

Analiza wpływu cech konstrukcyjnych wrzeciona pilarki formatowej na jego obroty krytyczne

Analyses of the effect of the design features of the spindle of the sliding table saw upon its critical rotational speeds

KAZIMIERZ A. ORŁOWSKI
KAROL DUCHNICZ
PRZEMYSŁAW DUDEK*

DOI: 10.17814/mechanik.2016.8-9.273

Producenci pilarek formatowych do drewna dążą do zwiększenia dokładności przecinania. Można to osiągnąć np. przez poprawę zachowania się wrzeciona, gdyż od niego w dużej mierze zależą efekty przecinania. Przedstawiono metodykę wyznaczania prędkości krytycznych wrzeciona pilarki formatowej w funkcji cech konstrukcyjnych wrzeciona i jego napędu. **SŁOWA KLUCZOWE:** pilarka formatowa, wrzeciono, odkształcenie, prędkość krytyczna, sztywność statyczna

Producers of sliding table saws constantly strive for improvement in sawing accuracy. One of the method is an upswing in a spindle behavior, since, it affects to a large degree sawing effects. Methodology of determination of critical rotational speeds of the spindle in a function of the spindle design features and its driving system is presented.

KEYWORDS: sliding table saw, spindle, deflection, critical rotational speed, static stiffness

W Ameryce Północnej szerokie zastosowanie w pilarkach tarczowych znalazły piły z wielowypustem w otworze wewnętrznym, współpracującym z wrzecionem pilarki z wielowypustem zewnętrznym. Położenie poprzeczne piły jest determinowane przez specjalne prowadnice piły tarczowej [5], a tego typu rozwiązanie pozwala na pracę z prędkościami obrotowymi większymi od prędkości krytycznych piły i z tego powodu uznawane jest za lepsze. Drugim sposobem osadzania pił na wrzecionach pilarek, powszechnym w Europie, jest ich mocowanie za pomocą kołnierzy mocujących [5, 9÷11]. Jednak w tym przypadku piły powinny pracować z prędkościami obrotowymi niższymi niż prędkości obrotowe krytyczne pił [5]. To ostatnie rozwiązanie jest stosowane we wrzecionach głównych pilarek formatowych (rys. 1). Na początku XXI w. w pilarkach tego typu występowały wrzeciona długie, o stosunku rozstawu podpór L do średnicy wewnętrznej przedniego łożyska d wynoszącym około 12,7 [6, 11], podczas gdy obecnie stosunek ten uległ radykalnemu zmniejszeniu i w pilarkie formatowej Fx3 [14] (firmy Rema SA) $L/d = 2,6$. Producenci pilarek dążą do poprawy dokładności przecinania, na którą znaczący wpływ ma m.in. zachowanie się wrzeciona w OUPN.

Celem niniejszego opracowania jest określenie prędkości krytycznych wrzeciona pilarki formatowej w funkcji cech konstrukcyjnych wrzeciona i jego napędu.

Podstawy teoretyczne i opis obiektu badań

Analityczne określanie obszarów stabilności pracy wrzecion frezarek może polegać na wyznaczaniu tzw.

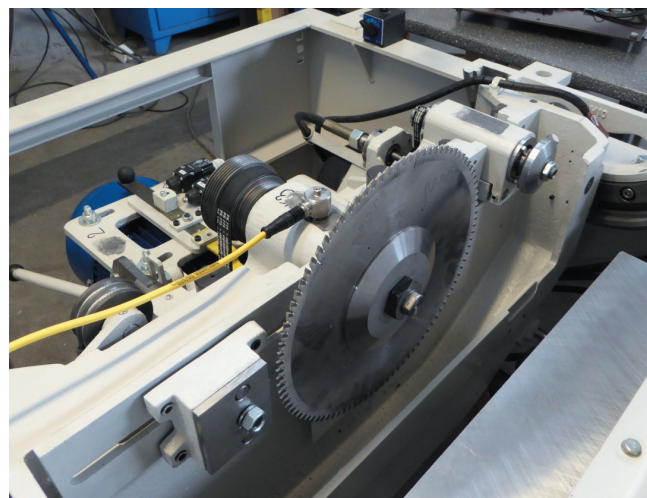
krzywych workowych determinujących obszary ich stabilnej pracy [1, 3, 8]. Inne podejście polega na zastosowaniu zmiennych prędkości obrotowych wrzeciona frezarskiego, gwarantujących jego odstrojenie od częstotliwości rezonansowej, przy której występują drgania typu *chatter* [4]. Poprawność konstrukcji wrzeciona można również określać na podstawie wyznaczonych analitycznie prędkości krytycznych, co wydaje się być podejściem racjonalnym, zwłaszcza dla pilarek. Autorzy prac [2, 9] zalecają obliczanie prędkości krytycznej wrzeciona n_{kryt} z zależności:

$$n_{kryt} = 300 \sqrt{\frac{1}{f_{max}}} \quad (1)$$

gdzie: f_{max} – maksymalna strzałka ugięcia wrzeciona (przedniej, bądź tylnej końcówki) w centymetrach. Obliczona prędkość krytyczna powinna spełniać nierówność:

$$n_{kryt} \geq (1,5 \div 2)n_{rob} \quad (2)$$

gdzie: n_{rob} – robocza prędkość obrotowa wrzeciona.

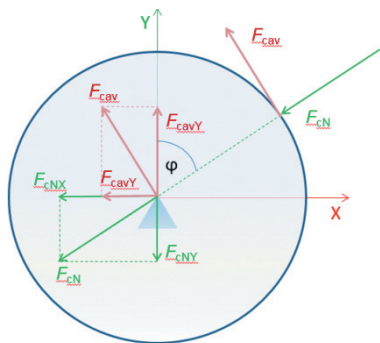


Rys. 1. Wrzeciono główne pilarki formatowej Fx3 z pasem w położeniu środkowym, jak dla prędkości obrotowej $n_{rob2} = 4500 \text{ min}^{-1}$

Przedstawione na rys. 1 wrzeciono pilarki formatowej Fx3 podczas pracy może rozwijać prędkości obrotowe (robocze) n_{rob} wynoszące 3500, 4500 i 6000 min^{-1} [14], w zależności od położenia pasa wielorowkowego typu PK na kole pasowym. Na wrzecionie, w kołnierzach o średnicy $\varnothing 125 \text{ mm}$, mogą być mocowane piły tarczowe $\varnothing 450$, $\varnothing 350$ lub $\varnothing 300 \text{ mm}$, które determinują wybór prędkości obrotowej. Z obu stron wrzeciono jest podparte na łożyskach 6206 2RS1 Explorer (firmy SKF), a stosunek $L/d = 2,6$.

* Prof. dr hab. inż. Kazimierz A. Orłowski (korlowski@pg.gda.pl) – Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny; mgr inż. Karol Duchnicz (renegat0606@tlen.pl) – Eaton Truck Components Sp. z o.o.; Tczew, inż. Przemysław Dudek (przemyslaw.dudek@rema-sa.pl) – REMA S.A., Reszel

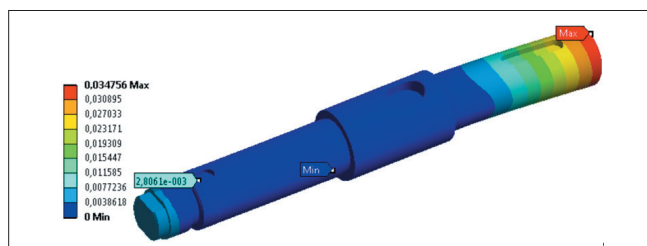
Obliczenia odkształceń prowadzono z wykorzystaniem metody MES, w której model wrzeciona był obciążony na tylnej końcówce siłą pochodzącą od napędu $F_{\text{shaft}, d1}$, którą wyznaczano za pomocą dostępnego oprogramowania firmy SKF [13]. Piła na przedniej końcówce była obciążona jak na rys. 2, siłami, których wartości i miejsce usytuowania określano zgodnie z pracami [7, 9], przy założeniu, że w strefie skrawania jest do dyspozycji pełna moc znamionowa silnika 7,5 kW.



Rys. 2. Obciążenia piły tarczowej na wrzecionie głównym pilarki panelowej Fx3, gdzie: F_{cav} , F_{cavX} , F_{cavY} – siła skrawania średnia wraz ze składowymi; F_{cN} , F_{cNX} , F_{cNY} – siła odporowa i jej składowe; X, Y – osie układu współrzędnych wrzeciona, φ – średni kąt kontaktu zęba z przedmiotem obrabianym

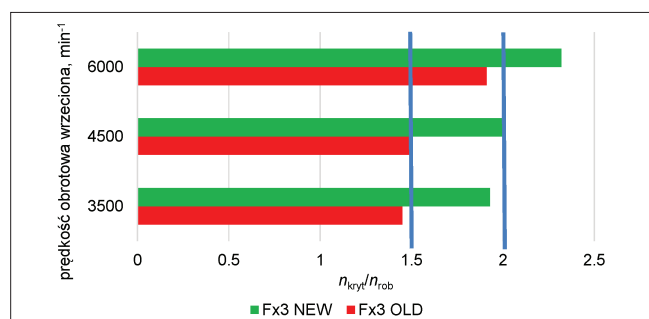
Wyniki i ich analiza

Na rys. 3. pokazano przykładowy wynik obliczeń w postaci odkształceń wypadkowych wrzeciona stosowanego w pilarce Fx3, pochodzących od sił skrawania $F_{\text{cav}1} = 105,54 \text{ N}$ i $F_{\text{cN}1} = 126,65 \text{ N}$, a także od siły od napędu $F_{\text{shaft}, d1} = 1074,4 \text{ N}$, dla prędkości roboczej $n_{\text{rob}1} = 3500 \text{ min}^{-1}$.



Rys. 3. Odkształcenia wypadkowe (w mm) wrzeciona aktualnie stosowanego w pilarce Fx3 wywołane siłami skrawania $F_{\text{cav}1}$ i $F_{\text{cN}1}$, a także siłą od napędu $F_{\text{shaft}, d1}$, dla prędkości roboczej $n_{\text{rob}1} = 3500 \text{ min}^{-1}$

Na podstawie uzyskanych wyników stwierdzono, że dla dwu najniższych prędkości obrotowych wrzeciona pilarki warunek opisany zależnością (2) nie jest spełniony (rys. 4).



Rys. 4. Stosunki obrotów krytycznych do obrotów roboczych $n_{\text{kryt}}/n_{\text{rob}}$ wrzeciona pilarki Fx3, gdzie: Fx3 OLD – aktualnie stosowane rozwiązanie konstrukcyjne wrzeciona, Fx3 NEW – wrzeciono zmodyfikowane; pionowe pogrubione linie oznaczają granice zalecanych wartości $n_{\text{kryt}}/n_{\text{rob}}$

W związku z tym przeprowadzono obliczenia dodatkowe dla modelu wrzeciona, w którym zwiększono średnice podpór do $\varnothing 35 \text{ mm}$ (pod łożysko 6207 2RS1 Explorer), podnosząc jednocześnie stosunek L/d do 3,0, zgodnie z zaleceniami firmy SKF dla rozstawu optymalnego podpór wrzecion [13]. Oprócz tego, z uwagi na dominujący wpływ sił od napędu, postanowiono zmienić również wymiar średnicy tylnej końcówki. Otrzymane wartości odkształceń dla zmienionego wrzeciona okazały się mniejsze. Zaowocowało to tym, że dla każdego przypadku prędkości obrotowej roboczej stosunki $n_{\text{kryt}}/n_{\text{rob}}$ spełniały wymagania określone zależnością (2), co zaprezentowano na rys. 4.

Alternatywą wobec zmian wymiarowych wrzeciona mogłoby być jego odciążenie od sił pochodzących od napędu [11], co jak wykazano w pracy [12] daje bardzo pozytywne efekty związane z minimalizacją odkształceń wrzeciona.

Podsumowanie

Na podstawie uzyskanych wartości prędkości krytycznych wrzeciona pilarki formatowej można stwierdzić, że w celu poprawy jego właściwości dynamicznych wskazane jest zwiększenie stosunku $n_{\text{kryt}}/n_{\text{rob}}$. Można to osiągnąć np. poprzez wzrost jego sztywności statycznej, a zwłaszcza sztywności jego tylnej końcówki.

Przedstawione badania powstały w ramach projektu POIR.01.01.01-00-0588/15 wspartego finansowo przez Europejski Fundusz Rozwoju Regionalnego, którego beneficjentem jest Rema S.A. w Reszlu.

LITERATURA

- Altintas Y., Budak E. "Analytical prediction of stability lobe in milling". *CIRP Ann.* Vol. 44, No. 1 (1995): pp. 357-362.
- Černoch S., „*Strojné technická příručka*”. Vol. 1, SNTL, Praha, 1968.
- Gagnol V., Bouzgarrou B.C., Ray P., Barra C. "Stability-based spindle design optimization". *J. Manuf. Sci. Eng.* No. 129 (2006): pp. 407-415.
- Jemielniak K., Widota A. "Suppression of self-excited vibration by spindle speed variation method". *Int. J. Mach. Tool Des. Res.* Vol. 24, No. 3 (1984): pp. 207-214.
- 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.
- Orłowski K.A. "Analyses of static displacements of a spindle applied in typical circular sawing machines". *Ann Warsaw Agricult. Univ.-SGGW, For and Wood Technol.* No. 57 (2005): pp. 101-105.
- Orłowski K.A., Ochrymiuk T., Atkins A., Chuchala D. "Application of fracture mechanics for energetic effects predictions while wood sawing". *Wood Sci Technol.* No. 47, Iss. 5 (2013): pp. 949-963.
- Prakosa T., Wibowo A., Ilhamsyah R. "Optimizing static and dynamic stiffness of machine tools spindle shaft, for improving machining product quality". *Journal of KONES Powertrain and Transport*. Vol. 20, No. 4 (2013): pp. 363-370.
- Svoren J., Hřčková M. "Woodworking machines". Part I. Technical University in Zvolen, Zvolen, 2015.
- Wasielewski R., Orłowski K. „Układ konstrukcyjny wrzeciona precyzarki tarczowej”. Patent PL 209801 (2011).
- Wasielewski R., Orłowski K.A. "The effect of the power transmission method of the spindle on the position of the circular saw teeth". *Proc. of the 18th Inter. Wood Mach. Seminar*. May 7-9, Vancouver, Canada. IWMS18, Forintek (2007): pp. 97-103.
- www.skf.com/my/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/design-considerations/system-rigidity/index.html?WT.oss=spindle%20rigidity&WT.z_oss_boost=0&tabname=Al&WT.z_oss_rank=3 (dostęp: 14.05.2016 r.).
- www.skf.com/group/knowledge-centre/engineering-tools/skfbeltcalculator.html (dostęp: 20.05.2016 r.).
- http://rema-sa.pl/produkty/produkt/20/1 (dostęp: 20.05.2016 r.).