

Grzegorz PERUŃ

WPLYW MODYFIKACJI ZĘBÓW NA ZJAWISKA DYNAMICZNE W PRZEKŁADNI ZĘBATEJ W RÓŻNYCH WARUNKACH EKSPLOATACYJNYCH

Streszczenie. Artykuł przedstawia wyniki prac, mających na celu określenie wpływu modyfikacji zarysów zębów na zjawiska dynamiczne, które zachodzą w przekładniach zębatych. Wpływ modyfikacji został określony z wykorzystaniem modelu stanowiska FZG przy uwzględnieniu różnych warunków eksploatacyjnych.

DER EINFLUSS DER PROFILKORREKTUR AUF DYNAMISCHE PHÄNOMENE IM ZAHNRADGETRIEBE IN DEN VERSCHIEDENEN EXPLOITATIONSBEDINGUNGEN

Zusammenfassung. Der Artikel präsentiert Ergebnisse der Arbeiten bezweckend die Bezeichnung des Einflusses der Profilkorrektur auf dynamische Phänomene gelangend in Zahnradgetrieben. Der Einfluss der Profilkorrektur war mit Ausnutzung des Modells der FZG Prüfstand mit Berücksichtigung verschiedener Exploitationsbedingungen bestimmt.

1. WPROWADZENIE

Redukcję drgań i hałasu można osiągnąć m.in. przez przeprowadzenie modyfikacji zarysu i linii zębów. Poprawnie dobrane parametry modyfikacji zarysu zębów pozwalają znacząco zmniejszyć skutki odkształceń wynikających z przedwczesnego zazębienia. Z badań przedstawionych w [1] wynika, że stosowanie modyfikacji pozwala również znacząco obniżyć siły dynamiczne w zakresie prędkości poniżej rezonansu głównego przekładni. W celu obniżenia obciążeń dynamicznych, w [2] zaleca się zwięźanie głowy zęba napędzanego lub modyfikację stopy zęba napędzającego, a w przypadku przekładni szybkobieżnych, ze znaczącymi różnicami w nagraniu zębownika i koła, zróżnicowanie kątów zarysu współpracujących kół.

Najczęściej stosuje się metody modyfikacji po tzw. krótkiej lub długiej ewolwencji, a także modyfikację pośrednią. Modyfikacja długa stosowana jest przede wszystkim w stabilnie obciążonych przekładniach, przenoszących obciążenia zbliżone do nominalnego. W tym przypadku ząb jest modyfikowany od strony wierzchołka do punktu na profilu,

w którym następuje skokowa zmiana przyporu. Modyfikacja po krótkiej ewolwencji charakteryzuje się dwukrotnie mniejszą wysokością i kompensacją udarów związanych z błędami podziałki mało obciążonych przekładni. Pośrednia modyfikacja stosowana jest w przekładniach, które pracują przy zmiennym obciążeniu, a jej wysokość dostosowywana jest do przeciętnego obciążenia roboczego [3].

Dobór rodzaju modyfikacji zarysu powinien uwzględniać wartość obciążenia i dokładność wykonania zębów. Najlepszy efekt można uzyskać, gdy głębokość modyfikacji jest równa odkształceniu zębów przy nominalnym obciążeniu [4]. Modyfikacja wykazuje małą skuteczność bądź może przyczynić się do wzrostu drgań i hałasu podczas pracy przekładni przy innym niż nominalny lub zmiennym obciążeniu, a także w przypadku występowania znacznych odchyłek wykonawczych.

2. WYNIKI BADAŃ

W celu określenia wpływu zastosowania modyfikacji zarysu zębów na wibroaktywność przekładni zębatej przeprowadzono badania symulacyjne z wykorzystaniem zidentyfikowanego modelu dynamicznego stanowiska z przekładniami pracującymi w układzie mocy krążącej [5, 6]. Obliczenia wykonano dla zazębien: prostego oraz śrubowego w zakresie prędkości obrotowej wału koła $n_2 = 0\div 3600$ obr./min z krokiem obliczeniowym co 300 obr./min i dla obciążeń jednostkowych $Q = 1,5$ i 4,0 MPa. Uwzględniono występowanie odchyłek podziałki o maksymalnej wartości określonej 6. klasą dokładności wykonania.

Zweryfikowano skuteczność dwóch rodzajów modyfikacji: po długiej ewolwencji (typ A) i po krótkiej ewolwencji (typ B, wg MAAG). Wpływ modyfikacji oceniano przez porównanie wyników obliczeń wartości współczynników dynamicznych i wartości skutecznych prędkości drgań poprzecznych wału zębniaka oraz koła.

Wprowadzone do programu parametry kół zębatych, w przypadku zazębienia prostego, wyszczególniono w tabeli 1.

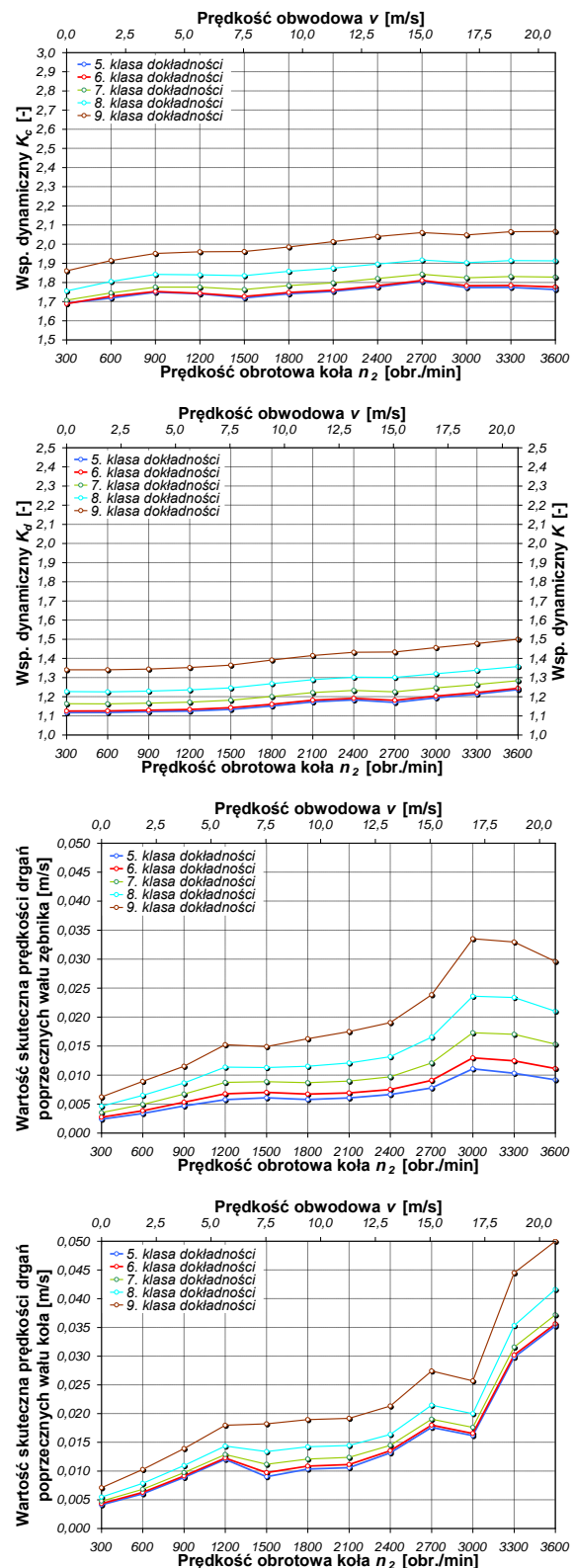
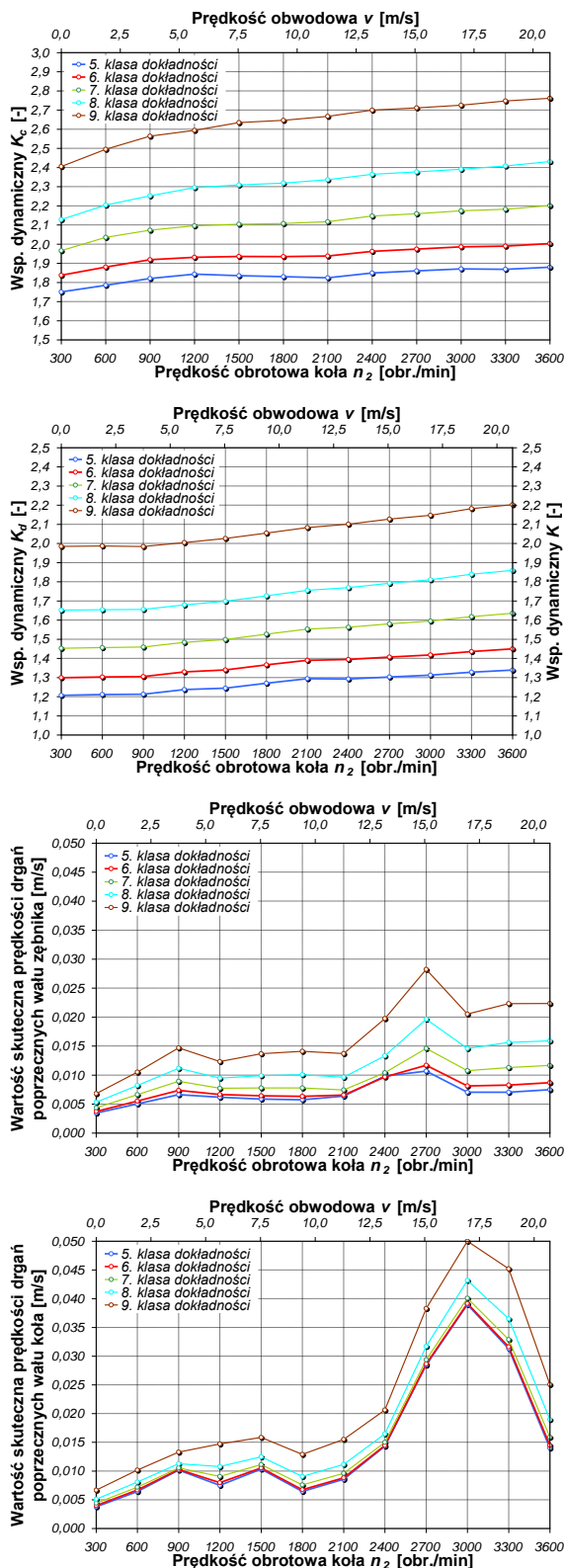
Tabela 1. Parametry kół zębatych użytych w badaniach numerycznych
Tafel 1. Die Parameter der Zahnräder gebraucht in den Forschen

Liczba zębów zębniaka, z_1 [-]	16
Liczba zębów koła, z_2 [-]	24
Moduł, m [mm]	4,5
Nominalny kąt przyporu, α_0 [°]	20
Odległość osi współpracujących kół, a_w [mm]	91,5
Współczynnik korekcji zębniaka, x_1 [-]	0,316
Współczynnik korekcji koła, x_2 [-]	0,048
Szerokość zazębienia, b [mm]	20
Czołowy wskaźnik zazębienia, ε_α [-]	1,428

Wpływ klasy dokładności oraz prędkości obrotowej i obwodowej na wartości współczynników dynamicznych, a także wartości skuteczne prędkości drgań poprzecznych wału zębniaka i wału koła (w przypadku zazębienia prostego) przedstawiono na rys. 1 (koła bez modyfikacji), a na rys. 2 i 3 odpowiednio dla kół z modyfikacją zarysu po długiej i krótkiej ewolwencji.

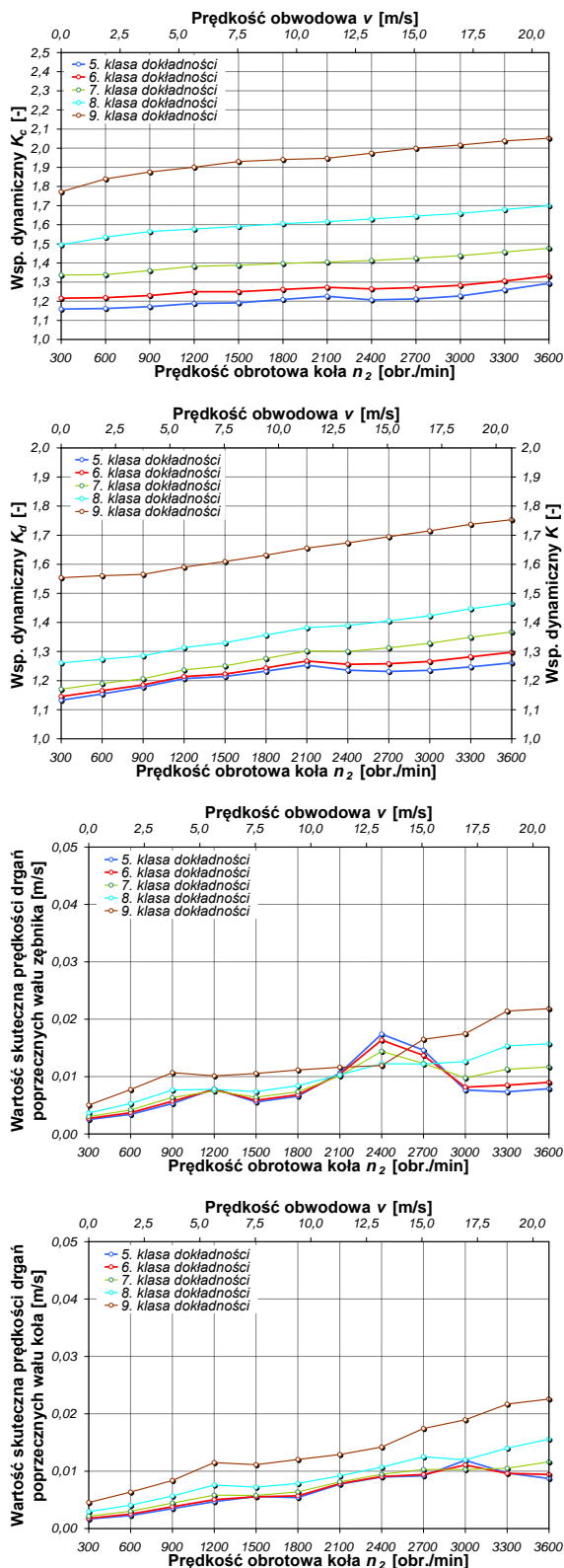
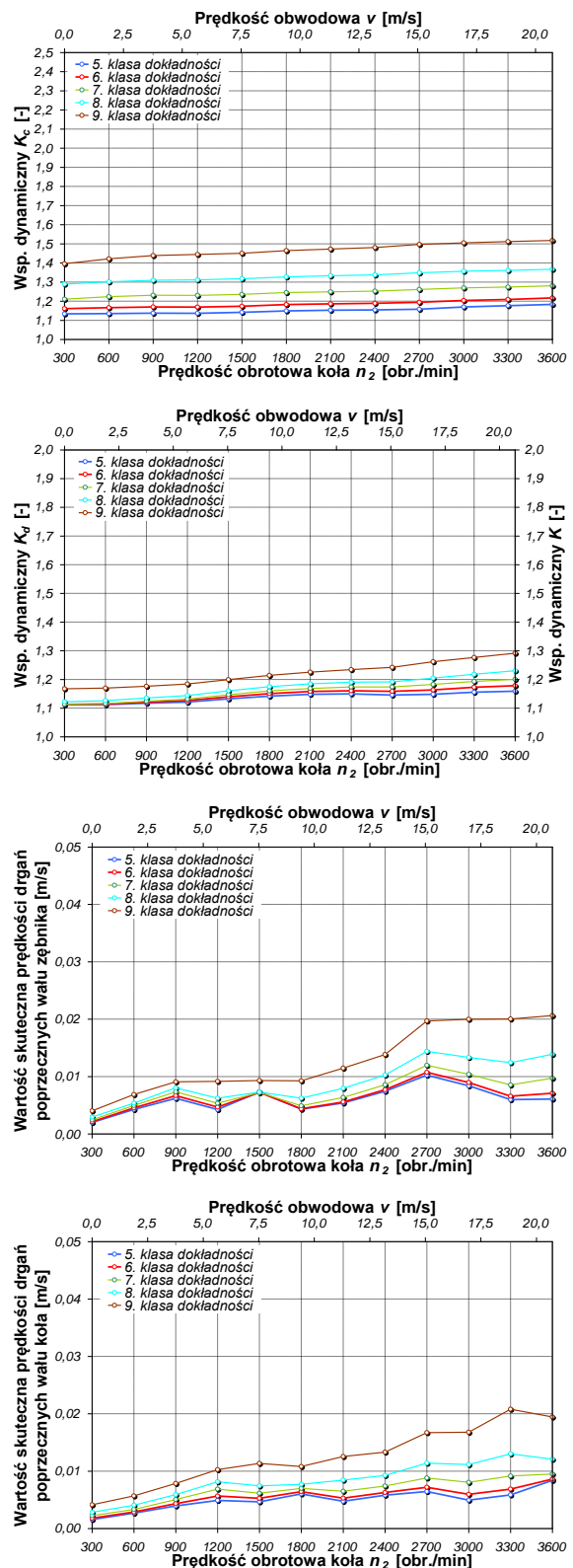
a) obciążenie jednostkowe $Q = 1,5 \text{ MPa}$

b) obciążenie jednostkowe $Q = 4,0 \text{ MPa}$



Rys. 1. Wpływ klasy dokładności oraz prędkości obrotowej na wartości współczynników dynamicznych K_c , K_d i K oraz wartości skuteczne prędkości drgań poprzecznych wałów; a) obciążenie $Q = 1,5 \text{ MPa}$, b) obciążenie $Q = 4,0 \text{ MPa}$

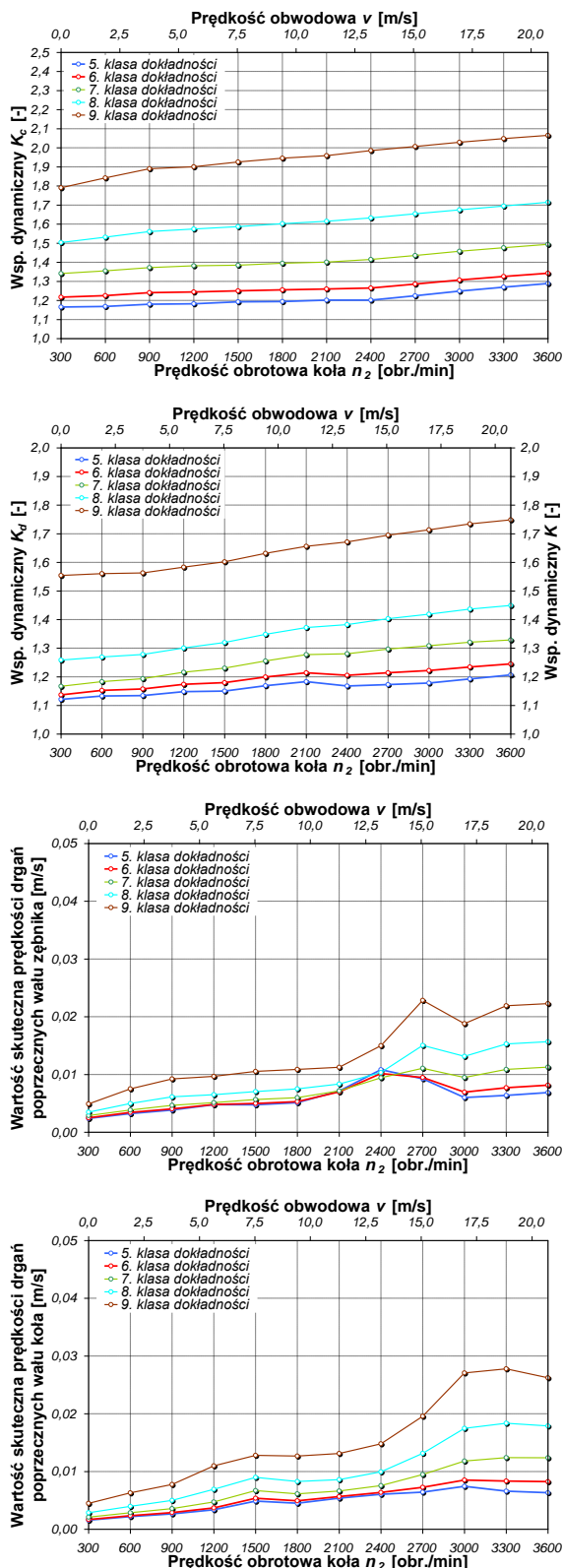
Bild 1. Der Einfluss der Klasse der Genauigkeit und der Drehzahl auf die Werte dynamischer Koeffizienten K_c , K_d und K und die Effektivwerte der Geschwindigkeiten der Wällequerschwingungen; die Belastung: a) $Q = 1,5 \text{ MPa}$, b) $Q = 4,0 \text{ MPa}$

a) obciążenie jednostkowe $Q = 1,5 \text{ MPa}$ b) obciążenie jednostkowe $Q = 4,0 \text{ MPa}$ 

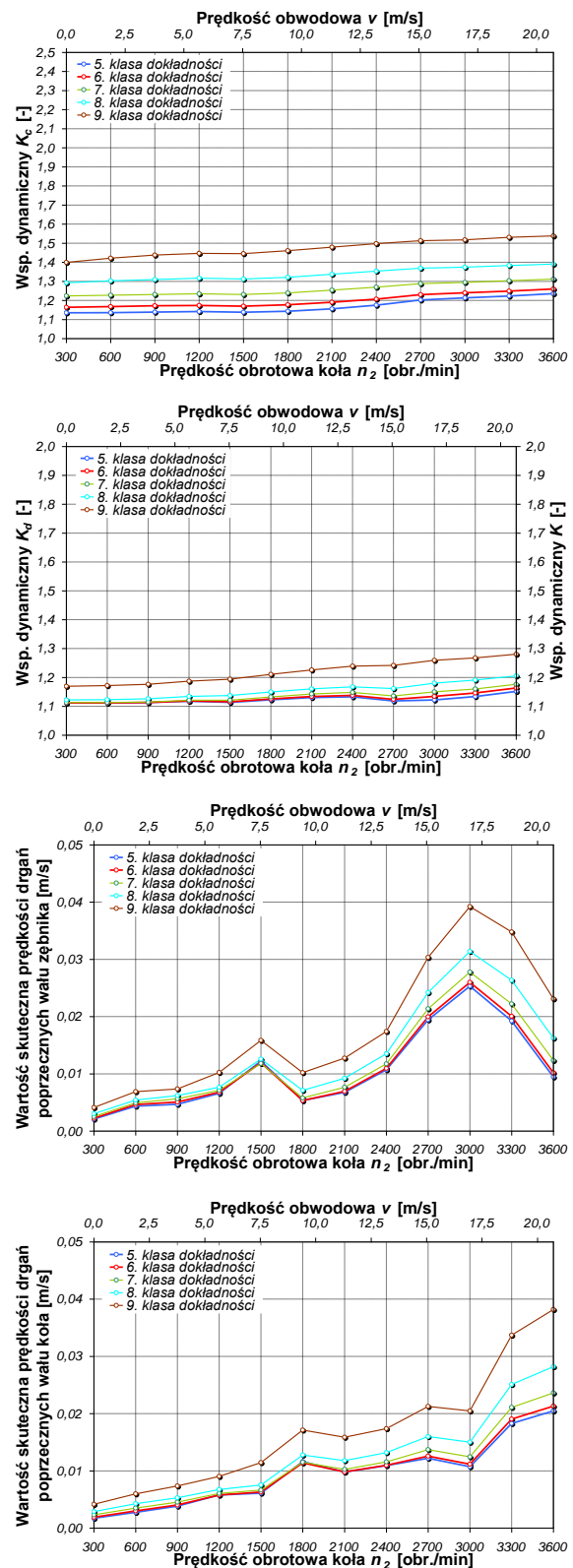
Rys. 2. Wpływ modyfikacji zarysu (typ A) oraz prędkości obrotowej na wartości współczynników dynamicznych K_c i K_d i K oraz wartości skuteczne prędkości drgań poprzecznych wałów; a) obciążenie $Q = 1,5 \text{ MPa}$, b) obciążenie $Q = 4,0 \text{ MPa}$

Bild 2. Der Einfluss der Profilkorrektur (Typ A) und der Drehzahl auf die Werte dynamischer Koeffizienten K_c , K_d und K und die Effektivwerte der Geschwindigkeiten der Wälzequerschwingungen; die Belastung: a) $Q = 1,5 \text{ MPa}$, b) $Q = 4,0 \text{ MPa}$

a) obciążenie jednostkowe $Q = 1,5 \text{ MPa}$



b) obciążenie jednostkowe $Q = 4,0 \text{ MPa}$



Rys. 3. Wpływ modyfikacji zarysu (typ B, MAAG) oraz prędkości obrotowej na wartości współczynników dynamicznych K_c i K_d oraz wartości skuteczne prędkości drgań poprzecznych wałów; a) obciążenie $Q = 1,5 \text{ MPa}$, b) obciążenie $Q = 4,0 \text{ MPa}$

Bild 3. Der Einfluss der Profilkorrektur (Typ B, MAAG) und der Drehzahl auf die Werte dynamischer Koeffizienten K_c und K_d und die Effektivwerte der Geschwindigkeiten der Wällegequerschwingungen; die Belastung: a) $Q = 1,5 \text{ MPa}$, b) $Q = 4,0 \text{ MPa}$

3. PODSUMOWANIE

W przypadku zazębienia prostego zastosowanie modyfikacji zarysu zębów zarówno po długiej (rys. 2), jak i po krótkiej ewolwencji (rys. 3), w całym badanym zakresie prędkości obrotowych przyczyniło się do obniżenia wartości współczynników dynamicznych kół zębatych wykonanych w klasach od 5. do 9., o kilkadziesiąt procent w porównaniu z zazębieniem niemodyfikowanym (rys. 1). Modyfikacja pozwala znacząco obniżyć wpływ niedokładności wykonania kół i przyczynić się do zmniejszenia drgań wałów w przekładni.

Dokładna analiza wykresów pozwala zauważyć, że modyfikacja po długiej ewolwencji umożliwiła większą redukcję wartości skutecznych prędkości drgań poprzecznych wału zębniaka i koła w porównaniu z modyfikacją po krótkiej ewolwencji.

W przypadku zazębienia śrubowego na podstawie przeprowadzonych obliczeń stwierdzono, że zastosowanie modyfikacji zarysu zębów nie przyczyniło się do istotnych zmian współczynników dynamicznych w stosunku do kół bez modyfikacji. Nieznaczne zmiany wystąpiły w przebiegach wartości skutecznych prędkości drgań poprzecznych wałów.

Bibliografia

1. Ryś J.: Obciążenie dynamiczne na powierzchni zębów przekładni o modyfikowanych zarysach. VIII Konferencja Naukowo–Techniczna „Przekładnie Zębate”, Katowice 1978.
2. Müller L.: Przekładnie zębate. Obliczenia wytrzymałościowe. WNT, Warszawa 1972.
3. Klekot G.: Modyfikacja profilu zęba a własności wibroakustyczne przekładni zębatej. XVIII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Kielce–Ameliówka 1997.
4. Łączkowski R.: Wibroakustyka maszyn i urządzeń. WNT, Warszawa 1983.
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. Łazarz B., Peruń G.: Identification and verification of simulation model of gears working in circulating power system. Diagnostyka, nr 4 (52)/2009.

Recenzent: Dr hab. inż. Andrzej Grządziela, prof. nzw. Akademii Marynarki Wojennej

Praca wykonana w ramach projektu BW-488/RT2/2010