

Bogusław ŁAZARZ, Grzegorz PERUŃ

MODEL DYNAMICZNY STANOWISKA DO BADAŃ PRZEKŁADNI ZĘBATYCH PRACUJĄCYCH W UKŁADZIE MOCY KRAŻĄCEJ

Streszczenie. W pracy przedstawiono model dynamiczny stanowiska złożonego z dwóch przekładni zębatach, pracujących w układzie mocy krążącej. Model ten może posłużyć do analizy zjawisk dynamicznych w zazębieniach i łożyskach badanych przekładni celem optymalizacji ich konstrukcji, w szczególności w kierunku redukcji ich aktywności wibroakustycznej. Przedstawiono wyniki badań z wykorzystaniem opracowanego modelu, potwierdzające celowość wykonywania badań na stanowisku FZG.

DYNAMIC MODEL OF CIRCULATING POWER TEST RIG

Summary. The paper presents 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 presented in this paper.

1. WPROWADZENIE

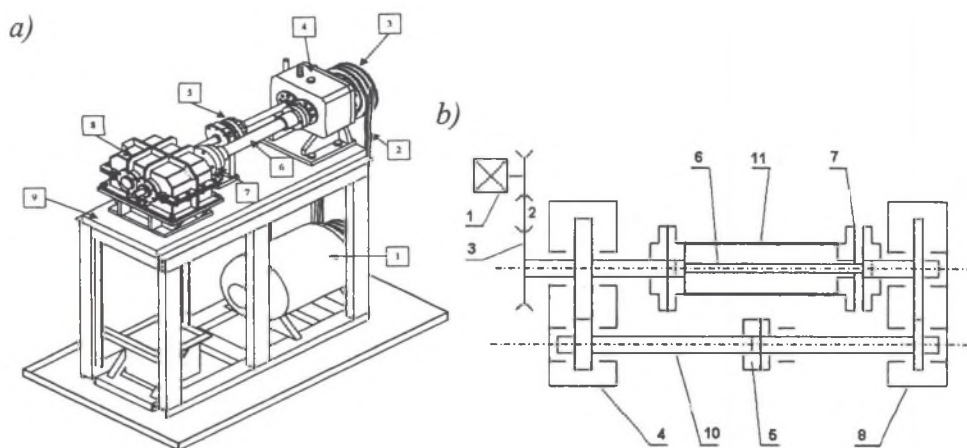
Budowie modeli dynamicznych przekładni zębatach poświęcono w literaturze bardzo wiele miejsca. Popularność tego zagadnienia z pewnością wytłumaczyć można usunięciem niedogodności badań eksperymentalnych na stanowiskach laboratoryjnych. Poprzez opracowanie modelu fizycznego i matematycznego przekładni oraz jego identyfikację można wykonywać skomplikowane badania dynamiki, które wielokrotnie nie mogłyby zostać zrealizowane w warunkach rzeczywistych, np. ze względów bezpieczeństwa lub z powodów ekonomicznych. Symulacje komputerowe pozwalają również znacznie skrócić czas przeprowadzanych badań oraz – co stanowi ich dużą zaletę – zapewniają stałość ich warunków.

Badania dynamiki przekładni zębatach przeprowadzone mogą być bezpośrednio na obiektach, w których są one zamontowane, bądź w warunkach laboratoryjnych. W pierwszy sposób najczęściej prowadzi się badania w celach diagnostycznych – dla określenia symptomów wystąpienia uszkodzeń lub oceny aktualnego stanu przekładni. Badania laboratoryjne wykonuje się natomiast głównie do określenia wpływu czynników konstrukcyjnych, eksploatacyjnych i technologicznych w kierunku optymalizacji konstrukcji nowych przekładni zębatach, ale mogą być one również wykonywane w celach diagnostycznych.

W badaniach laboratoryjnych przekładni zębatych często wykorzystywane jest stanowisko z przekładniami pracującymi w układzie mocy krążącej (FZG). Budowa modelu dynamicznego i programu symulującego pracę takiego stanowiska jest tematem tej pracy.

2. OPIS STANOWISKA FZG

Stanowisko badawcze z przekładniami pracującymi w układzie mocy krążącej oraz jego schemat przedstawia rysunek 1. 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, poprzez 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 [1].



Rys. 1. Stanowisko badawcze FZG (a) i jego schemat (b) [1, 2]:

1 – silnik napędowy, 2 – napędzający pas klinowy, 3 – koło pasowe, 4 – korpus przekładni zamykającej (napędzającej), 5 – sprzęgło napinające, 6 – wałek skrotny, 7 – sprzęgło podatne, 8 – korpus przekładni badanej (napędzanej), 9 – podstawa, 10 – wałek sprzęgający, 11 – osłona wałka skrotnego

Fig. 1. Circulating power test rig (a) and its schema (b) [1, 2]

Po zakończeniu rozruchu silnik dostarcza jedynie moc potrzebną do uzupełnienia strat w układzie. Pozwala to na znaczne oszczędności podczas prowadzenia badań i stanowi główną zaletę stanowiska FZG, przesądzającą o celowości jego stosowania.

3. MODEL FIZYCZNY STANOWISKA FZG

Modelowanie stanowiska FZG stanowi kontynuację prac nad modelem dynamicznym układu napędowego z przekładnią zębatą opisanym m.in. w [3, 4], prowadzoną od kilku lat w Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Politechniki Śląskiej. Poprawnie zbudowany model powinien pozwalać na minimalizację ilości przeprowadzanych badań na stanowisku laboratoryjnym, a więc wyniki otrzymywane z utworzonego programu symulacyjnego muszą

być porównywalne z wynikami wykonanych pomiarów. Jest to możliwe jedynie przy zastosowaniu modelu dokładnie opisującego zjawiska zachodzące nie tylko w samych zazębieniach obu przekładni, lecz również uwzględniającego wpływ pozostałych elementów układu.

Opracowany model, oprócz rozbudowanego opisu właściwości zazębień, uwzględnia:

- 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 siły stycznej i normalnej w zazębieniu,
- sztywność skrętną wałów,
- sztywność podpór,
- tłumienie w łożyskach i wałach.

Dodatkowo możliwe jest symulowanie uszkodzeń zębów: pęknięcia i wykruszenia. Model dynamiczny stanowiska przedstawiony został na rysunku 2 i jest on zgodny z koncepcją modelu przekładni zaproponowaną przez L. Müllera [5]. Na tym etapie prac zrezygnowano z modelowania przekładni pasowej, łącząc silnik z przekładnią zamykającą za pomocą sprzęgła.

Na rysunku 2 przyjęto następujące oznaczenia:

- | | |
|------------------------------|--|
| M_s | – moment napędowy silnika, będący funkcją jego prędkości obrotowej n_s |
| φ_s | – przemieszczenie kątowe wirnika silnika |
| J_s | – moment bezwładności silnika |
| φ_{sp} | – przemieszczenie kątowe sprzęgła napinającego |
| m_{sp} | – masa sprzęgła napinającego |
| J_{sp} | – moment bezwładności sprzęgła napinającego |
| $c_A, c, c_D, F, G, I, J, L$ | – sztywności poszczególnych łożysk układu zależne od średnic ich kulek i kątów działania |
| $k_A, c, c_D, F, G, I, J, L$ | – tłumienia liniowe w poszczególnych łożyskach układu |
| $x_A, c, c_D, F, G, I, J, L$ | – przemieszczenia łożysk w kierunku siły międzyzębnej |
| $y_A, c, c_D, F, G, I, J, L$ | – przemieszczenia łożysk w kierunku normalnym do siły międzyzębnej |
| m_2, m_4 | – masa koła przekładni badanej / zamykającej |
| m_1, m_3 | – masa zębника przekładni badanej / zamykającej |
| J_2, J_4 | – moment bezwładności koła przekładni badanej / zamykającej |
| J_1, J_3 | – moment bezwładności zębника przekładni badanej / zamykającej |
| φ_B, φ_H | – przemieszczenie kątowe zębника przekładni badanej / zamykającej |
| φ_E, φ_K | – przemieszczenie kątowe koła przekładni badanej / zamykającej |
| m_{wn} | – masa sprzęgła napinającego na wałku sprzęgającym |
| J_{wn} | – moment bezwładności sprzęgła na wałku sprzęgającym |
| j_{n1}, j_{n2} | – luz międzyzębny normalny odpowiednio w przekładni badanej i zamykającej |
| x_{z1}, x_{z2} | – ugięcie zazębienia wzdłuż odcinka przyporu przekładni badanej / zamykającej. |

4. KRÓTKA CHARAKTERYSTYKA PROGRAMU SYMULACYJNEGO

Program symulacyjny korzysta z wybranych procedur obliczeniowych programu symulującego pracę przekładni zębatej w układzie napędowym zbudowanego w oparciu

Program składa się z trzech modułów:

- Moduł wprowadzania danych pozwala na opis przekładni badanej i zamykającej oraz łożysk, określa charakterystykę silnika, sztywności i tłumienia wałów układu, kąt skrócenia sprzęgła napinającego itd. Wykonywane są w nim następujące działania:
 - obliczenia geometryczne przekładni walcowych o zębach prostych lub skośnych, z uwzględnieniem m.in. rodzaju i parametrów narzędzia, którym zostało wykonane zazębienie;
 - wyznaczenie funkcji sztywności zazębienia pary zębów współpracujących kół i jej aproksymacji wielomianem trzeciego stopnia;
 - określenie współczynników prostej, modelującej błąd cykliczny zębów;
 - generacja błędów losowych zazębienia;
 - obliczenia parametrów modyfikacji linii zęba;
 - obliczenia parametrów modyfikacji zarysu zęba po długiej ewolwencji (typu A), po krótkiej ewolwencji (typu B) lub według własnej koncepcji;
 - generacja charakterystyk uszkodzeń zębów osobno dla zębniaka i koła;
 - określenie charakterystyki silnika;
 - obliczenia parametrów łożysk i współczynników występującego w nich tarcia;
 - obliczenia momentów bezwładności oraz mas kół i wałów;
 - obliczenia sztywności wałów;
 - w przypadku zazębienia skośnego wyznaczenie przesunięć fazowych pomiędzy fikcyjnymi przekrojami zęba;
 - wyznaczenie sił międzyzębnych statycznych dla obliczeń współczynnika nadwyżek dynamicznych;
 - deklaracja współczynników wielomianu aproksymującego zmianę lepkości kinematycznej olejów w funkcji temperatury.
- Moduł obliczeń symulacyjnych wykorzystuje wprowadzone dane i wyniki wstępnych obliczeń wykonane w poprzednim module oraz pozwala na zmianę parametrów sterujących obliczeniami: czasu symulacji i kroku całkowania. Możliwe jest również określenie parametrów przeznaczonych do zapisu (poprzez wybór zmiennych, później dostępnych pod tymi samymi nazwami w przestrzeni roboczej Matlaba – rys. 3) oraz wykonanie serii symulacji.
- Moduł prezentacji wyników, w którym przedstawiane są w postaci skalowalnych wykresów zapisane wyniki obliczeń z opcją wykonania obliczeń statystycznych (rys. 4).

5. WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH

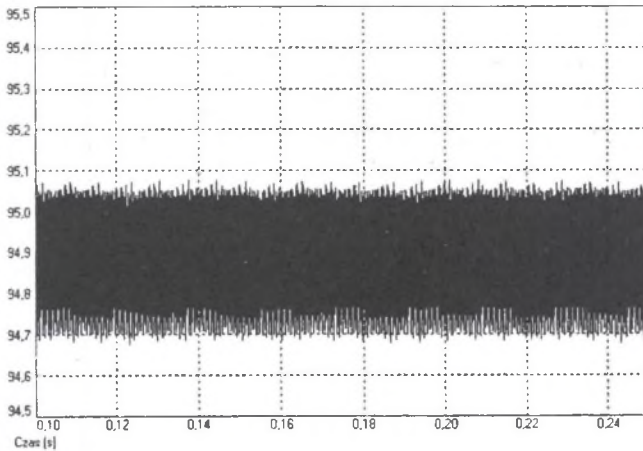
Program obliczeniowy rejestruje podczas symulacji wybrane parametry i zapisuje je bezpośrednio do plików w formacie programu Matlab. W ten sposób możliwe jest szybkie przetwarzanie otrzymanych wyników z użyciem specjalistycznych narzędzi tego środowiska obliczeniowego. Poniżej przedstawiono przykładowe wyniki obliczeń symulacyjnych stanowiska FZG złożonego z przekładni o parametrach zestawionych w tabeli 1.

Tabela 1

Podstawowe parametry przekładni w stanowisku FZG

Zazębienie	skosne	Moduł	3,5 mm
Liczba zębów zębniaka	19	Kąt pochylenia linii zęba	15°
Liczba zębów koła	30	Szerokość zazębienia	56 mm
Współczynnik korekcji zębniaka	0,500	Maksymalna odchyłka losowa wykonania zęba zębniaka	15 μm
Współczynnik korekcji koła	0,295	Maksymalna odchyłka losowa wykonania zęba koła	15 μm

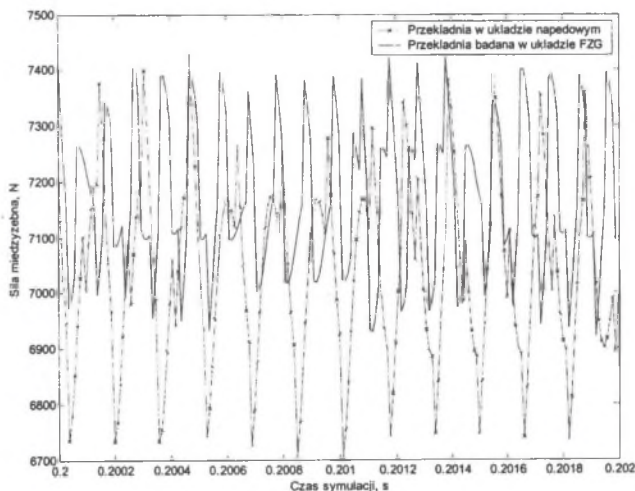
Na rysunku 5 przedstawiono wykres sprawności stanowiska FZG podczas pracy ustalonej układu. Po zakończeniu rozruchu silnik napędza układ mocy krążącej FZG momentem około 18 Nm, który pokrywa wyłącznie straty występujące w układzie. W przypadku badań przekładni w układzie napędowym, dla uzyskania podobnego obciążenia zębów, po zakończeniu rozruchu wymagane byłoby stałe doprowadzenie przez silnik momentu około 230 Nm. Uzyskana z badań wartość średnia przedstawionego przebiegu sprawności układu FZG wynosi około 94,9 %.



Rys. 5. Przebieg sprawności układu mocy krążącej FZG po zakończeniu fazy rozruchu

Fig. 5. Efficiency of circulating power test rig

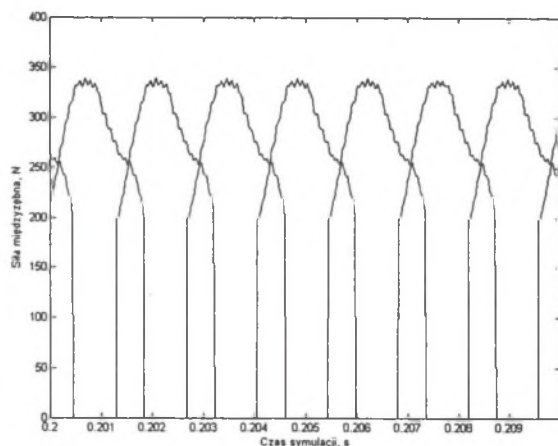
Wartości sił międzyzębnych w obu przypadkach przedstawia rysunek 6. W przypadku stanowiska FZG, zależą one głównie od kąta skreślenia sprzęgła napinającego. Zwiększenie kąta skreślenia sprzęgła wywołuje wzrost sił w zazębieniach bez istotnej zmiany momentu doprowadzanego przez silnik.



Rys. 6. Siły międzyzębne w przekładni pracującej w układzie napędowym oraz w przekładni pracującej na stanowisku FZG podczas pracy ustalonej

Fig. 6. Forces in mesh (gearbox working in power transmission system in comparison with gearbox working in power test rig)

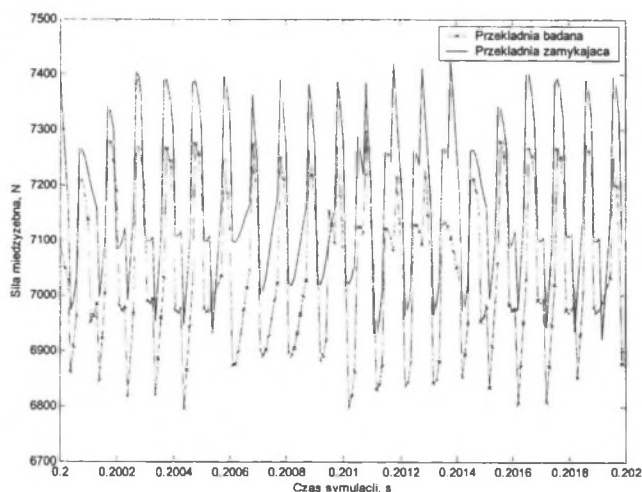
Na rysunku 7 przedstawiono wartości sił międzyzębnych przenoszonych podczas kilku zazębnień przez kolejne pary zębów w pierwszym z 18 kół o zębach prostych, przesuniętych w fazie, razem modelujących zazębienie skośne przekładni badanej stanowiska FZG.



Rys. 7. Siły międzyzębne w przekładni pracującej na stanowisku FZG podczas pracy ustalonej (w pierwszym z 18 „przekrojów” koła)

Fig. 7. Forces in mesh (gearbox working in power test rig, first components of total forces)

Siły międzyzębne w przekładni badanej i zamykającej stanowiska FZG przedstawione zostały na rysunku 8.

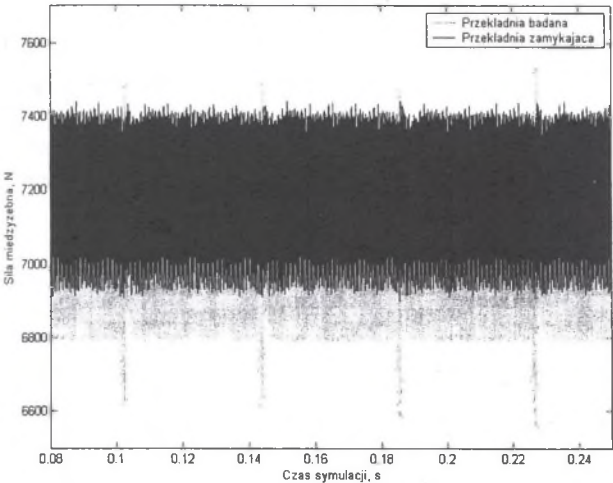


Rys. 8. Przebiegi sił międzyzębnych w przekładni zamykającej oraz badanej stanowiska FZG podczas pracy ustalonej

Fig. 8. Forces in mesh (gearbox closing and gearbox examined in power test rig)

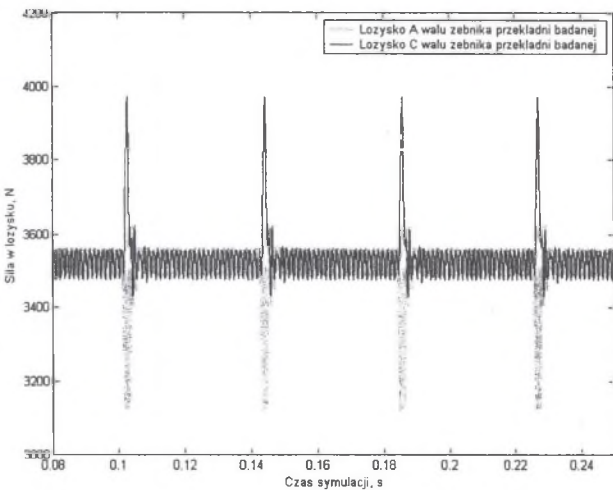
Na rysunku 9 i 10 przedstawiono przebiegi sił odpowiednio w zazębieniu przekładni badanej oraz w łożyskach wału zębniaka w przypadku występowania pęknięcia jednego z zębów koła przekładni napędzanej (wyłamanie zęba na połowie szerokości koła). Wystąpienie uszkodzenia wywołuje istotne zmiany siły międzyzębnej w przekładni badanej jak również sił w łożyskach układu, natomiast nie powoduje widocznych zaburzeń w przebiegu siły międzyzębnej przekładni zamykającej.

Rysunek 11 przedstawia przebiegi sił w łożyskach wału zębniaka przekładni badanej w przypadku wystąpienia wykruszenia jednego z zębów koła przekładni napędzanej (wykruszenie na długości 30% podziałki zasadniczej). Podkreślenia wymaga fakt, że wyniki badań przedstawionych na wykresach 9 ÷ 11 otrzymano podczas symulacji przekładni bez odchyłek losowych wykonania zazębienia.



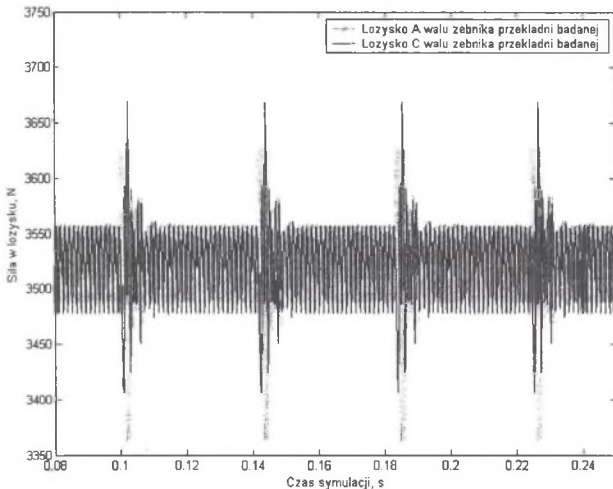
Rys. 9. Siły międzyzębne w ząbieniu przekładni zamykającej i badanej stanowiska FZG, przekładnia badana posiada zamodelowane pęknięcie zęba koła (wyłamanie na 50% szerokości koła)

Fig. 9. Forces in mesh (gearbox closing and gearbox examined in power test rig, partial (50%) break of tooth in examined gearbox)



Rys.10. Przebiegi sił w łożyskach wału zębika przekładni badanej stanowiska FZG w przypadku pękniętego zęba koła (spadek sztywności 50%)

Fig. 10. Forces in bearings (gearbox examined working in power test rig, partial (50%) break of tooth)



Rys.11. Przebiegi sił w łożyskach wału zębika przekładni badanej stanowiska FZG w przypadku wykruszonego zęba koła (wykruszenie na długości 30% podziałki zasadniczej – 3,2 mm)

Fig. 11. Forces in bearings (gearbox examined working in power test rig, gear with chipped tooth)

6. PODSUMOWANIE

Przedstawiony model pozwala na wyznaczenie obciążeń dynamicznych w zazębieniu jak również sił w łożyskowaniu. W dalszej części pracy przeprowadzona zostanie identyfikacja i dostrojenie wybranych parametrów modelu poprzez badania na stanowisku laboratoryjnym. Przewidywany jest również dalszy rozwój modelu, m.in. o możliwość symulacji uszkodzeń łożysk tocznych.

Literatura

1. Łazarz B.: Modelowanie lokalnych uszkodzeń kół zębatach do celów diagnostycznych. Diagnostyka '26.
2. Dąbrowski Z., Radkowski S., Wilk A.: Dynamika przekładni zębatach. Badania i symulacja w projektowaniu eksploatacyjnie zorientowanym. Warszawa – Katowice – Radom 2000.
3. Łazarz B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatach jako podstawa projektowania. Instytut Technologii Eksploatacji, Katowice – Radom 2001.
4. Łazarz B., Wojnar G.: Model dynamiczny układu napędowego z przekładnią zębatach. XVII Ogólnopolska Konferencja Przekładnie Zębatach, Węgierska Górka 2000.
5. Müller L.: Nowy model dynamiczny przekładni walcowej o zębatach prostych. Przegląd Mechaniczny nr 21/1974.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski

Praca wykonana w ramach projektu BW-419/RT2/2006