

# Niejednoznaczność diagnostyczna testu impulsowego w badaniach empirycznych pił tarczowych do drewna

## The diagnostic ambiguity of the impact test in empirical research of circular saw blades for wood

KAZIMIERZ A. ORŁOWSKI  
ANNA KACZMAREK\*

DOI: 10.17814/mechanik.2016.8-9.274

Zachowanie piły podczas pracy – zarówno w trakcie przecinania, jak i na biegu luzem – zależy w dużym stopniu od konstrukcji piły i częstotliwości własnych narzędzi, które można określać doświadczalnie za pomocą testu harmonicznego bądź impulsowego. Wyniki badań wykazały, że ten ostatni nie gwarantuje prawidłowego przypisania częstotliwości charakterystycznych widma do odpowiadających im rzeczywistych postaci drgań wynikającym z testu harmonicznego.

**SŁOWA KLUCZOWE:** piła tarczowa, test impulsowy, test harmoniczny, krytyczna prędkość obrotowa

*Behavior of the saw blade during cutting and also in idling is affected by a tool design and its natural frequencies. The latter could be determined experimentally either in harmonic or impact tests. The obtained results revealed that the impact test does not guarantee the proper way to attribute characteristic frequencies in the spectra to the real modes of vibrations obtained in the harmonic test.*

**KEYWORDS:** circular saw blade, impact test, harmonic test, critical rotational speed

W pilarkach tarczowych używanych w przerobieniu drewna spotyka się piły tarczowe mocowane za pomocą kołnierzy lub piły nietwierdzone na wrzecionie i prowadzone za pomocą prowadnic odpowiedzialnych za położenie narzędzia względem przecieranego surowca [5]. Rozwiązanie z prowadnicami jest powszechnie stosowane w Ameryce Północnej ze względu na większą stabilność dynamiczną pił i możliwość pracy nawet z prędkością obrotową równą prędkości obrotowej krytycznej [4, 5]. Z kolei piły tarczowe mocowane w kołnierzach powinny pracować z prędkościami obrotowymi niższymi od prędkości obrotowej krytycznej narzędzia [2, 10, 12, 13]. Na podstawie analizy drgań poprzecznych obracającej się piły tarczowej przyjmuje się, że są one efektem złożenia dwu fal, z których jedna przemieszcza się zgodnie z kierunkiem obrotu piły, a druga – w kierunku przeciwnym. Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej ich częstotliwości ulegają zmianie i gdy częstotliwość fali biegnącej w tył osiąga wartość 0, to ma się do czynienia z prędkością obrotową krytyczną [2, 6, 10÷12]. Przy tej prędkości gwałtownie spada wartość sztywności poprzecznej piły, co może się objawiać błędzeniem narzędzia w materiale (spadkiem dokładności przecinania) [10÷12].

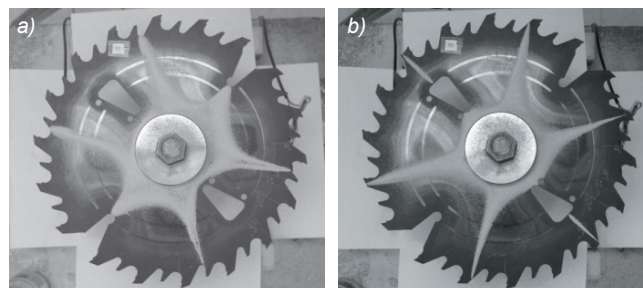
Częstotliwości własne piły ( $f_{(n=0)}$ ) można obliczać metodą elementów skończonych (MES) [1, 2]. Jednakże z powodu częstych błędów obliczeniowych, a przede wszystkim trudności z uwzględnieniem w modelu operacji naprężania brzeszczotu, bardziej powszechne wydaje się wyznaczanie ich eksperymentalnie [1, 6, 9, 11, 14, 15]. Wśród metod empirycznych najbardziej wiarygodna, lecz bardzo

żmudna, jest metoda wykorzystująca test harmoniczny [1, 3, 8, 11, 14]. Znacznie wydajniejsza i dająca dobre efekty w przypadku pił o prostej konstrukcji jest metoda, w której wykorzystuje się test impulsowy [7, 15]. Do pomiaru przemieszczeń piły spowodowanych wymuszeniem impulsowym można w niej wykorzystać czujnik indukcyjny [7, 15] lub dobrej klasy mikrofon pomiarowy, albo zastosować metodę wizyjną [7, 9].

W artykule przedstawiono ocenę przydatności metody impulsowej w badaniach pił tarczowych o skomplikowanej konstrukcji, których przykładem jest piła typu „Multix”.

### Metodyka i analiza wyników badań

Przedmiotem badań była piła typu „Multix” (firmy ASPI sp. z o.o. sp. komandytowa) o następujących parametrach: średnica zewnętrzna  $D = 350$  mm, średnica otworu  $d = 30$  mm, grubość brzeszczotu  $a = 2,8$  mm, liczba zębów  $z = 18 + 4$  (noże czyszczące), liczba zębów pośrednich niebiorących bezpośredniego udziału w przecinaniu  $z_p = 16$ . Piła była mocowana w kołnierzach o średnicy  $A = 90$  mm (współczynnik mocowania  $A/D = 0,26$ ).



Rys. 1. Zaobserwowane postaci drgań, z trzema średnicami węzłowymi, piły typu „Multix” z zębami pośrednimi i nożami czyszczącymi, gdzie: a) postać drgań  $k' = 3$  ( $f_{(n=0)} = 314,9$  Hz), b) postać drgań  $k = 3$  ( $f_{(n=0)} = 341,6$  Hz) (źródło własne)

Podczas badań prowadzonych na Uniwersytecie Technicznym w Zvoleniu (Słowacja), za pomocą testu harmonicznego, w którym drgania piły były wymuszane wzbudnikiem elektromagnetycznym, zaobserwowano zjawisko pojawiania się podobnych postaci drgań piły przy różnej częstotliwości (rys. 1). Częstotliwości te nazwano quasi-bliźniaczymi [3].

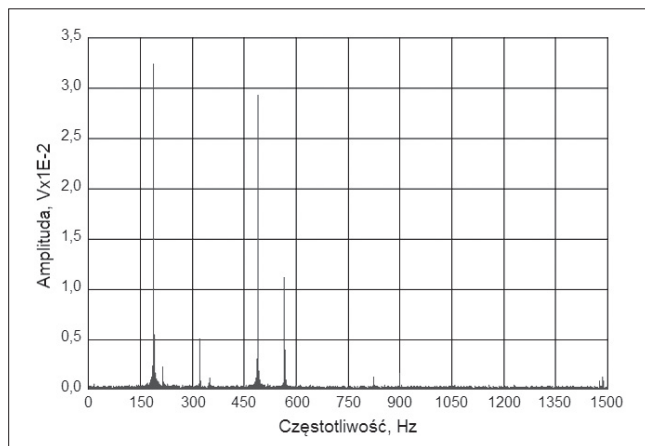
Badania za pomocą testu impulsowego były prowadzone w Katedrze Technologii Maszyn i Automatyzacji Produkcji Politechniki Gdańskiej. W skład dwóch stanowisk wchodziły:

- czujnik indukcyjny typu BAW M12ME-UAD50B-BP01 (firmy Balluff), przetwornik A/C USB 30A (firmy Eagle), zasilacz stabilizowany, notebook wraz z oprogramowaniem,
- mikrofon pomiarowy ECM 8000 (firmy Behringer), przedwzmacniacz mikrofonowy Tube MP (firmy Art), przetwornik A/C USB 30A (firmy Eagle), notebook wraz z oprogramowaniem.

\* Prof. dr hab. inż. Kazimierz A. Orłowski (korlowski@pg.gda.pl), mgr inż. Anna Kaczmarek (anna.kaczmarek@pg.gda.pl) – Katedra Technologii Maszyn i Automatyzacji Produkcji, Wydział Mechaniczny Politechniki Gdańskiej

Testy prowadzono z częstotliwością próbkowania 3000 Hz (próba z czujnikiem indukcyjnym) oraz 4000 Hz (próba z mikrofonem pomiarowym).

Otrzymane przebiegi czasowe sygnałów przemieszczeń poprzecznych brzeszczotu piły poddano szybkiej transformacji Fouriera FFT, dzięki czemu uzyskano widma amplitudowe tych sygnałów. Przykładowe widmo pokazano na rys. 2. Bez względu na zastosowany sprzęt pomiarowy widma miały bardzo podobny charakter.



Rys. 2. Widmo amplitudowe sygnału przemieszczeń poprzecznych brzeszczotu piły tarczowej z testu impulsowego z zastosowaniem czujnika indukcyjnego

**TABLICA. Wartości częstotliwości własnych i prędkości krytycznych piły tarczowej**

k	$f_{(n=0)}$ , Hz			$n_{cr}$ , min <sup>-1</sup>	
	$f_h$ , Hz	$f_{iAP}$ , Hz	$f_{iAW}$ , Hz	Test har.	Test imp.
1'	123,8	–	–	–	–
1	129,2	187,5	–	–	–
2'	178,6	–	187,5	8341	8758
2	199,8	193,4	193,4	9334	9033
3'	314,9	–	319,4	8246	8363
3	341,6	319,4	348,7	8945	9128
4'	482,6	–	486,4	8936	9006
4	559,3	486,4	562,6	10356	10417
5'	672,2	–	–	9697	–
5	812,8	562,6	820,3	11725	11833

Legenda: k – postać drgań,  $f_{(n=0)}$  – częstotliwość własna nieobrcającej się piły,  $n_{cr}$  – prędkości krytyczne,  $f_h$  – częstotliwość z testu harmonicznego,  $f_{iAP}$  – częstotliwość z testu impulsowego analiza pierwotna,  $f_{iAW}$  – częstotliwość z testu impulsowego analiza wtórna

W pierwszym kroku z uzyskanych widm, zgodnie z metodyką podaną w pracy [7], określono wartości częstotliwości  $f_{iAP}$  (analiza pierwotna, tablica), które porównano z wartościami częstotliwości wyznaczonymi za pomocą testu harmonicznego  $f_h$  (tablica). Okazało się, że bez wcześniejszej znajomości częstotliwości własnych brzeszczotu  $f_h$  dla różnych postaci drgań k uzyskanych w teście harmonicznym, zwłaszcza dla piły o skomplikowanej konstrukcji, przydatność testu impulsowego była ograniczona. Dopiero po wtórnej analizie wyników badań można było przypisać otrzymane wartości częstotliwości własnych  $f_{iAW}$  do prawidłowych postaci drgań k. Różnice pomiędzy częstotliwościami  $f_h$  a  $f_{iAW}$  wahały się w granicach od 0,6÷4,9%.

Ostatnim etapem analiz było wyznaczenie prędkości krytycznych  $n_{cr}$  piły tarczowej na podstawie następującej zależności [6, 10, 11, 13]:

$$n_{cr} = \frac{60 \cdot f_{(n=0)}}{\sqrt{k^2 - \lambda}}$$

gdzie:  $f_{(n=0)}$  – częstotliwość własna nieobrcającej się piły, Hz; k – numer średnicy węzłowej (postać drgań);  $\lambda$  – współczynnik siły odśrodkowej (stała bezwymiarowa, niezależna od prędkości obrotowej piły; zastosowano wartości współczynnika  $\lambda$  zgodnie z [2]).

W tabelicy wyróżniono minimalne wartości prędkości krytycznej piły, które w tym przypadku są znacznie wyższe od prędkości maksymalnej uwidocznionej na korpusie narzędzia wynoszącej  $n_{max} = 5000 \text{ min}^{-1}$ . W praktyce powinno się wyznaczać prędkości dopuszczalne piły jako  $n_{dop} < 0,85n_{cr}$  [11, 12]. Wartości minimalnej prędkości krytycznej piły tarczowej występują dla przypadku postaci drgań  $k' = 3$  (rys. 1a).

## Podsumowanie

Na podstawie analizy wyników przeprowadzonych badań można stwierdzić, że:

- test impulsowy nie powinien być stosowany do określania minimalnych prędkości krytycznych piły tarczowej w przypadku pił o skomplikowanej konstrukcji brzeszczotu,
- test impulsowy cechuje się niejednoznacznością diagnostyczną z uwagi na trudności w prawidłowym przypisaniu częstotliwości charakterystycznych widma do odpowiadających im rzeczywistych postaci drgań wynikających z testu harmonicznego, co może powodować błąd wyznaczenia prędkości krytycznych dochodzący do ok. 8,5%.

## LITERATURA

1. Droba A., Javorek L., Svoreň J., Pauliny D. "New design of circular saw blade body and its influence on critical rotational speed". *Drewno*. Vol. 58, No. 194 (2015): pp. 147÷157.
2. Gogu G. „Berechnung der Eigenfrequenzen von Kreissägeblättern mit der Finite-Element-Methode". *Holz als Roh- und Werkstoff*. Vol. 46, Iss. 3 (1988): pp. 91÷100.
3. Kaczmarek A., Orłowski K., Javorek L. „The effect of circular saw blade damping diameter on its resonant frequencies". *Applied Mechanics and Materials*. Vol. 838 (2016): pp. 18÷28.
4. Mohammadpanah A., Hutton S.G. "Flutter Instability Speeds of Guided Splined Disks: An experimental and analytical investigation". *Shock and Vibration*. Vol. 2015: Art. ID 942141, p. 8.
5. Mohammadpanah A., Hutton S.G. "Maximum operation speed of splined saws". *Wood Material Science & Engineering, Special Issue: International Wood Machining Seminar 2015*. Vol. 11, Iss. 3 (2016): pp. 142÷146.
6. Nishio S., Marui E. „Effects of slots on the lateral vibration of a circular saw blade". *Int J Mach Tools Manufact.* Vol. 36 (1996): pp. 771÷787.
7. Orłowski K., Sandak J., Tanaka C. "The critical rotational speed of circular saw; simple measurement method and its practical implementations". *J Wood Sci.* Vol. 53, No. 5 (2007): pp. 388÷393.
8. Prokeš S. „Predpoklady používání tencich pilových kotoučů". *Drevo*. Vol. 30 (1975): pp. 3÷8.
9. Sandak J., Orłowski K., Negri M. "Monitoring of the circular saw vibrations with machine vision system". *Proceedings of the 18th International Wood Machining Seminar*. Vol. 2, 7÷9 May 2007. Vancouver, Canada, pp. 33÷42.
10. Schajer S.G. "Simple formulas for natural frequencies and critical speeds of circular saws". *Forest Products Journal*. Vol. 36, No. 2 (1986): pp. 37÷43.
11. Stakhiev Y.M. "Research on circular saws vibration in Russia: from theory and experiment to the needs of industry". *Holz als Roh- und Werkstoff*. Vol. 56 (1998): pp. 131÷137.
12. Stakhiev Y.M. "Today and tomorrow circular saw blades: Russian version". *Holz als Roh- und Werkstoff*. Vol. 58 (2000): pp. 229÷240.
13. Strzelecki A. „Erzwungene Schwingungen und Resonanzschwingung von Kreissägeblättern für den Einschnitt von Holz. 1. Mitteilung: Gleichmäßige Erwärmung des Sägeblattes". *Holztechnologie*. Vol. 15, No. 3 (1974): pp. 132÷142.
14. Šteuček D. „Zisťovanie kritických obrátok pilových kotúčův". *Bezpečná práca*. Vol. 5, No. 2 (1971): pp. 7÷11.
15. Veselý P., Kopecký Z., Hejma Z., Pokorný P. „Diagnostics of circular saw blade vibration by displacement sensors". *Drvna Industrija*. Vol. 63, No. 2 (2012): pp. 81÷86. ■