

Grzegorz WOJNAR

ZMIANY SIŁ DYNAMICZNYCH W ZAZĘBIENIU WYWOŁANE USZKODZENIAMI ELEMENTÓW PRZEKŁADNI

Streszczenie. Uszkodzenia kół zębatach i łożysk tocznych zakłócają prawidłową pracę przekładni. W artykule przedstawiono wpływ kilku, najbardziej interesujących (z punktu widzenia eksploatacji przekładni) uszkodzeń, na zmiany sił dynamicznych w zazębieniu. Uwzględniono następujące defekty: lokalne uszkodzenie bieżni zewnętrznej łożyska tocznego, pęknięcie podstawy zęba oraz częściowe wykruszenie wierzchołka zęba. Do określenia sił w zazębieniu wykorzystano model dynamiczny, którego najważniejsze parametry zidentyfikowano, ponieważ jedynie użycie takiego modelu pozwala na osiągnięcie wiarygodnych wyników.

THE INFLUENCE OF TOOTHED WHEEL DAMAGE AND ROLLING BEARING FAILURE ON THE DYNAMIC FORCES IN MESHING OF GEAR

Summary. The identified model of power transmission system with toothed gear was used to determination of influence of gear elements failure on the dynamic forces in meshing. The investigations included influence following damages: local damage of external race of rolling bearing, crack of root tooth and chipping of tooth.

1. WPROWADZENIE

W Katedrze Budowy Pojazdów Samochodowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej od lat prowadzone są badania numeryczne mające na celu określenie wpływu różnych czynników na występujące podczas pracy przekładni siły dynamiczne w zazębieniu [8,9,1,3,5,11,2,...]. Ich wartość zależy od: prędkości obrotowej kół zębatach, czołowego i poskokowego wskaźnika przyporu, odchyłek wykonania kół zębatach, tłumienia drgań w zazębieniu związanego m. in. z sposobem smarowania, modyfikacji zarysu, luzu międzyzębnego, i innych [8,9,1,3,5]. Z punktu widzenia diagnostyki interesujący jest wpływ wczesnych stadiów uszkodzeń kół zębatach i łożysk na zmiany sił dynamicznych w występujących w zazębieniu. Tematykę tę częściowo przedstawiono w [13].

2. MODEL DYNAMICZNY

Badania doświadczalne są kosztowne i czasochłonne, a w przypadku obiektów produkowanych jednostkowo często niemożliwe. Do określania nadwyżek dynamicznych w zazębieniu bardzo przydatne okazują się modele dynamiczne przekładni zębatach, które

wykazują także dużą użyteczność w diagnostyce technicznej. Obecnie istnieje wiele różnych modeli opisujących pracę przekładni zębatych w sposób mniej lub bardziej dokładny. Modelowanie przekładni ograniczyć można do modelu o jednym stopniu swobody, uwzględniającego jedynie współpracę samych kół zębatych – np. model L. Müllera [8,9,1] – dzięki czemu przeprowadzić można wiele eksperymentów numerycznych w krótkim czasie. Modele o wielu stopniach swobody pełniej opisują pracę przekładni zębatej, jednakże wymagają wielu danych wejściowych, a jednocześnie rozwiązanie układu równań różniczkowych wydłuża w istotny sposób czas symulacji. W niniejszej pracy do określenia sił dynamicznych w zazębieniu wykorzystano model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym [3,5]. Model ten uwzględnia pracę: elektrycznego silnika napędowego, jednostopniowej walcowej przekładni zębatej, maszyny roboczej. Opis matematyczny modelu szczegółowo przedstawiono w [3]. W celu skrócenia czasu obliczeń w badaniach numerycznych uwzględniono drgania skrętne kół zębatych, wirnika silnika napędzającego i maszyny roboczej oraz przemieszczenia liniowe wałów w węzłach łożyskowych w kierunku działania siły międzyzębnej.

3. IDENTYFIKACJA MODELU

Zastosowanie modelu układu napędowego z przekładnią zębatą w analizie dynamicznej, projektowaniu lub diagnostyce wymaga przeprowadzenia identyfikacji jego parametrów. W pracach [4,3] przedstawiono identyfikację współczynnika tarcia w zazębieniu. W pracy [3,7] określono wartości współczynnika tłumienia w zazębieniu poprzez porównanie wartości skutecznych przyspieszeń drgań skrętnych koła zmierzonych i uzyskanych poprzez symulację.

Jednym z istotnych czynników warunkujących zgodność uzyskiwanych wyników z doświadczeniem jest zidentyfikowanie tłumienia w węzłach łożyskowych. Przeprowadzono badania laboratoryjne i symulacyjne, których celem było dostrojenie modelu układu napędowego z przekładnią zębatą zapewniające zgodność współczynników tłumienia drgań poprzecznych wałów przekładni, w obiekcie rzeczywistym i w modelu, co szczegółowo przedstawiono w [6,12,13].

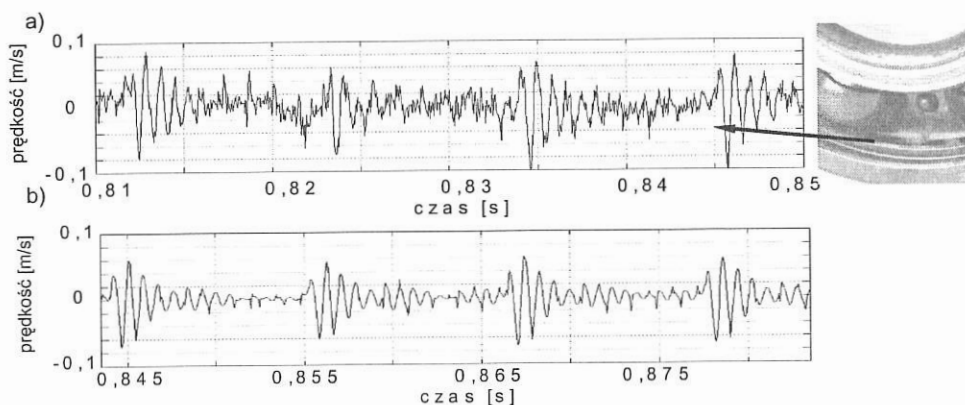
4. NADWYŻKI DYNAMICZNE

Jako miarę sił dynamicznych przyjęto współczynnik K zdefiniowany jako stosunek maksymalnej siły międzyzębnej do siły statycznej i jest on odpowiednikiem iloczynu współczynników zastosowania (K_A) i dynamicznego (K_v) występujących w metodach obliczeń zalecanych przez normy ISO [3].

5. WPŁYW USZKODZENIA BIEŻNI ZEWNĘTRZNEJ ŁOŻYSKA TOCZNEGO NA SIŁY DYNAMICZNE W ZAZĘBIENIU

W badaniach numerycznych symulowano pracę przekładni zębatej badanej wchodzącej w skład stanowiska pracującego w układzie mocy krążącej. Jej parametry geometryczne były następujące: odległość osi 91,5 mm, szerokość zazębienia 20 mm, moduł 4,5 mm, liczba

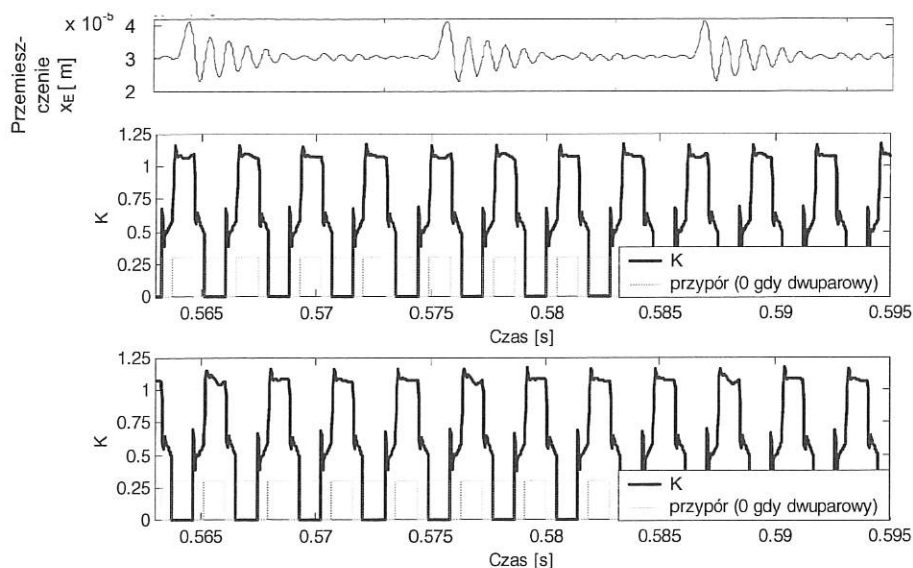
zębów zębika $z_1=16$, liczba zębów koła $z_2=24$, współczynnik przesunięcia zarysu zębika $x_1 = 0,8635$, współczynnik przesunięcia zarysu koła $x_2 = -0,5$, kąt pochylenia linii zęba $\beta = 0^\circ$. Wały przekładni łożyskowane były na łożyskach kulkowych zwykłych 6307. Lokalne uszkodzenie bieżni zewnętrznej łożyska modelowano poprzez zmianę jego sztywności w trakcie przetaczania się kulki przez lokalnie uszkodzony odcinek bieżni. Długość uszkodzonego fragmentu bieżni zewnętrznej wynosiła 2 mm oraz przyjęto, że sztywność łożyska $c_{łoż}$ (Q/t) zmniejsza się wtedy maksymalnie o 28% [6]. Okres powtarzania się zmian sztywności wynika z zależności kinematycznych w łożysku. Symulowano pracę przekładni obciążonej momentem $M_h=207$ Nm ($Q=2,57$ MPa), a prędkość obrotowa wału koła wynosiła 1800 obr/min. Uszkodzenie to w momencie, gdy element toczny przetaczał się przez uszkodzony fragment bieżni, powodowało chwilowy wzrost prędkości drgań wału (rys. 1b). Następnie na stanowisku pracującym w układzie mocy krążącej przeprowadzono badania doświadczalne. W przekładni badanej stanowiska (zamiennie) na wale zębika lub koła montowano łożysko z zamodelowanym lokalnym uszkodzeniem bieżni zewnętrznej. Do pomiarów drgań wirujących wałów przekładni pracującej w takich samych warunkach, jak podczas badań symulacyjnych, wykorzystano również wibrometr laserowy. W przypadku braku uszkodzeń łożysk w sygnale drganiowym można było zaobserwować jedynie nieznaczne zaburzenia spowodowane błędami podziałki kolejnych par zębów wchodzących w przypór. W przebiegach czasowych sygnału prędkości drgań poprzecznych wału koła z uszkodzonym łożyskiem zmierzonych na stanowisku badawczym oraz uzyskanych w badaniach symulacyjnych można zaobserwować powtarzający się cyklicznie (zgodnie z okresem przejścia elementów tocznych przez uszkodzony fragment bieżni) wzrost amplitudy prędkości drgań poprzecznych wału (rys. 1).



Rys. 1. Sygnały prędkości drgań poprzecznych wału koła uzyskane na podstawie: a) badań doświadczalnych b) symulacji, – zarejestrowane w przypadku lokalnego uszkodzenia bieżni zewnętrznej łożyska

Fig. 1. Transverse vibration velocity of shaft got on the base: a) experimental investigations, b) computer simulation, - damage of outer bearing race

Przedstawione powyżej uszkodzenie łożyska tocznego wywołało drgania wału (rys. 2a), jednakże w tym przypadku siły międzyzębne nie wzrosły w sposób istotny (rys. 2b, c). Dlatego celowe jest wykrywanie uszkodzeń łożysk przekładni we wczesnych stadiach zaawansowania, zanim zaczną w znaczący sposób wpływać na obciążenia zębów kół.

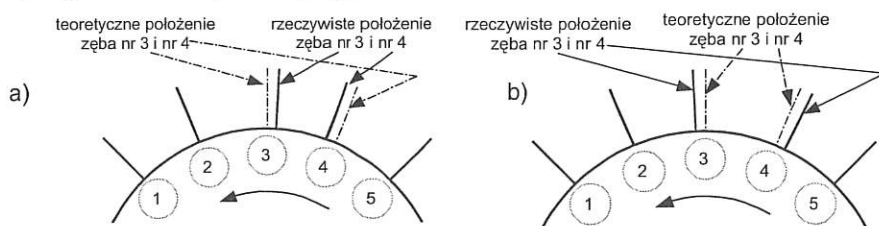


Rys. 2. Zmiany: a) przemieszczenia poprzecznego wału koła, b) sił dynamicznych dla zębów o numerach parzystych, c) sił dynamicznych dla zębów o numerach nieparzystych; przekładnia bez odchyłek wykonania kół zębatych

Fig. 2. Change of: a) the transverse dislocation of gear shaft, b) dynamic forces for teeth with geminate number, c) dynamic forces for teeth with non geminate number; gear without teeth performance deviation

6. WPLYW PĘKNIĘCIA PODSTAWY ZĘBA NA SIŁY DYNAMICZNE W ZAZĘBIENIU

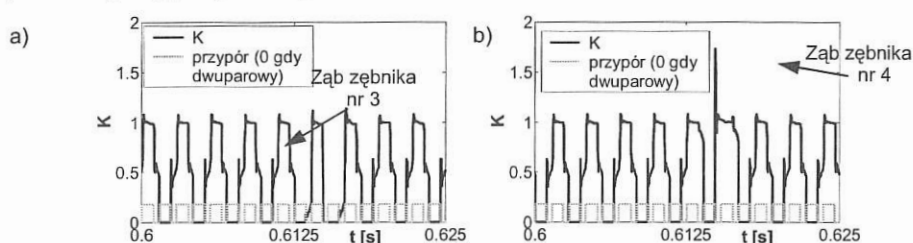
Innym niebezpiecznym uszkodzeniem przekładni zębatej jest pęknięcie podstawy zęba prowadzące do jego wyłamania. Uszkodzenie to trudno wykryć w warunkach przemysłowych, ponieważ efekty drganiowe powodowane przez uszkodzenie maskowane są przez zakłócenia wywołane losowymi odchyłkami wykonania (np. odchyłkami podziałki). Na rysunku 3a przedstawiono schematycznie przypadek, w którym na skutek losowej odchyłki wykonania podziałki ząb zębniaka nr 3 wejdzie w przypór z opóźnieniem (przy założeniu, że koło nie jest obciążone odchyłkami podziałki), natomiast ząb nr 4, również obciążony odchyłką podziałki, rozpocznie przypór przedwcześnie.



Rys. 3. Układ odchyłek podziałki zęba nr 3 i 4 : a) odległość zęba nr 2 od zęba nr 3 mierzona po łuku koła zasadniczego większa od podziałki zasadniczej, b) odległość zęba nr 2 od zęba nr 3 mierzona po łuku koła zasadniczego mniejsza od podziałki zasadniczej

Fig. 3. Deviations configuration of base pitch deviation for teeth with No. 3 and 4: a) distance between tooth with No. 2 and tooth with No. 3 measured on arc of base wheel was larger than base pitch a) distance between tooth with No. 2 and tooth with No. 3 measured on arc of base wheel was less than base scale

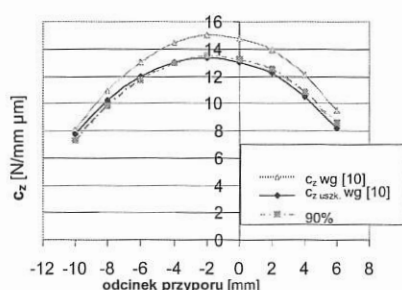
Na rysunku 3b przedstawiono z kolei przypadek, w którym na skutek losowej odchyłki wykonania podziałki tego samego zęba zębniaka nr 3 wejdzie on w przypór przedwcześnie, natomiast ząb nr 4 rozpocznie przypór z opóźnieniem. Sprawdzono wpływ przedstawionych powyżej odchyłek wykonania kół zębatych na wartości sił dynamicznych występujących w zazębieniu. Symulowano pracę przekładni o zębach prostych pracującej na stanowisku mocy krążącej, na którym prowadzono identyfikację modelu dynamicznego. Czołowa liczba przyporu wynosiła 1,33, przekładnia pracowała jako reduktor, prędkość obrotowa zębniaka wynosiła ~ 2700 [obr/min]. Zastosowano wysokie obciążenie jednostkowe przekładni wynoszące $Q=3,84$ MPa. W przypadku odchyłki losowej względem teoretycznego położenia zęba zębniaka nr 3, wynoszącej $+0,9$ ugięcia statycznego pary zębów i odchyłki zęba zębniaka nr 4, wynoszącej $-0,9$ ugięcia statycznego pary zębów (rys. 5a), wartość współczynnika sił dynamicznych (rys. 4) znacząco wzrosła z 1,08 do 1,739.



Rys. 4. Wartości współczynnika sił dynamicznych K w przypadku odchyłki losowej zęba zębniaka nr 3 wynoszącej $+0,9$ ugięcia statycznego pary zębów i zęba zębniaka nr 4 wynoszącej $-0,9$ ugięcia statycznego pary zębów: a) dla zębów o numerach nieparzystych, b) dla zębów o numerach parzystych

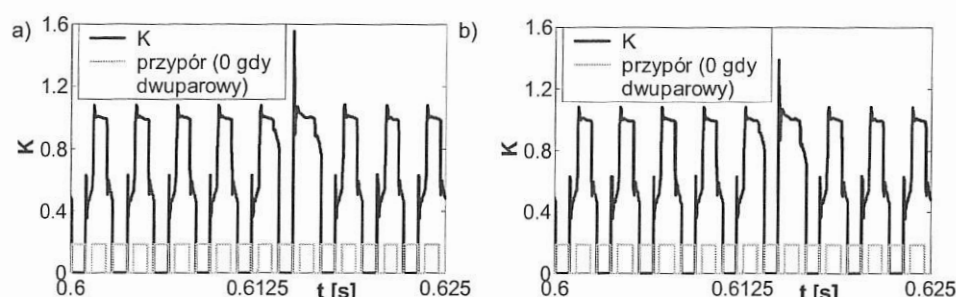
Fig. 4. The coefficient of dynamic forces K in case of random deviation the tooth of pinion No. 3 even $+0,9$ static deflection of pair teeth and the tooth of pinion No. 4 even $-0,9$ static deflection of pair teeth: a) for teeth with non geminate number, b) for teeth with geminate number

W tym przypadku ząb zębniaka nr 4 jest szczególnie narażony na pęknięcie zmęczeniowe, któremu towarzyszy zmniejszenie sztywności zazębienia. Na rysunku 5 przedstawiono zmiany sztywności na odcinku przyporu w przypadku uszkodzonej i nieuszkodzonej pary zębów wyznaczone metodą elementów skończonych [10] oraz uzyskane poprzez zmniejszenie o 10% sztywności pary nieuszkodzonej. Ze względu na to, że różnice są nieznaczne w niniejszej pracy pęknięcie u podstawy zęba modelowano poprzez odpowiednie zmniejszenie sztywności nieuszkodzonej pary zębów. Okazało się, że wartości współczynnika sił dynamicznych K dla zęba nr 4 w miarę spadku sztywności zęba maleją (rys. 6 i 7), a dopiero na chwilę przed całkowitym wyłamaniem wzrastają wartości współczynnika K dla kolejnego zęba (w tym przypadku nr 5).



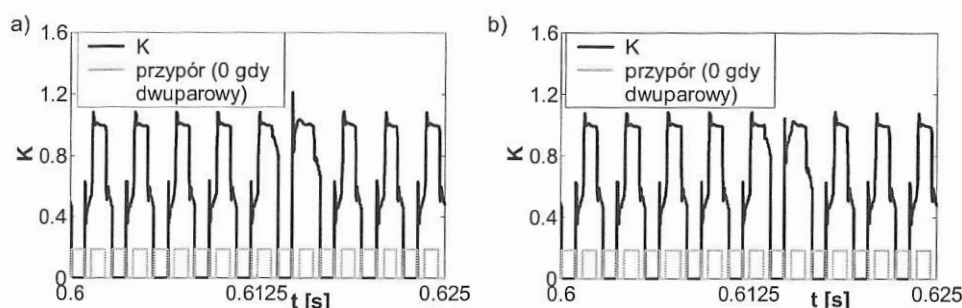
Rys. 5. Sztywność pary zębów odniesiona do jednostki szerokości koła

Fig. 5. Stiffness of pair teeth brought back to unit of width



Rys. 6. Wartości współczynnika sił dynamicznych K dla zębów o numerach parzystych w przypadku odchyłki losowej zęba zębniaka nr 3 wynoszącej $+0,9$ ugięcia statycznego pary zębów i zęba zębniaka nr 4 wynoszącej $-0,9$ ugięcia statycznego pary zębów: a) zmniejszenie sztywności pary zębów nr 4 o 10%, b) zmniejszenie sztywności o 20%

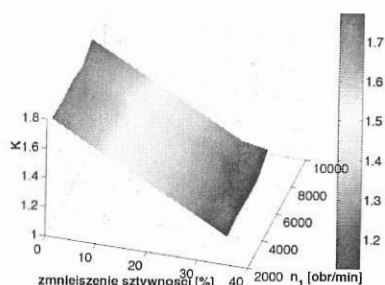
Fig. 6. The coefficient of dynamic forces K for teeth with geminate number in case of random deviation the tooth of pinion No. 3 even $+0,9$ static deflection of pair teeth and the tooth of pinion No. 4 even $-0,9$ static deflection of pair teeth: a) decrease of the stiffness of pair teeth No. 4 even 10%, b) decrease of the stiffness even 20%,



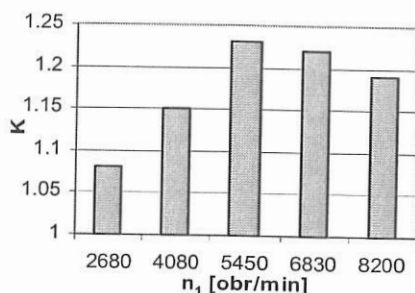
Rys. 7. Wartości współczynnika sił dynamicznych K dla zębów o numerach parzystych w przypadku odchyłki losowej zęba zębniaka nr 3 wynoszącej $+0,9$ ugięcia statycznego pary zębów i zęba zębniaka nr 4 wynoszącej $-0,9$ ugięcia statycznego pary zębów: a) zmniejszenie sztywności pary zębów nr 4 o 30%, b) zmniejszenie sztywności o 40%

Fig. 7. The coefficient of dynamic forces K for teeth with geminate number in case of random deviation the tooth of pinion No. 3 even $+0,9$ static deflection of pair teeth and the tooth of pinion No. 4 even $-0,9$ static deflection of pair teeth: a) decrease of the stiffness of pair teeth No. 4 even 30%, b) decrease of the stiffness even 40%,

Wartości współczynnika nadwyżek dynamicznych K dla uszkodzonej pary zębów, spowodowane pęknięciem podstawy zęba, również monotonicznie maleją w przypadku innych prędkości obrotowych wału zębniaka (rys. 8). Dzieje się tak niezależnie od faktu, że dla innych nieuszkodzonych par zębów wartości współczynnika nadwyżek dynamicznych K zmieniają się wraz ze zmianą prędkości obrotowej kół nawet dla przekładni nie obciążonej odchyłkami wykonania kół (rys. 9).

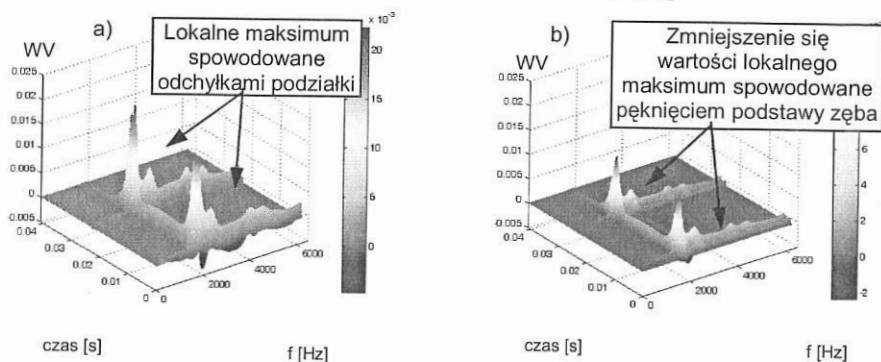


Rys. 8. Zmiany wartości współczynnika nadwyżek dynamicznych K dla uszkodzonej pary zębów spowodowane pęknięciem podstawy zęba
Fig. 8. The changes of the coefficient of dynamic forces K for damaged pair teeth called out by crack of root tooth



Rys. 9. Zmiany wartości współczynnika nadwyżek dynamicznych K dla nie uszkodzonych par zębów – przekładnia bez odchyłek wykonania
Fig. 9. The changes of the coefficient of dynamic forces K for undamaged pair teeth - gear without teeth performance deviation

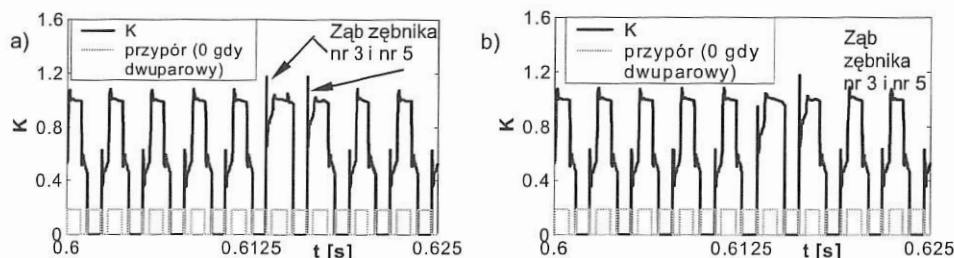
Podobnie jak zmieniają się wartości współczynnika K dla uszkodzonej pary zębów, zmienia się amplituda rozkładu Wignera-Ville'a (WV) sygnału reszkowego prędkości drgań poprzecznych wału przekładni. W celu zwiększenia czytelności prezentowanych wyników na rysunku 10 przedstawiono przypadek, w którym odchyłką wykonania podziałki obarczone są tylko dwie wyżej wymienione pary zębów. Odchyłki te wywołują duże obciążenie dynamiczne pary zębów nr 4 i mogą spowodować pęknięcie podstawy zęba zębownika nr 4. Lokalne maksimum rozkładu czasowo-częstotliwościowego pękającego u podstawy zęba zębownika nr 4 (rys.10a) maleje, (a nie rośnie) wraz ze spadkiem sztywności współpracującej pary zębów (rys.10b). Z tego właśnie powodu niektóre miary diagnostyczne, zorientowane na poszukiwanie maksymalnej amplitudy w rozkładzie WV takiego właśnie sygnału, mogą być niewrażliwe na pojawienie się pęknięcia podstawy zęba i zaczynają wzrastać dopiero na chwilę przed całkowitym wyłamaniem zęba, gdy siły dynamiczne rosną dla kolejnej pary zębów, w tym przypadku pary nr 5. Z tych względów konieczne jest bardziej zaawansowane przetwarzanie sygnału drganiowego, np. zaproponowane w [12].



Rys. 10. Rozkład Wignera Ville'a sygnału reszkowego prędkości drgań poprzecznych wału przekładni: a) przekładnia bez uszkodzeń z dużym błędem wykonania podziałki, b) przekładnia z pękającym u podstawy zębem mocno obciążonej dynamicznie pary zębów – zmniejszenie sztywności o 35%; częstotliwość próbkowania 25 kHz

Fig. 10. Wigner-Ville distribution of residual signal of shaft transverse vibration velocity: a) gear without teeth damage but with large base pitch performance deviation, b) crack of root of tooth with large base pitch performance deviation

W przypadku odchyłek losowych zęba zębniaka nr 3 wynoszącej jedynie -0,9 ugięcia statycznego pary zębów i odchyłki zęba zębniaka nr 4, wynoszącej +0,9 ugięcia statycznego pary zębów wartości współczynnika sił dynamicznych (rys. 11a) są podwyższone dla trzech kolejnych zębów nr 3, 4, 5.



Rys. 11. Wartości współczynnika sił dynamicznych K dla zębów o numerach nieparzystych w przypadku odchyłki losowej zęba zębniaka nr 3 wynoszącej -0,9 ugięcia statycznego pary zębów i zęba zębniaka nr 4 wynoszącej +0,9 ugięcia statycznego pary zębów: a) przekładnia bez uszkodzeń, b) zmniejszenie sztywn. zęba nr 3 o 20%

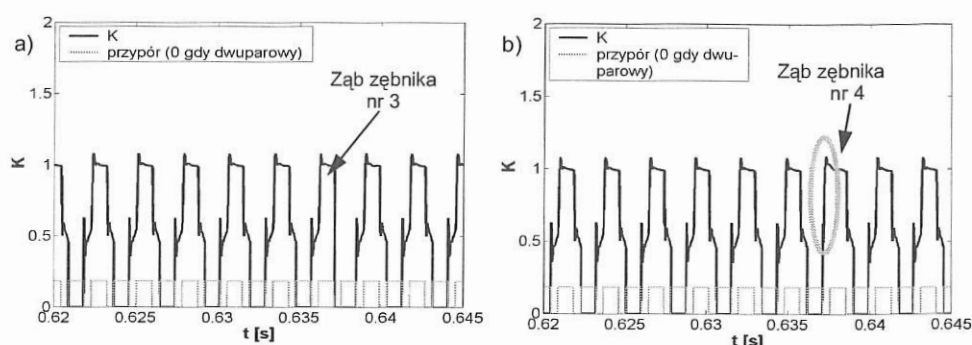
Fig. 11. The coefficient of dynamic forces K for teeth with non geminate number in case of random deviation the tooth of pinion No. 3 even -0,9 static deflection of pair teeth and the tooth of pinion No. 4 even +0,9 static deflection of pair teeth: a) gear without teeth performance deviation, b) decrease of the stiffness even 20%,

Przedstawiona sytuacja jest szczególnie niekorzystna w przypadku wystąpienia sumarycznych odchyłek wykonania kół zębatych przekraczających wartość ugięcia statycznego pary zębów. Zmniejszenie sztywności zęba nr 3 spowodowane pęknięciem zmęczeniowym (we wczesnej fazie) spowodowało zmniejszenie wartości współczynnika K , mimo że tak jak poprzednio, prawdopodobieństwo jego wyłamania wzrosło (rys. 11b).

7. WPLYW WYKRUSZENIA WIERZCHOŁKA ZĘBA NA SIŁY DYNAMICZNE W ZAZĘBIENIU

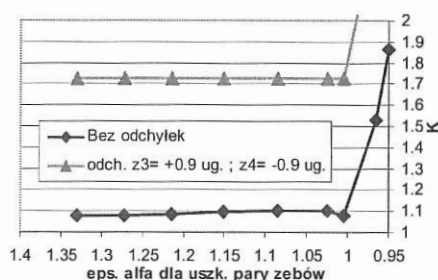
Dodatknie przesunięcie zarysu zębniaka zapobiega podcinania stopy zęba oraz powoduje uniknięcie współpracy zarysów w pobliżu koła zasadniczego, gdzie promień krzywizny ewolwenty jest jeszcze bardzo mały. Dodatni współczynnik przesunięcia zarysu powoduje jednak zaostrenie zębów, a warstwa nawęglana kół ulepszanych cieplnie najgrubsza jest na wierzchołku zęba i w przypadku wystąpienia obciążeń dynamicznych może to prowadzić do wykruszenia wierzchołka zęba. W przypadku gdy przekładnia pracuje jako reduktor, przy wejściu w przypór stopa zęba zębniaka współpracuje wierzchołkiem zęba koła, natomiast przy wyjściu z przyporu stopa zęba koła współpracuje wierzchołkiem zęba zębniaka. Wykruszenie wierzchołka zęba odwzorowano w modelu jako skrócenie odcinka przyporu, z tą tylko różnicą, że wykruszenie wierzchołka zęba zębniaka powoduje wcześniejsze zakończenie pracy pary zębów, a wykruszenie wierzchołka zęba koła powoduje opóźnione rozpoczęcie współpracy pary zębów. Na rysunku 12 przedstawiono zmiany współczynnika nadwyżek dynamicznych w przypadku symulowania wykruszenia wierzchołka zęba zębniaka nr 3 powodującego zmniejszenie czołowej liczby przyporu w przypadku uszkodzonego zęba z 1,33 do 1,025. W celu zwiększenia czytelności rysunku przedstawiono przypadek

przekładni z zerowymi odchyłkami wykonania kół zębatych. Wzrost wartości siły w początkowej fazie współpracy pary zębów nr 4 (rys. 12b), spowodowany wykruszeniem wyżej wymienionego zęba zębniaka, jest przyczyną wzrostu naprężeń w podstawie zęba koła nr 4, gdyż oprócz większej wartości siły, większe jest niż w przyporze jednoparowym ramie jej działania, a tym samym moment gnący obciążający ząb koła nr 4. W przypadku przekładni nie obciążonej odchyłkami wykonania kół zębatych, gdy czołowa liczba przyporu uszkodzonego zęba spadnie poniżej 1, współczynnik nadwyżek dynamicznych dla pary zębów nr 4 (pracującej po uszkodzonej parze zębów) gwałtownie wzrasta (rys. 13). W przypadku mniej korzystnego układu odchyłek wykonania kół zębatych przedstawionego w punkcie 6 na rysunku 3 współczynnik K dla przekładni nie uszkodzonej może być wyższy od tego, który występował po niewielkim spadku czołowej liczby przyporu uszkodzonego zęba poniżej wartości 1 (rys. 13).



Rys. 12. Zmiany a) sił dynamicznych dla zębów o numerach nieparzystych, b) sił dynamicznych dla zębów o numerach parzystych; przekładnia bez odchyłek wykonania kół zębatych – wykruszenie wierzchołka zęba zębniaka $\epsilon_{\alpha \text{ uszk.}} = 1,025$; $n_1 = 2680$ obr/min, $Q = 3,84$ MPa

Fig. 12. Change of: a) dynamic forces for teeth with non geminate number, b) dynamic forces for teeth with geminate number; gear without teeth performance deviation – chipping of pinion tooth $\epsilon_{\alpha \text{ uszk.}} = 1,025$; $n_1 = 2680$ obr/min, $Q = 3,84$ MPa



Rys. 13. Zmiany współczynnika nadwyżek dynamicznych K dla pary zębów pracującej po uszkodzonej parze zębów spowodowane wykruszeniem wierzchołka zęba zębniaka; $n_1 = 2680$ obr/min, $Q = 3,84$ MPa

Fig. 13. Change of the coefficient of dynamic forces K for teeth pair working after damaged teeth pair called out by chipping of pinion tooth

8. PODSUMOWANIE

Przedstawione wyniki znajdują również odzwierciedlenie w innych, bardziej złożonych przypadkach występowania odchyłek wykonania kół zębatach. Z tego względu bardzo ważne jest, aby liczby zębów zębniaka i koła były względem siebie liczbami pierwszymi, gdyż powoduje to wydłużenie okresu powtarzania skojarzeń zębów obciążonych „niekorzystnymi” odchyłkami wykonania.

Wykruszenie wierzchołka zęba zębniaka powoduje wzrost naprężeń w stopie zęba koła pary zębów wchodzących w przypór po uszkodzonej parze zębów. Wykruszenie wierzchołka zęba koła powoduje z kolei późniejsze rozpoczęcie przyporu i wzrost naprężeń w podstawie zęba zębniaka pary poprzedzającej współpracę uszkodzonej pary zębów.

Wartości i niekorzystna kolejność występowania losowych odchyłek wykonania kół zębatach wpływają na wzrost sił dynamicznych. Spowodowane nimi zmniejszenie sztywności zazębienia, wywołany pojawieniem się pęknięcia zmęczeniowego mocno obciążonej pary zębów, powoduje zmniejszenie nadwyżek dynamicznych. Utrudnia to wykrywanie tego typu uszkodzeń i może być przyczyną błędnej diagnostyki.

Celowe jest wykrywanie uszkodzeń łożysk przekładni we wczesnych stadiach zaawansowania, zanim zaczną w znaczący sposób wpływać na obciążenia zębów kół.

Literatura

1. Dąbrowski Z., Radkowski S., Wilk A.: *Dynamika przekładni zębatach – Badania i symulacja w projektowaniu eksploatacyjnie zorientowanym*. Wydawnictwo i Zakład Poligrafii ITE w Radomiu, Radom 2000.
2. Figlus T., Wojnar G.: „The dynamical modelling of toothed gear”. *Perners Contact 2003*. IV Roczny odborneho seminaru posluchacu doktorskeho studia a mladych vedeckych pracovniku s mezinarodni ucasti, Pardubice 11÷12.02.2003. *Sbornik prispěvku II cast*, s. 376÷384.
3. Łazarz B.: *Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej w układzie napędowym jako podstawa projektowania*. Wydawnictwo i Zakład Poligrafii ITE w Radomiu, Katowice-Radom 2001.
4. Łazarz B., Wojnar G.: *Identyfikacja strat mocy w przekładni zębatej walcowej*. *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej*, – ser. Transport z. 43, Gliwice 2001, s. 143÷152.
5. Łazarz B., Wojnar G.: *Model dynamiczny układu napędowego z przekładnią zębatą*. XVII Ogólnopolska Konferencja Przekładnie Zębate, Węgierska Górka 09.10 ÷ 11.10.2000 r., s. 101÷108.
6. Łazarz B., Wojnar G.: *Modelowanie lokalnych uszkodzeń łożysk tocznych w przekładni zębatej do celów diagnostycznych*. *Materiały V Krajowej Konferencji "Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów" DIAG' 2003*, 13÷17.10.2003.