

Janusz ROGULA¹

METODY OBNIŻENIA POZIOMU HAŁASU NAPĘDU W TOKARKACH

Streszczenie. Celem tego artykułu jest przedstawienie metody na obniżenie poziomu hałasu wrzeciennika tokarek. Wiąże się ona z ustaleniem przyczyn nierównomiernej pracy zespołu wrzeciennika, opisaniem obecnej konstrukcji i jej analizą. Problem nadmiernego hałasu dotyczy ok. 35% wyprodukowanych tokarek. Pomimo tego do chwili obecnej nie stworzono systemowego rozwiązania zagadnienia i nie przeprowadzono optymalizacji konstrukcji po zastosowaniu silnika z falownikiem pozwalającym na płynną zmianę prędkości i kierunku obrotów wrzeciona tokarki. Nowe rozwiązanie napędu pozwoliło zmniejszyć liczbę kół zębatych w systemie napędu tokarki, jednakże dla tej konstrukcji nie przeanalizowano wpływu poszczególnych elementów na generowanie hałasu.

Słowa kluczowe: tokarka, hałas, analiza, projekt

METHODS OF NOISE LEVEL REDUCTION OF DRIVE IN LATHES

Summary. The aim of this work is method presentation to noise level reduction of fixed headstock of the lathe. It is connected with the causes finding of non-uniform work of lathe headstock, description of recent design and its analysis. Problem of the excessive noise level concern to near 35% of the lathes have been produced. In spite of lack of noise reduction possibility there were no system solution of problem. Design optimisation weren't done after application the electric motor with inverter. New solution of electric motor control let to reduce number of gear wheels in lathe drive system. For this drive solution there weren't made the analysis of drive particular parts influence on the noise generation.

Keywords: lathe, noise, analysis, design

1. WPROWADZENIE

Właściwie zaprojektowana przekładnia zębata stanowiąca część układu przeniesienia napędu umożliwia w tokarkach prawidłową i bezobsługową ich pracę przy zachowaniu zaleceń eksploatacyjnych. Awarie przekładni zębatych są przyczyną długotrwałych, a w związku z tym kosztownych postojów i remontów, dlatego są one poddawane szczegółowej analizie, począwszy od etapu konstrukcyjnego, poprzez ścisły nadzór nad technologią wykonania i montażu, kontrolą warunków eksploatacyjnych i coraz częściej stosowane ciągle monitowanie ich stanu technicznego i jakości pracy.

¹ Institute of Aviation, Processing and Power Machines Engineering, Wrocław University of Technology, Wrocław, Poland, e-mail: janusz.rogula@pwr.wroc.pl

Problemy eksploatacyjne w układach przeniesienia napędu tokarki można podzielić na dwie grupy: zjawiska powodujące hałas występujące podczas pracy całego układu oraz problemy charakterystyczne dla przekładni zębatych wywoływane przez współpracę elementów sztywnych – zęby kół. Do zjawisk należących do pierwszej grupy należy przyjąć rozkład obciążeń związany z przeniesieniem obrotów za pomocą przekładni pasowych. Należą do nich: usytuowanie koła na wale, zużywanie elementów – ścieranie się kół pasowych, wycieranie powierzchni czynnej pasów, wydłużanie pasów, wzrost temperatury będący wynikiem tarcia współpracujących elementów oraz drgania wywołwane przez układ, w którym głównym źródłem są elementy pośredniczące – pasy. Przy tym istotny wpływ na jakość pracy układu przeniesienia napędu, a więc i przekładni zębatych mają: wprowadzająca naprężenie poprzeczne siła naciągu pasa oraz drgania wprowadzane do układu.

Przy współpracy zębów kół, które należy traktować jak cyklicznie powtarzane wzajemne tarcie i uderzenia o siebie dwóch utwardzonych i sztywnych elementów, jednym z głównych problemów są: gwałtowny i w praktyce niemożliwy do zmierzenia wzrost temperatury na powierzchni styku par zębów oraz samo zjawisko tarcia. Wywołują one niekorzystne warunki pracy i mogą prowadzić do uszkodzenia powierzchni zębów, a w rezultacie do zniszczenia przekładni. Należy tutaj podkreślić, że zjawiska implikują się wzajemnie.

2. OPIS WRZECIENNIKA

Analizie konstrukcji poddano wrzeciennik tokarek TUR MN, które są nowoczesnymi, sterowanymi numerycznie obrabiarkami o budowie modułowej. Dane techniczne tokarki to: moc maksymalna 13 kW, maksymalny moment obrotowy: 1450 Nm, liczba biegów: 2, obroty: 1. zakres 0-430 obr/min, 2. zakres 200-2500 obr/min, smarowanie natryskowe, olej HL35S. W tabeli 1 przedstawiono schemat układu napędu oraz jego fotografie.

Tabela 1

Schemat napędu tokarki

schemat	widok z zewnątrz	przekładnia
		

Wrzeciennik tokarek TUR MN to wielostopniowa przekładnia zębata o stałych osiach, z kołami o zębach prostych. Przekładnia stanowi główny podzespół przeniesienia napędu z silnika głównego na obrabiany przedmiot. Korpus wrzeciennika jest wykonany z żeliwa ZI300, dopuszczalna odchyłka niewspółosiowości otworów to $\pm 0,02$. Napęd z silnika głównego jest przenoszony za pomocą wysokoprofilowego pasa wieloklinowego JB 1450I. Wały przekładni są wykonane ze stali 41Cr4 – wytrzymałość materiału dla odzerowo-

tętniącego zginania i skręcania $k_{go}=114\text{MPa}$; $k_{sj}=124\text{MPa}$. Wał czynny (napędowy) jest wałem wielostopniowym, wał pośredniczący to wał gładki z pełnymi czopami pod łożyska, wrzeczono jest wałem gładkim drążonym. Koła pasowe są wykonane z żeliwa ZI300. Koła pasowe oraz podzespół wrzeczona są wyważane dynamicznie – dopuszczalna odchyłka: 10 gcm. Koła zębate są wykonane w 6: klasie dokładności (materiał CR45). Pomimo wysokiej kultury technicznej montażu i dokładności prowadzonej kontroli jakości stwierdzono wysoki poziom hałasu przekładni, co nie spełnia rygorystycznych norm przeciwdziałania wpływowi hałasu i jest niezgodne z założeniami.

W celu obniżenia poziomu hałasu stosowane są doraźne środki w postaci zmniejszenia wysokości zębów, co nie przynosi jednoznacznego efektu. Rodzaj hałasu wzbudzanego przy pracy maszyny zgodnie z obowiązującą w literaturze klasyfikacją [1] należy określić jako klekotanie oraz gwizdanie, przy czym w większości przypadków klekotanie jest słyszalne w całym zakresie obrotów bez względu na używany bieg tokarki, natomiast gwizdanie i przekroczenie dopuszczalnego poziomu hałasu pojawia się na drugim przełożeniu po przekroczeniu 1400 obr/min. Zaobserwowano również zależność poziomu hałasu od kierunku obrotów – charakterystyka dźwięku pozostaje bez zmian, ale przy podstawowym kierunku obrotów – „do operatora” maszyny – jest on wyższy. Charakterystyka akustyczna w przypadku maszyn niemieszczących się w dopuszczonym normą poziomie hałasu 80 dB [2] w sposób znaczący pogarsza jakość tokarek i niejednokrotnie jest podstawą reklamacji.

3. CEL PRACY

Celem tej pracy jest zaproponowanie rozwiązań pozwalających na przeprowadzenie zmian konstrukcyjnych elementów napędu tokarki w celu obniżenia poziomu hałasu wrzeciennika. Należało ustalić przyczyny nierównomiernej pracy zespołu wrzeciennika przez wskazanie elementów generujących powstawanie drgań własnych układu, które przekładają się na nierównomierną charakterystykę akustyczną układu.

Dla ustalenia przyczyn przekraczania dopuszczonego normą DIN 456335 poziomu hałasu wrzecienników oraz powodów nierównomiernej pracy zespołu napędowego wykonano:

1. obliczenia konstrukcyjne zgodnie z wytycznymi wg PN-ISO 6336-1: 2000; PN-ISO 6336-2: 2000; 6336-3: 2001 metoda C; porównanie wyników obliczeń ze stosowanymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi: ustalenie rozbieżności i ich potencjalny wpływ na jakość pracy przekładni. Analizie podlegają: konstrukcja przekładni pasowej, konstrukcja przekładni zębatej oraz metody smarowania kół zębatych i łożysk tocznych;
2. analizę widma hałasu przekładni zębatej w celu weryfikacji wyników analizy obliczeniowej i wpływu istniejących błędów konstrukcyjnych na poziom i jakość hałasu wielostopniowej przekładni zębatej.

4. ANALIZA KONSTRUKCJI

Analizie poddano cały układ napędowy; obliczeniowo sprawdzono konstrukcję przekładni pasowej, konstrukcję przekładni zębatej, konstrukcję wałów, metody smarowania kół zębatych i łożysk tocznych. W proponowanych rozwiązaniach należy uwzględnić ograniczenia wymiarowe wynikające z istniejącej konstrukcji, technologii stosowanej w fabryce oraz czynniki ekonomiczne.

4.1. Konstrukcja przekładni pasowej

W tokarkach TUC MN jest stosowany pas wysokoprofilowy multi v-belt JB z silnika głównego na wał napędowy wrzeciennika. W analizowanej konstrukcji jest używany relatywnie sztywny pas przy jednoczesnym zastosowaniu kół pasowych o małych średnicach, co zwiększa stopień ugięcia pasa. Zgodnie z [1] niewłaściwy dobór pasa i średnic kół pasowych poza wpływem na właściwe przenoszenie momentu obrotowego może powodować niestabilną pracę przekładni i nierównomierne obciążanie łożysk.

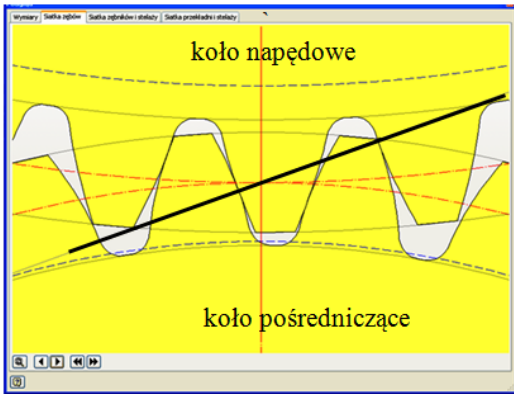
Przeprowadzone obliczenia wykonane na podstawie algorytmu zgodnego z PN, przedstawionego w [3], zweryfikowano za pomocą programu doboru pasów producenta firmy Gates. Stosowany pas JB przenoszący napęd wymaga siły naciągu 750 N. Duża sztywność pasa wymaga zastosowania większego napięcia wstępnego niż wynikający z obliczeń.

4.2. Konstrukcja przekładni zębatej

Analizie poddano wszystkie pary kół dla pierwszej i dla drugiej prędkości wrzeciona. W tabeli 2 przedstawiono przykładowy wynik analizy graficzno-obliczeniowej, wykonanej zgodnie z [4], dla podstawowej pary kół.

Tabela 2

Analiza graficzno-obliczeniowa podstawowej pary kół

Koło napędowe - koło pośredniczące			
Współczynnik wewnętrznych sił dynamicznych	K_{Hv}	1,628	1,628
Współczynnik obciążenia podłużnego	$K_{H\beta}$	1,404	1,265
Współczynnik obciążenia poprzecznego	$K_{H\alpha}$	1,119	1,119
Współczynnik zazębienia jednoparowego	ZB	1,014	1,000
Prędkość maksymalna	n	3395 obr/min	2070 obr/min
Prędkość rezonansowa	$N_{\varepsilon 1}$	6129 obr/min	
koła w zazębieniu widoczna linia przyporu 			

Wyniki analizy obliczeniowej i graficzno-numerycznej potwierdzają prawidłowość konstrukcji kół zębatach i bardzo duży naddatek w stosunku do prędkości rezonansowej. Koła zębata przenoszą zadane obciążenia. Należy podkreślić, że przeniesienie napędu jest realizowane z bezpiecznym nadmiarem. Analiza jakości współpracy kół zębatach w przypadku zazębienia koła czynnego (napędowego) z kołem pośredniczącym i koła pośredniczącego z kołem napędzanym w II zakresie obrotów wykazuje dobrą współpracę. Z analizy zazębienia modyfikowanego dla koła pośredniczącego ($z=25$) z kołem napędzanym ($z=75$) wynika, że mają one ze względów konstrukcyjnych współmierną (oba nieparzystą) liczbę zębów, a uderzenia tych samych zębów są przyjmowane w miarę regularnie; może potencjalnie nastąpić zwiększenie poziomu hałasu. Jednakże wykonane pomiary hałasu i jego ocena jakościowa dla I zakresu obrotów nie wykazują znaczących nieprawidłowości charakterystyki akustycznej przekładni.

4.3. Konstrukcja wałów i łożysk

Analiza obliczeniowa wszystkich wałów i łożysk napędu tokarki wykazała istniejące błędy konstrukcyjne wału napędowego istotne dla generowania nadmiernego hałasu. Jednym z potencjalnych źródeł nadmiernego hałasu przekładni i jej nieregularnej pracy są gwałtowne zmiany średnic. W istniejącej konstrukcji w związku z gwałtownym zmniejszeniem średnic z 55 mm na 35 mm wał jest poddawany działaniu karbu, co ma istotny wpływ na powstawanie drgań odkarbowych i jest przyczyną zmiennej sztywności zazębienia. W tabeli 3 w celu ilustracji przedstawiono analizę konstrukcji wału dla istniejącego i proponowanego rozwiązania.

Wał wrzeciona (tab. 1) z racji swojej funkcji jest podpierany zespołem łożysk od strony roboczej i pojedynczym łożyskiem z tyłu. Stosowane łożysko ma zbyt małą nośność, co w zdecydowany sposób pogarsza jakość pracy przekładni i także może być przyczyną nadmiernego hałasu i nierównomiernej pracy przekładni.

Tabela 3

Porównanie konstrukcji i proponowanych zmian

Istniejąca konstrukcja				Konstrukcja wg obliczeń			
A wał napędowy B				A wał napędowy B			
łożyskowanie wału napędowego				łożyskowanie wału napędowego			
podpora A		podpora B		podpora A		podpora B	
typ	6311	typ	6307	typ	6311	typ	6408
nośność nominalna	75 kN	nośność nominalna	40,2kN	nośność nominalna	75 kN	nośność nominalna	63kN
nośność wymagana	61 kN	nośność wymagana	55,6kN	nośność wymagana	61 kN	nośność wymagana	55,6kN
A wał pośredniczący B				A wał pośredniczący B			

4.4. Układ smarowania

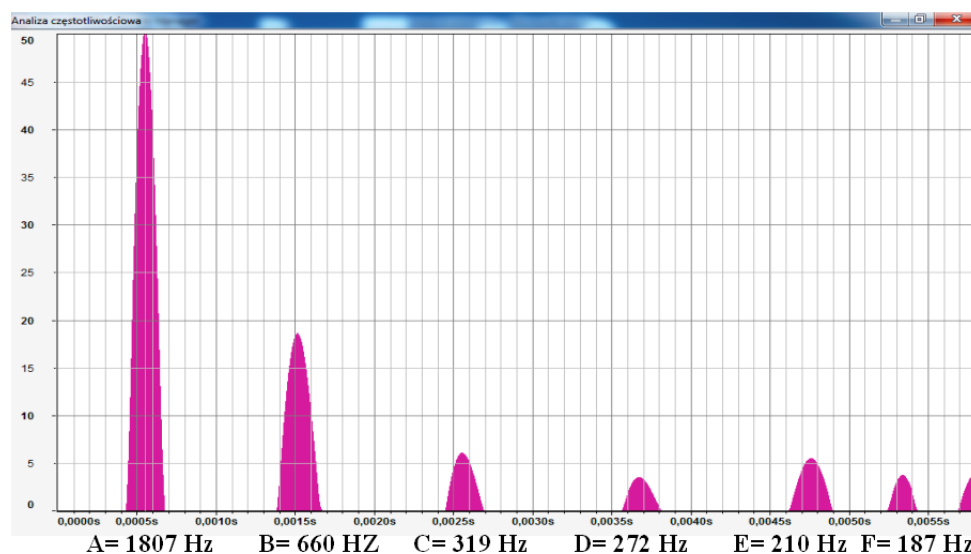
W trakcie pomiarów poziomego hałasu analizowanej przekładni zębatej zaobserwowano zależność poziomego hałasu od kierunku obrotów; przy podstawowym kierunku obrotów – „do operatora” – maszyny są głośniejsze. Sprawdzone kartę charakterystyki oleju – środek został dobrany prawidłowo. Opierając się na zaleceniach producentów oleju [5], sprawdzono sposób nanoszenia smaru na koła zębate. Sprawdzone również temperaturę pracy przekładni; jej przyrost nie ma znaczącego wpływu na lepkość oleju. Olej jest natrykiwany na koła jednostronnie i w związku z powyższym tworzy zdolną do tłumienia hałasu i właściwego smarowania kół warstwę tylko w kierunku obrotów „od operatora” (zdjęcie przekładni – tabela 1). W trakcie podstawowych obrotów maszyny nie ma możliwości wytworzenia się prawidłowego filmu olejowego na zębach współpracujących kół. Doprowadzany jedynie od góry, olej jest rozbijany przez zęby kół na mgłę i rozrzucający wewnątrz wrzeciennika, nie utrzymuje się jednak w dostatecznym stopniu na zębach kół. Błędy w doprowadzeniu oleju na koła zębate powodują ich niewystarczające smarowanie, ograniczają więc w znacznym stopniu skuteczność podstawowej biernej metody ograniczenia hałasu przekładni zębatej.

5. ANALIZA WIDMA HAŁASU

Do analizy widma hałasu wybrano fragmenty zarejestrowanych zapisów dla stałych prędkości obrotowych [6]. Wykonano analizę widma hałasu dla 16 wybranych prędkości obrotowych silnika od 1000 obr/min do 2500 obr/min, zwiększając prędkość co 100 obr/min. Mierzono poziom hałasu emitowanego przez fabrycznie nowe obrabiarki, wyznaczano widma sygnału, odniesiono wyniki analizy do obliczonych częstotliwości podzespołów i porównano wyniki analizy widma hałasu z wynikami analizy obliczeniowej, przy czym zgodnie z założeniami pracy analiza sygnału jest w tej pracy metodą pomocniczą.

Pomiary wykonano przy użyciu cyfrowego miernika poziomu dźwięku pierwszej klasy dokładności z filtrem korekcyjnym A o rozdzielczości pomiaru 0,1 dB.

Na rys. 1 przedstawiono przykładowy wykres widma hałasu w funkcji autokorelacji dla prędkości obrotowej 2100 obr/min.



Rys. 1. Widmo hałasu w funkcji autokorelacji dla 2100 obr/min

Fig. 1. Noise spectrum in autocorrelation function for 2100 rpm

Najwyższy prążek ma położenie 0,0005 sekundy, częstotliwość 1807 Hz, co odpowiada wynikom obliczonych częstotliwości zazębienia się kół wałów napędzającego i pośredniczącego. Prążek oznaczony literą F jest obrazem hałasu o częstotliwości ok. 187 Hz i pokrywa się z czterokrotnością częstotliwości obrotowej wału napędowego. Taki wynik pozwala na stwierdzenie, że wykazany w wyniku przeprowadzonej wcześniej analizy obliczeniowej błąd konstrukcyjny wału jest jednym ze źródeł hałasu tła. Harmoniczna oznaczona jako C o częstotliwości ok. 319 Hz występuje w zakresie czterokrotnej częstotliwości obrotowej pasa, co pozwala stwierdzić, że trzecia harmoniczna jest generowana przez przekładnię pasową. Składowe D i E – odpowiednio 272 Hz i 210 Hz – trudno jest jednoznacznie przypisać do którejkolwiek z wielokrotności częstotliwości obrotowych elementów, mogą być to hałasy powstające między innymi w wyniku wzajemnego nakładania się fal akustycznych wewnątrz przekładni lub związane z propagacją dźwięku w materiale korpusu.

Biorąc pod uwagę wyniki analizy obliczeniowej łożyskowania wałów i wykazany błąd w doborze łożyska wału napędowego oraz analizę widma hałasu, można przyjąć założenie, że harmoniczna B o częstotliwości ok. 660 Hz jest wielokrotnością ($B = 14 * 47,6 \text{ Hz}$) częstotliwości obrotowej wału, co pozwala na przyjęcie założenia, że przeciążone łożysko jest jednym z głównych źródeł hałasu analizowanej wielostopniowej przekładni zębatej. Należy podkreślić, że wyniki analizy widma hałasu dla wszystkich badanych prędkości obrotowych są jednoznacznie zbieżne. Harmoniczne kolejnych rzędów, pojawiające się na wykresach analizy widma w postaci niższych, często znacznie szerszych prążków, nie mają znaczącego wpływu na rejestrowaną jakość hałasu, lecz ich wytłumienie jest istotne dla obniżenia poziomu głośności przekładni. Zmniejsza się wtedy bowiem hałas tła, tzw. szum, w wyniku redukcji lub całkowitego wytłumienia jednej harmonicznej niższego rzędu; można uzyskać pożądany efekt w postaci obniżenia poziomu hałasu o ok. 2 dB.

6. WNIOSKI I ZALECENIA KONSTRUKCYJNE

Uwzględniając wyniki przeprowadzonej analizy obliczeniowej, za najbardziej prawdopodobne źródła hałasu średnio- i niskoczęstotliwościowego uznano wykryte w jej toku błędy konstrukcyjne:

1. niewłaściwie dobrane średnice wału napędowego. W istniejącej konstrukcji w związku z gwałtownym zmniejszeniem średnic z 55 mm na 35 mm wał jest poddawany działaniu karbu, co ma istotny wpływ na powstawanie drgań odkarbowych i jest przyczyną zmiennej sztywności zazębienia;
2. niewłaściwie dobrane łożysko wrzeciona tokarki, które podlega nadmiernym obciążeniom i emituje drugą harmoniczną sygnału, ma więc przeważający wpływ na poziom hałasu generowany przez analizowany układ przeniesienia napędu;
3. należy zmienić pas napędowy na np. pas zespolony micro v-belt o profilu L, który cechujące się większą elastycznością i większą zdolnością tłumienia drgań. Należy również zaznaczyć, że przekładnie pasowe, w których są stosowane pasy micro v-belt, generują niższy poziom hałasu od przekładni z pasami JB o profilu L. Równocześnie pas micro v-belt wymaga siły naciągu 500 N. Wynika z tego, że zastosowanie nowego pasa zmniejszy naprężenia o 30%. Redukowanie naprężeń na wejściu do przekładni jest jedną z podstawowych i zarazem najbardziej skutecznych metod obniżania poziomu hałasu przekładni zębatych.

Bibliografia

1. Jaśkiewicz Z., Wasilewski A., Układy napędowe pojazdów samochodowych: Obliczenia projektowe. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2005, s. 268.
2. DIN 456335, p. 16.
3. Kurmaz L., Kurmaz O., Podstawy konstruowania węzłów i części maszyn, Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2011.
4. Obliczenia za pomocą programu Autodesk Inventor Professional 2011 wg: Metoda obliczeń wytrzymałościowych – ISO 6336:1996.
5. Poradniki firm ELF, <http://www.elf.com.pl/dobor.php>, dostęp: 20.05.2013, i Total, Przemysłowe środki smarne, Poradnik, Total, 2003.
6. Cempel C., Diagnostyka wibroakustyczna maszyn, PWN, Warszawa 1989.