłumienia w ząbieniu

Wartości nadwyżek dynamicznych, uzyskiwane drogą obliczeń symulacyjnych, w istotny sposób zależą od współczynnika tłumienia drgań i są proporcjonalne do wartości skutecznych drgań obwodowych koła [8]. Zależność ta pozwala metodą kolejnych przybliżeń określić współczynnik tłumienia, przez porównanie wyników pomiarów z wynikami obliczeń.

Podczas pomiarów, także przeprowadzonych na stanowisku FZG, rejestrowano wartości skuteczne przyspieszeń drgań obwodowych koła dla kilku obciążeń i prędkości obrotowych, przy różnych odchyłkach wykonania zębów kół. Do pomiaru użyto przetwornika piezoelektrycznego Brüel & Kjaer o czułości 17,8 mV/g. Przetwornik zamocowano stycznie do koła za pomocą śruby M5.

W badaniach wykorzystano jeden zębnik oraz zamiennie 3 koła o parametrach pary kół nr 1 z tabeli 1. Koła różniły się odchyłką kinematyczną zarysu f , którą uzyskano podczas procesu szlifowania przez ustawienie różnych kątów zarysu narzędzia.

Odchyłki zębniaka i kół wynosiły:

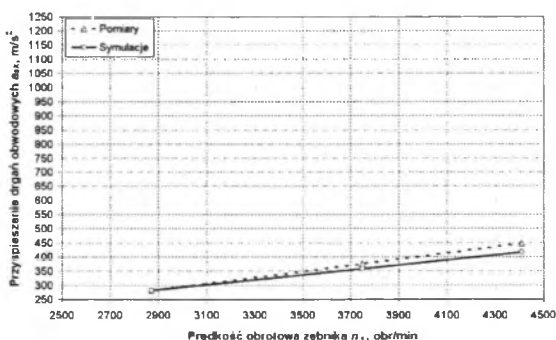
- zębnik – $f_1 = -7 \mu\text{m}$ – odpowiada to 6. klasie dokładności wykonania (kął zarysu 20°);
- koło 1 – $f_{21} = 5 \mu\text{m}$ – odpowiada to 5. klasie dokładności wykonania (kął zarysu 20°);
- koło 2 – $f_{22} = 30 \mu\text{m}$ – kął zarysu $19,75^\circ$;
- koło 3 – $f_{23} = 43 \mu\text{m}$ – kął zarysu $19,30^\circ$.

Sumaryczne odchyłki kinematyczne pary zębnik – koło wynosiły:

- zębnik f_1 – koło 1 $f_{21} = -12 \mu\text{m}$;
- zębnik f_1 – koło 2 $f_{22} = -37 \mu\text{m}$;
- zębnik f_1 – koło 3 $f_{23} = -50 \mu\text{m}$.

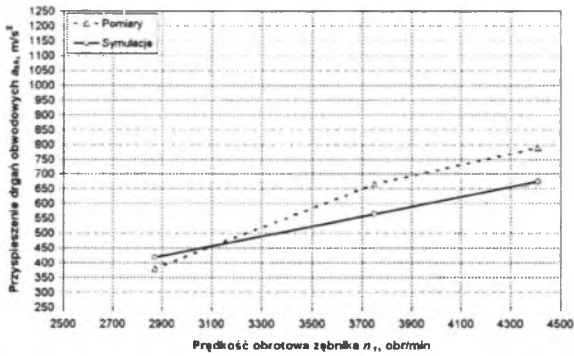
Pomiary zrealizowano dla każdej pary kół przy trzech prędkościach obrotowych zębniaka ($n_1 = 2871$ obr./min, $n_2 = 3750$ obr./min, $n_3 = 4410$ obr./min) oraz dwóch wartościach obciążenia jednostkowego ($Q_1 = 2,58$ MPa, $Q_2 = 3,85$ MPa), które odpowiadały momentom na wale zębniaka $M_1 = 138$ Nm i $M_2 = 206$ Nm.

Wartości przyspieszeń drgań obwodowych koła w funkcji prędkości obrotowej zębniaka, otrzymane w wyniku pomiarów oraz obliczeń, po określeniu tłumienia w ząbieniu przedstawiono na rys. 7 ÷ 12.



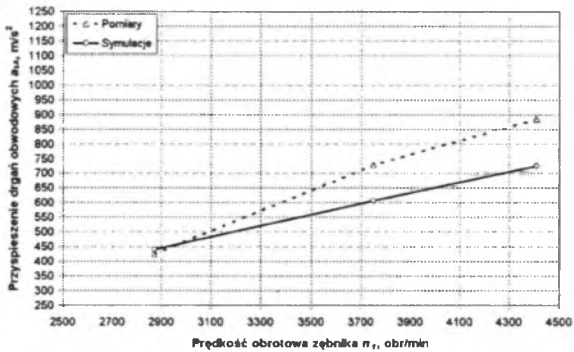
Rys. 7. Wartości skuteczne przyspieszeń drgań obwodowych koła w funkcji prędkości obrotowej zębniaka, $Q = 2,58$ MPa, $|f| = 12 \mu\text{m}$

Fig. 7. Rms value of wheel circumferential vibration acceleration in function of rotational speed of pinion, $Q = 2,58$ MPa, $|f| = 12 \mu\text{m}$



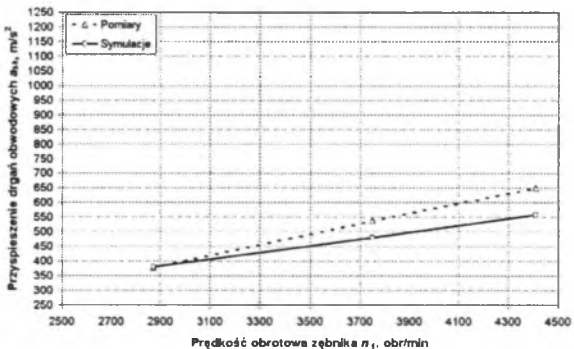
Rys. 8. Wartości skuteczne przyspieszeń drgań obwodowych koła w funkcji prędkości obrotowej zębniaka, $Q = 2,58$ MPa, $|f| = 37$ μm

Fig. 8. Rms value of wheel circumferential vibration acceleration in function of rotational speed of pinion, $Q = 2,58$ MPa, $|f| = 37$ μm



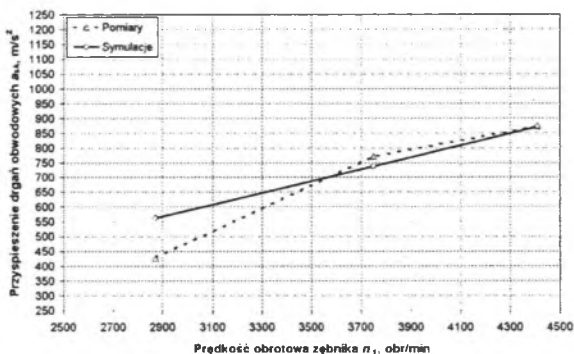
Rys. 9. Wartości skuteczne przyspieszeń drgań obwodowych koła w funkcji prędkości obrotowej zębniaka, $Q = 2,58$ MPa, $|f| = 50$ μm

Fig. 9. Rms value of wheel circumferential vibration acceleration in function of rotational speed of pinion, $Q = 2,58$ MPa, $|f| = 50$ μm



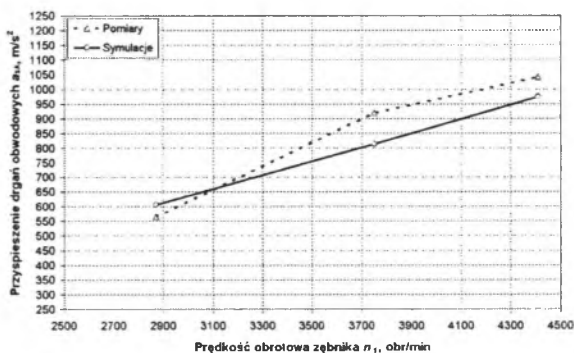
Rys. 10. Wartości skuteczne przyspieszeń drgań obwodowych koła w funkcji prędkości obrotowej zębniaka, $Q = 3,85$ MPa, $|f| = 12$ μm

Fig. 10. Rms value of wheel circumferential vibration acceleration in function of rotational speed of pinion, $Q = 3,85$ MPa, $|f| = 12$ μm



Rys. 11. Wartości skuteczne przyspieszeń drgań obwodowych koła w funkcji prędkości obrotowej zębnika, $Q = 3,85$ MPa, $|f| = 37$ μ m

Fig. 11. Rms value of wheel circumferential vibration acceleration in function of rotational speed of pinion, $Q = 3,85$ MPa, $|f| = 37$ μ m.



Rys. 12. Wartości skuteczne przyspieszeń drgań obwodowych koła w funkcji prędkości obrotowej zębnika, $Q = 3,85$ MPa, $|f| = 50$ μ m

Fig. 12. Rms value of wheel circumferential vibration acceleration in function of rotational speed of pinion, $Q = 3,85$ MPa, $|f| = 50$ μ m

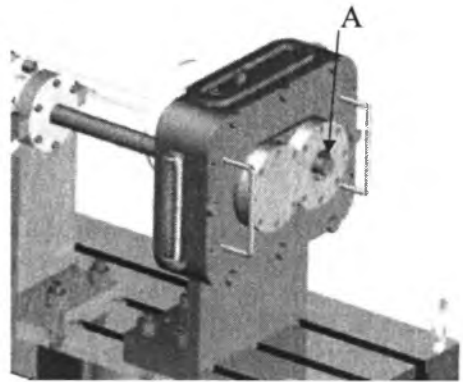
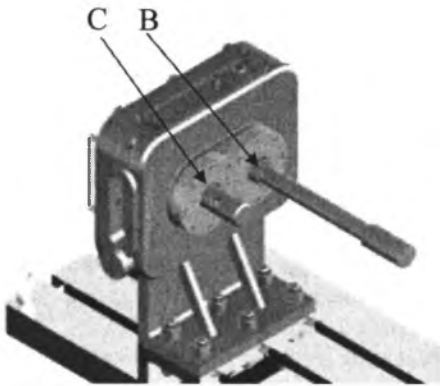
5. PORÓWNANIE WYNIKÓW POMIARÓW PRĘDKOŚCI DRGAŃ POPRZECZNYCH WAŁÓW Z WYNIKAMI OBLICZEŃ Z UŻYCIEM MODELU

Poprawność dostrojenia modelu wstępnie zweryfikowano poprzez porównanie wyników pomiarów prędkości drgań poprzecznych wałów z wynikami obliczeń symulacyjnych.

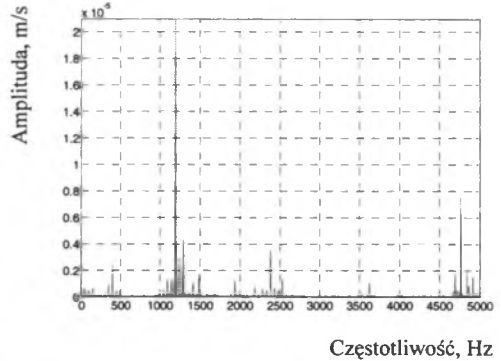
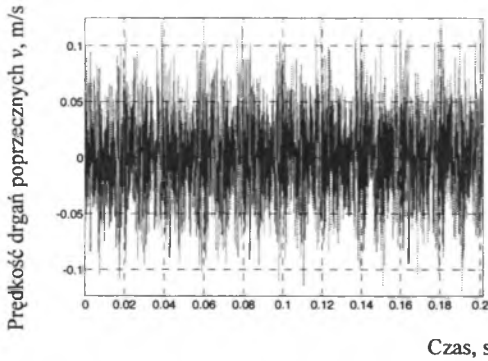
Pomiary wykonano z użyciem wibrometru laserowego Ometron VH300+. Rejestrowane były prędkości drgań poprzecznych wałów zębnika i koła zarówno przekładni badanej, jak i zamykającej. Położenie punktów pomiarowych na przekładni badanej przedstawia rys. 13.

Obciążenie jednostkowe przekładni badanej było zmieniane w przedziale $Q = 1,5 \div 4,0$ MPa z krokiem 0,5 MPa. W przypadku przekładni zamykającej, ze względu na dwukrotnie większą szerokość kół zębatych, obciążenie jednostkowe było dwukrotnie niższe.

Dla każdej wartości obciążenia jednostkowego dokonano pomiarów przy 5 prędkościach obrotowych wału koła, z przedziału $n_s \approx 590 \div 2975$ obr./min z krokiem 600 obr./min, co odpowiadało prędkościom wału zębnika w zakresie $n_s \approx 885 \div 4465$ obr./min.

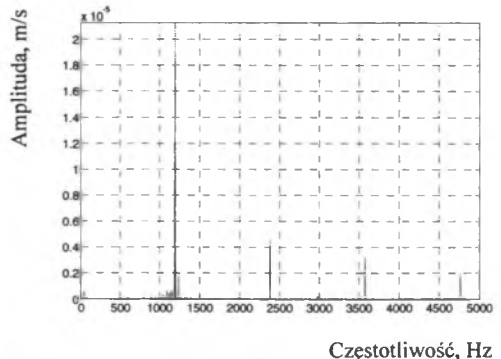
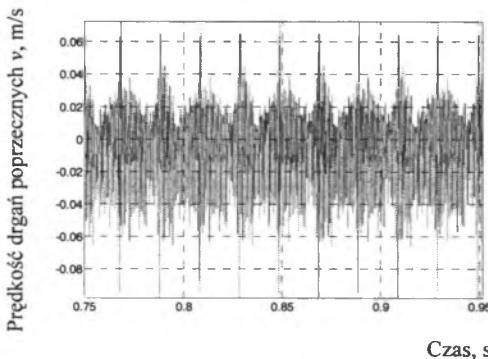


Rys. 13. Punkty pomiarowe na przekładni badanej
 Fig. 13. Measuring points on driven gear



Rys. 14. Przebieg czasowy oraz widmo prędkości drgań poprzecznych wału koła przekładni badanej – pomiar na stanowisku laboratoryjnym w punkcie C, prędkość obrotowa koła $n_2 \approx 2980$ obr./min, obciążenie jednostkowe $Q \approx 3$ MPa

Fig. 14. Vibration signal and spectrum of vibration velocity – shaft of wheel in driven gear – measurement (measuring point C, $n_2 \approx 2980$ r.p.m., $Q \approx 3$ MPa)



Rys. 15. Przebieg czasowy oraz widmo prędkości drgań poprzecznych wału koła przekładni badanej – symulacja (punkt pomiarowy C, prędkość obrotowa koła $n_2 \approx 2980$ obr./min, obciążenie jednostkowe $Q \approx 3$ MPa)

Fig. 15. Vibration signal and spectrum of vibration velocity – shaft of wheel in driven gear – simulation (measuring point C, $n_2 \approx 2980$ r.p.m., $Q \approx 3$ MPa)

Rysunek 14 przedstawia przebieg prędkości oraz widmo drgań poprzecznych wału, zarejestrowanych na wale koła przekładni badanej w punkcie pomiarowym C (rys. 13). Odpowiadające im przebieg czasowy oraz widmo uzyskane z symulacji pokazano na rys. 15.

6. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone dostrojenie parametrów modelu pozwoliło na zbliżenie wyników uzyskiwanych drogą symulacji komputerowych do uzyskanych z pomiarów laboratoryjnych. Różnice widoczne w zawartości widma oraz przebiegach czasowych mogą wynikać z pominięcia, na tym etapie dostrajania modelu, wpływu przekładni zamykającej. Wartości amplitud odpowiadających częstotliwości zazębienia oraz jej drugiej harmonicznej są jednak bardzo zbliżone.

W kolejnym etapie przeprowadzone zostanie określenie m.in. współczynnika tłumienia w węzłach łożyskowych.

Literatura

1. Dąbrowski Z., Radkowski S., Wilk A.: Dynamika przekładni zębatych. Badania i symulacja w projektowaniu eksploatacyjnie zorientowanym. Warszawa-Katowice-Radom 2000.
2. Müller L.: Przekładnie zębate. Dynamika. WNT, Warszawa 1986.
3. Łazarz B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania. Instytut Technologii Eksploatacji, Katowice-Radom 2001.
4. Müller L.: Przekładnie zębate. Badania. WNT, Warszawa 1984.
5. Wilk A.: Wpływ parametrów technologicznych i konstrukcyjnych na dynamikę przekładni o zębach prostych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika z. 72, Gliwice 1981.
6. Łazarz B., Peruń G.: Model dynamiczny stanowiska do badań przekładni zębatych pracujących w układzie mocy krążącej. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej 2006, Seria: Transport, z. 63.
7. Müller L.: Nowy model dynamiczny przekładni walcowej o zębach prostych. Przegląd Mechaniczny nr 21/1974.
8. Łazarz B.: Badania wpływu zużycia zębów kół na obciążenia dynamiczne w diagnostyce przekładni. Rozprawa doktorska. Politechnika Śląska, Katowice 1996.

Recenzent: Prof. nzw. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski

Praca wykonana w ramach projektu BW-489/RT2/2007