

Stefan DOMEK, Arkadiusz PARUS

POLITECHNIKA SZCZECIŃSKA, INSTYTUT AUTOMATYKI PRZEMYSŁOWEJ

Algorytmy eliminacji drgań w procesach obróbki mechanicznej

Dr inż. Stefan DOMEK

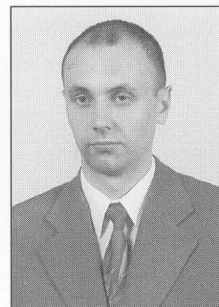
ukończył studia na Wydziale Elektrycznym Politechniki Szczecińskiej, na którym jest zatrudniony od roku 1977. Stopień doktora uzyskał w roku 1987. Od roku 1989 pracuje na stanowisku adiunkta w Instytucie Automatyki Przemysłowej Politechniki Szczecińskiej. Zajmuje się cyfrowymi algorytmami sterowania, regulacją adaptacyjną i predykcyjną, komputerowymi systemami monitorowania i nadzoru, techniką mikroprocesorową. Jest autorem lub współautorem ok. 100 prac opublikowanych w czasopiśmie lub materiałach konferencji naukowych. W latach 1991-1999 był dyrektorem instytutu. Od roku 2002 jest prodziekanem Wydziału Elektrycznego PS.

e-mail: stefan.domek@ps



Mgr inż. Arkadiusz PARUS

Absolwent Wydziału Elektrycznego Politechniki Szczecińskiej w 2000r. Aktualnie uczestnik IV roku studiów doktoranckich. Zainteresowania naukowe skupiają się wokół algorytmów genetycznych oraz tłumienia drgań w konstrukcjach mechanicznych. Praca doktorska poświęcona poprawie wibrostanowienia obrabiarek mechanicznych.



e-mail: arkadiusz.parus@ps.pl

Streszczenie

W celu zmniejszenia poziomu drgań podczas obróbki mechanicznej stosuje się eliminatory drgań. W artykule zaproponowano metody sterowania eliminatorem oparte na regule Internal Model Principle. Wykorzystano stacjonarny oraz adaptacyjny model zakłócenia. Algorytmy zostały porównane na drodze symulacji z metodą lokowania biegunów i zer oraz regulacją typu P.

Abstract

To alleviate the chatter problem in machining, vibration absorbers are used. In the paper IMP methods to control a semi-active vibration absorber with time-invariant and adaptive disturbance models are presented. The proposed methods are compared with suboptimal pole and zero placement and P control approach.

Słowa kluczowe: eliminacja drgań, IMP, wibrostanowienie

Keywords: vibration absorbers, IMP, vibrostanowienie.

1. Wstęp

Pracy obrabiarek mechanicznych bardzo często towarzyszą drgania samowzbudne. Rozwój drgań samowzbudnych jest zjawiskiem wysoce niekorzystnym, prowadzącym do znacznego pogorszenia jakości obrabianych powierzchni, zwiększonej emisji hałasu w czasie obróbki, szybszego zużycia narzędzi skrawających oraz zmniejszenia trwałości samej obrabiarki. Ma to istotne znaczenie ekonomiczne, szczególnie krytyczne w przypadku procesów obróbkowych z użyciem elastycznych narzędzi lub gdy obróbce podlegają tzw. przedmioty podatne.

Z literatury znanych jest wiele prób rozwiązania tego problemu. W ogólności wszystkie stosowane lub badane sposoby eliminacji drgań podzielić można na dwie grupy. Pierwsza obejmuje metody polegające na zmianie zależności fazowych pomiędzy drganiami narzędzia i obrabianego przedmiotu. Można to osiągnąć poprzez modulację prędkości obrotowej narzędzia lub np. poprzez modulację prędkości posuwu przedmiotu względem narzędzia [1], [2]. Skuteczność tej grupy metod zależy od przyjętego algorytmu zmian prędkości, a stosowane są one głównie przy toczeniu i wierceniu, gdzie opis dynamiki narzędzia skrawającego i obrabianego materiału nie jest byt skomplikowany.

Druga grupa metod polega na zmniejszeniu wpływu tzw. regeneracji śladu [3] oraz na kontroli przepływu energii w procesie obróbki mechanicznej poprzez wykorzystanie różnego rodzaju elementów pochłaniających drgania [4]. W metodach tych zakłada się, że tzw. wibrostanowienie może być zwiększona poprzez użycie zmiennej geometrii narzędzia skrawającego [5] względnie poprzez wprowadzenie dodatkowych pasywnych lub jeszcze lepiej semiaktywnych albo aktywnych elementów zmieniających dynamikę układu masowo-dysypacyjno-sprężystego [6].

W metodach aktywnych i semiaktywnych jako aktuatorów używa się najczęściej elektromagnesów, cieczy magneto- i elektroreologicznych, piezo-elementów [6] oraz tzw. materiałów inteligentnych [6]. Także i tu efektywność tłumienia drgań w decydującej mierze zależy

od przyjętego algorytmu sterowania aktywatorem [5]. Proponowane są różne układy i algorytmy sterowania, od najprostszyc (typu P) do bardziej złożonych, takich jak lokowanie biegunów (PP), liniowe strategie optymalne (np. LQR), algorytmy rozmyte (fuzzy logic – FL), sztuczne sieci neuronowe czy np. układy ze śledzeniem modelu (model following control – MFC) lub wykorzystujące zasadę modelu wewnętrznego (internal model principle – IMP) [8].

W artykule zaproponowano quasiadaptacyjny układ sterowania eliminatorem drgań bazujący na regule modelu wewnętrznego IMP. Skuteczność algorytmu sprawdzono na drodze symulacji komputerowych, porównując go z algorytmami typu P, z lokowaniem biegunów i zer (PZP) oraz z układem ze stacjonarnym wewnętrznym modelem zakłóceń (IMPs).

2. Opis eliminatora

Częstotliwość drgań samowzbudnych, które mogą rozwinąć się w czasie obróbki mechanicznej zależy od wielu czynników, spośród których dominującymi są parametry konstrukcyjne obrabiarki oraz parametry technologiczne obróbki. W czasie pracy obrabiarki częstotliwość ta może ulec i najczęściej ulega zmianie. Z tego powodu eliminatory pasywne, jako elementy dostrojone do jednej częstotliwości, bez możliwości przestrajania, wykazują ograniczoną efektywność działania. Bardziej skuteczne są eliminatory aktywne, które wytwarzając dodatkowe drgania nakładające się na drgania podstawowe, zmniejszają całkowity poziom wibracji.

Proponowany układ eliminacji drgań zawiera obrabianą masę m_1 umocowaną na elementach o sprężystości k_1 oraz współczynniku tłumienia h_1 oraz elektromagnes o odpowiednio dobranej masie m_2 zawieszony na elementach o sprężystości k_2 oraz współczynniku tłumienia h_2 . Całość pobudzana jest do drgań niestacjonarną siłą skrawania F_{cut} oraz siłą F_{abs} zależną w nieliniowy sposób od napięcia u zasilającego elektromagnes i szczeliny powietrznej y_G . Dzięki wprowadzeniu dodatkowego elementu podatnego w układzie dominują drgania na kierunku y zgodnym z kierunkiem posuwu, .

Opisany system można zlinearyzować wokół punktu pracy określonego prądem i_0 płynącym przez elektromagnes oraz względną szczeliną y_{G0} , otrzymując uproszczony model układu dwóch mas poruszających się równolegle do kierunku posuwu [12]:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x} \end{aligned} \quad (1)$$

z wektorami stanu oraz wejścia:

$$\mathbf{x} = [y_1 \quad y_2 \quad \dot{y}_1 \quad \dot{y}_2 \quad i]^T \quad \mathbf{u} = [F_{cut} \quad u]^T \quad (2)$$

gdzie macierze \mathbf{A} i \mathbf{B} zależne są od drgających mas, sztywności i tłumienia występującego w układzie oraz od wybranego punktu linearyzacji.

Charakterystyka amplitudowa takiego układu wykazuje dwie częstotliwości własne f_1 i f_2 .

3. Układ sterowania eliminatorem IMP

Wykorzystując fakt, że drgania samowzbudne mają przebieg zbliżony swym charakterem do sinusoidalnego, można zaproponować układ sterowania bazujący na regule IMP. Drgania zazwyczaj rozwijają się przy częstotliwościach bliskich częstotliwościom własnym układu. Dlatego projektowany układ powinien zawierać model zakłóceń o dwóch częstotliwościach f_1 i f_2

$$\dot{\mathbf{x}}_z = \mathbf{A}_z \mathbf{x}_z + \mathbf{B}_z \mathbf{x} \quad (3)$$

$$\mathbf{x}_z = [\cos(2\pi f_1 t) \quad \sin(2\pi f_1 t) \quad \cos(2\pi f_2 t) \quad \sin(2\pi f_2 t)]^T \quad (4)$$

$$\mathbf{A}_z = 2\pi \begin{bmatrix} 0 & -f_1 & 0 & 0 \\ f_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -f_2 \\ 0 & 0 & f_2 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{B}_z = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

Zgodnie z zasadą IMP, uwzględniając (1)-(3), można utworzyć rozszerzony model układu eliminatora (6) w przestrzeni stanu, w postaci:

$$\chi = [\mathbf{x} \quad \mathbf{x}_z]^T \quad (6)$$

$$\mathbf{A}_1 = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{0} \\ \mathbf{B}_z & \mathbf{A}_z \end{bmatrix}, \mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix} \mathbf{B} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (7)$$

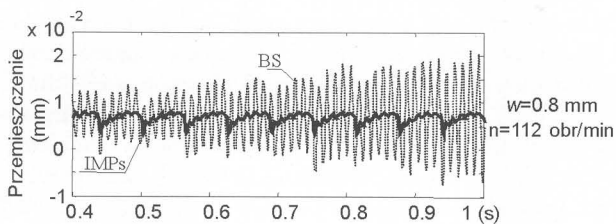
i dla takiego rozszerzonego modelu dokonać syntezy regulatora stanu

$$\mathbf{u}_z = \mathbf{k}\chi = \mathbf{k}_x \mathbf{x} + \mathbf{k}_z \mathbf{x}_z \quad (8)$$

Jego zadaniem jest modyfikacja charakterystyki amplitudowej układu tak, aby zmniejszyć możliwość wystąpienia drgań samowzbudnych w pobliżu częstotliwości własnych układu obrabiarka-eliminatora.

Sposób syntezy regulatora (8), oznaczonego tutaj IMPs, (układ IMP z modelem stacjonarnym) opisano w pracy.

Na rysunku 3 pokazano przykładowe przebiegi uzyskane w układzie bez sterowania oraz w układzie z regulacją IMPs.



Rys. 3. Drgania przedmiotu obrabianego dla układu IMPs oraz bez sterowania (BS).

Ponieważ obrabiarka jest w rzeczywistości układem wielomasowym z nieliniowościami (luzami, tarciami itp.), drgania samowzbudne mogą rozwijać się przy częstotliwości, na którą wpływ będą miały również inne czynniki, nie mające odzwierciedlenia w przyjętym modelu dwóch mas.

Aby przeciwdziałać takiej sytuacji, proponuje się układ z dodatkowym modelem wewnętrznym, automatycznie dopasowującym się do dominującej częstotliwości drgań, oznaczony IMPa (układ IMP z adaptacją modelu).

4. Układ sterowania IMP z adaptacją modelu zakłóceń

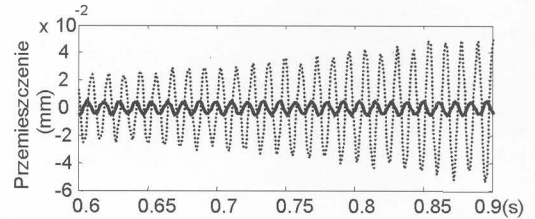
Jeśli drgania samowzbudne rozwiną się przy częstotliwości innej niż przyjęta w modelu (3)–(5), efektywność układu (8) znacząco spada. Aby temu zapobiec układ sterowania został uzupełniony o model adaptacyjny, który dostraja się do zakłócenia o dominującej częstotliwości. Założono, że informację o aktualnej częstotliwości dominującego zakłócenia niesie sygnał

$$y_s = y_1(t) - y_1(t - T_z) \approx A_s \sin(\omega t + \alpha) \quad (9)$$

$$\text{gdzie, } T_z = \frac{60}{l_z n}$$

l_z - ilość zębów frezu, α - faza początkowa, natomiast jego amplituda jest proporcjonalna do przemieszczenia obrabianego przedmiotu y_1 .

Rysunek 4 przedstawia przykładowy przebieg sygnału (9) w przypadku braku drgań samowzbudnych (linia ciągła) oraz w ich obecności (linia kropkowana).



Rys. 5. Sygnał odzwierciedlający aktualną amplitudę i częstotliwość dominującego zakłócenia.

Niestacjonarny model zakłócenia harmonicznego o zmieniającej się częstotliwości f_d (a tym samym macierzy stanu) można zapisać jako:

$$\dot{\mathbf{x}}_d = \mathbf{A}_d \mathbf{x}_d + \mathbf{B}_d \mathbf{x} \quad (10)$$

$$\mathbf{x}_d = [\cos(2\pi f_d t) \quad \sin(2\pi f_d t)]^T \quad (11)$$

$$\mathbf{A}_d = 2\pi \begin{bmatrix} 0 & -f_d \\ -f_d & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{B}_d = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

Wykorzystując regułę IMP, sterowanie kompensujące wpływ takiego zakłócenia można określić analogicznie do (8) jako:

$$\mathbf{u}_d = [k_{d1} \quad k_{d2}]^T \mathbf{x}_d \quad (13)$$

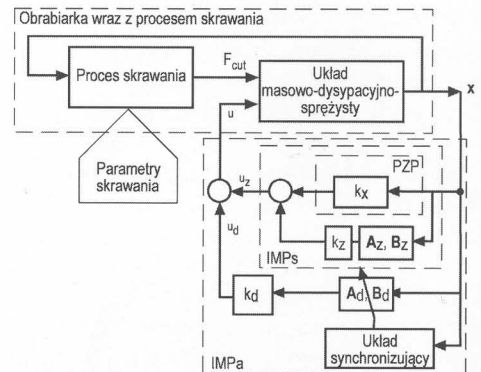
Uwzględniając (8) oraz rozwiązanie równania (10) otrzymuje się:

$$\mathbf{u}_d = (k_{d1} \cos(\omega t + \alpha) + k_{d2} \sin(\omega t + \alpha)) \int_0^\infty \cos(\omega \tau + \alpha) y_1(\tau) d\tau + (k_{d2} \cos(\omega t + \alpha) - k_{d1} \sin(\omega t + \alpha)) \int_0^\infty -\sin(\omega \tau + \alpha) y_1(\tau) d\tau \quad (14)$$

Do realizacji takiego sterowania konieczne są dwa sygnały synchroniczne przesunięte o $\pi/2$: $\sin(\omega t + \alpha)$ i $\cos(\omega t + \alpha)$. Jeden z nich zawarty jest w sygnale (9), a brakujący uzyskano na drodze różniczkowania.

Schemat blokowy proponowanego układu sterowania eliminatora drgań przedstawiono na rysunku 6.

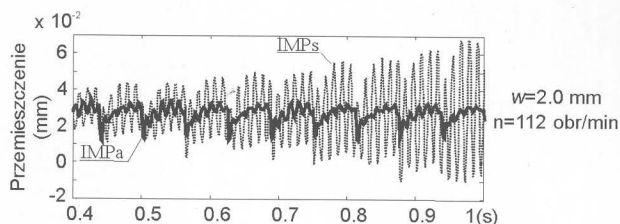
Rysunek 7 przedstawia przykładowy przebieg drgań przedmiotu obrabianego przy sterowaniu IMPs oraz IMPa. Można zaobserwować stopniowy zanik drgań samowzbudnych w układzie z adaptacją modelu.



Rys. 6. Schemat blokowy semiaktywnego eliminatora drgań wraz z układem sterowania.

5. Porównanie efektywności proponowanych algorytmów

Podstawowym kryterium oceny skuteczności eliminatorów drgań samowzbudnych jest maksymalna szerokość skrawania w ,



Rys. 7. Drgania w układzie ze sterowaniem IMP ze stacjonarnym i adaptującym się modelem zakłóceń.

przy której w trakcie założonego czasu obróbki nie następuje utrata kontaktu narzędzia z przedmiotem obrabianym. Ponieważ maksymalna szerokość skrawania w zależna jest od prędkości obrotowej, w pracy przyjęto dodatkowo kryterium w_0 oznaczające maksymalną szerokość skrawania, przy której obróbka jest możliwa w całym zakresie prędkości obrotowej wrzeciona obrabiarki.

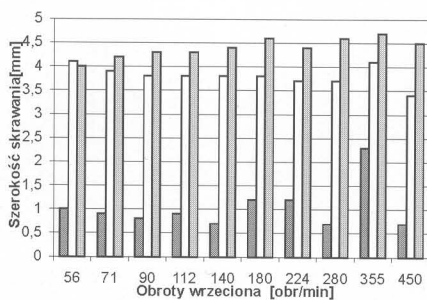
Pomocniczym kryterium może być wskaźnik RMS (root mean square), który pozwala porównywać efektywny poziom drgań podczas skrawania w założonym przedziale czasu z tą samą szerokością i prędkością obrotową ale przy różnych układach sterowania eliminatorem [14]:

$$\text{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [y_1(t)]^2 dt} \quad (15)$$

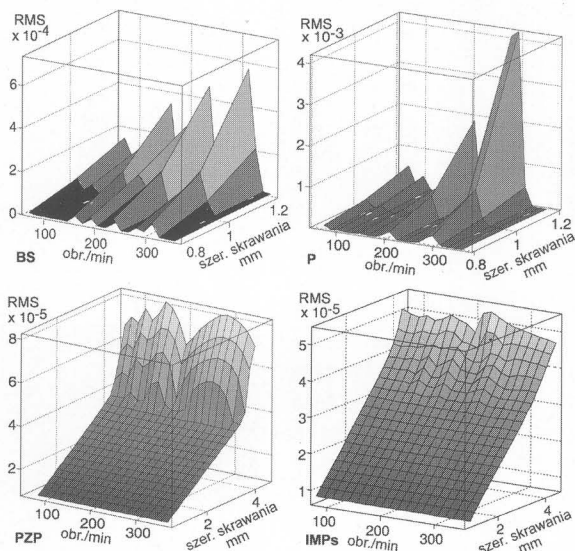
gdzie T oznacza założony czas obróbki.

Proponowany układ z adaptacją modelu zakłóceń został porównany z układem sterowania proporcjonalnego (P) oraz opisanym w pracy układem bazującym na suboptymalnym rozmieszczeniu zer i biegunów (PZP). Badania wykonano na drodze symulacji komputerowych wykorzystując nieliniowy model procesu skrawania opisany w pracy.

W układzie z regulatorem typu P siła elektromagnesu zależała od amplitudy drgań y_j . W układzie PZP wykorzystano możliwość korekty położenia zer transmitancji dla wejścia F_{cut} przy wykorzystaniu sprzężenia od stanu i oddziaływaniu na wejście u (napięcie



Rys. 8. Maksymalne szerokości skrawania w funkcji prędkości obrotowej dla układów P, PZP, IMPa (w kolejności)



Rys. 9. Wartości kryterium RMS funkcji prędkości obrotowej dla układów P, PZP, IMPa.

elektromagnesu). Położenie zer i biegunów transmitancji zostało dobrane tak, aby układ posiadał duże tłumienie w pożądanym paśmie częstotliwości. We wszystkich badanych przypadkach parametry regulatorów dobierano eksperymentalnie.

W przypadku sterowania eliminatorem układem IMPs dla większości eksperymentów uzyskano efektywność niższą niż dla układu PZP. Z tego względu został pominięty w poniższych zestawieniach wyników.

Rysunek 8 przedstawia uzyskane maksymalne wartości w dla poszczególnych prędkości obrotowych obrabiarki. Wartości w_0 wyniosły 0.8, 3.4 oraz 4.0 mm, odpowiednio dla układu P, PZP IMPa. Dla skrawania bez eliminatora drgań średnie wartości w były na poziomie 0.7 mm.

Na rysunku 9 pokazano zależność kryterium RMS dla przypadku bez sterowania oraz dla badanych układów.

6. Podsumowanie

Prezentowane metody sterowania eliminatorem drgań samowzbudnych w procesie obróbki mechanicznej umożliwiają znaczne podniesienie granicznych parametrów skrawania. Proponowany algorytm z adaptacją modelu dominującego zakłócenia IMPa okazał się najskuteczniejszy. W porównaniu z układem PZP wykazuje się jednak większymi wartościami prądu elektromagnesu. Układ IMPs ze względu na brak automatycznego dostrajania do bieżącej amplitudy i częstotliwości zakłóceń charakteryzował się efektywnością niższą niż PZP. Regulator typu P bynajmniej skuteczny.

7. Literatura

- [1] Liao Y.S., Young Y.C.: A New Online Spindle Speed Regulation Strategy for Chatter Control, *International Journal of Machine Tool Manufacture*, vol. 36, pp. 651-660, 1996.
- [2] Alter D.M., Tsao T.C.: Stability in Turning Process with Actively Controlled Linear Motor Feed Drives, *ASME Journal of Engineering for Industry*, vol. 116, pp. 298-307, 1994.
- [3] Weck M., Alldieck J.: The Originating Mechanisms of Wheel Regenerative Grinding Vibrations, *Annals of CIRP*, vol.38, no. 1, pp. 381-384, 1989.
- [4] Tarng Y.S., Kao Y.J., Lee E.C.: Chatter Suppression in Turning Operations with a Tuned Vibration Absorber, *Journal of Material Processing Technology*, vol. 105, pp. 55-60, 2000.
- [5] Lee W.Y., Kim K.W., Sin H.C.: Design and Analysis of a Milling cutter with the Improved Dynamic Characteristics, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 42, pp. 961-967, 2002.
- [6] Tanaka H., Obata F., Matsubara T., Mizumoto H.: Active Chatter Suppression of Slender Boring Bar using Piezoelectric Actuators, *JSME International Journal*, vol. 37, no. 3, pp. 601-606, 1994.
- [7] Choi B. S., Hwang J.H.: Structural Vibration Control Using Shape Memory Actuators, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 231, no. 4, pp. 1168-1174, 2000.
- [8] Francis B.A., Wonham W.M.: The Internal Model Principle of Control Theory, *Automatica*, vol. 12, pp. 457-465, 1976
- [9] Mizuno T., Araki K.: Active Dynamic Vibration Absorber with Automatic Frequency Tracking, *Transaction Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, vol. 41, no. 3, pp. 378-383, 1998.
- [10] Chodźko M., Domek S., Marchelek K., Parus A.: Methods of Semi-Active Vibration Absorber Control in Machine Tools, *10th IEEE International Conference MMAR, Międzyzdroje*, Vol. 1, 2004, pp. 485-490.
- [11] Chodźko M., Pajor M.: Application of Controlled Absorber Aimed at Self-Excited Vibration Suppression, *13th The 13th International DAAAM Symposium, Vienna*, 2002.
- [12] Chodźko M., Domek S., Marchelek K., Parus A.: Badania układu sterowania aktywnego eliminatora drgań systemu O-PS. *Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej Politechniki Śląskiej, Gliwice*, 2004, nr 23, str. 75-82
- [13] Domek S., Parus A.: Chatter Suppression with Adaptive Disturbance Model in Machine Tools. *Proceedings of the 24th Chinese Control Conference, Guangzhou, China*, pp. 1203-1208, 2005.
- [14] Kaliński K.J.: Vibration Surveillance in High Speed Milling Machines by the Spindle Speed Control, *7th Conference on Active Voice and Vibration Control Methods, Wigry, Poland*, pp. 83-100, 2005.

Praca naukowa częściowo finansowana ze środków na naukę MNiI w ramach projektu badawczego nr 4 T07D 016 29.

Title: Chatter suppression in machining

Artykuł recenzowany