

Piotr FILIPEK

POLITECHNIKA LUBELSKA, KATEDRA NAPĘDÓW I MASZYN ELEKTRYCZNYCH
ul. Nadbystrzycka 38A, 20-618 Lublin

Kompensacja drgań belki kompozytowej przy wykorzystaniu aktywnych przetworników piezoelektrycznych sterowanych nieliniowym regulatorem

Dr inż. Piotr FILIPEK

Piotr FILIPEK ukończył studia magisterskie na Wydziale Elektrycznym Politechniki Lubelskiej w 1993r., a w 2001r. obronił pracę doktorską z dziedziny automatyka napędu elektrycznego. Obecnie pracuje jako adiunkt w Katedrze Napędów i Maszyn Elektrycznych Politechniki Lubelskiej, gdzie prowadzi prace badawcze związane ze sterowaniem układów napędowych i materiałów inteligentnych. Jest opiekunem Studenckiego Koła Naukowego Elektryków „Napęd i Automatyka”.

e-mail: piotr.filipek@pollub.pl



Streszczenie

Artykuł prezentuje wyniki badań układu kompensacji drgań mechanicznych belki jednostronnie utwierdzonej przy wykorzystaniu aktuatorów piezoelektrycznych sterowanych regulatorem nieliniowym opartym na zjawisku nasycenia. Jako aktywny tłumiący drgania zastosowano przetwornik piezoelektryczny typu MFC, którego pracę nadzorował procesor DSP. Przeprowadzone badania numeryczne i laboratoryjne wykazały dużą skuteczność działania algorytmu, ale tylko przy dopasowaniu częstotliwości regulatora do pobudzenia belki, oraz wykazały znaczne pogorszenie tłumienia drgań przy ich odstrojeniu lub nieoptymalnych parametrach regulatora.

Słowa kluczowe: aktywne tłumienie drgań mechanicznych, piezoelektryki aktywne, regulacja nieliniowa.

Compensation of mechanical vibrations of composite beam by using piezoelectric actuators with nonlinear controller

Abstract

Damping of active vibrations of a cantilever beam by a piezoelectric actuator with nonlinear controller based on saturation phenomena is analysed in the paper. The MFC M-8503P1 (Macro Fiber Composite) element is used as a piezoactuator in the laboratory setup. The control algorithm is computed by TMS320F2812 DSP system. Both numerical and laboratory tests confirmed high efficiency of the considered method, but only for the optimal controller parameters and the external force frequency equal to the beam natural frequency. Even the difference between the frequencies equal to 1% caused a considerable loss of algorithm performances. Unsuitable controller parameters have a similar effect on vibration compensation causing increase in the vibration amplitude and appearance of additional oscillations. In a real system the natural beam frequency can vary during operation with the change of ambient conditions and ageing effect. Thus, there is a need for an adaptive system adjusting frequency and parameters of the controller. The investigated control method is very sensitive to external noises resulting in piezoactuator excitation, and because of that it is necessary to implement analog and digital low-pass filters.

Keywords: active vibration damping, piezoelectric actuator, nonlinear control.

1. Wstęp

Odkształcenia mechaniczne są jedną z przyczyn zużywania się części maszyn, nieprawidłowej ich pracy oraz w znacznym stopniu zmniejszają ich trwałość. Najbardziej niekorzystne jest oddziaływanie odkształceń zmiennych w czasie, zwanych drganiami. Kompensacja drgań niesie ze sobą znaczne trudności, ponieważ nie można w pełni odtworzyć fizycznych cech zjawisk powodujących drgania. Dodatkowo siły tłumiące są zwykle dużo mniejsze

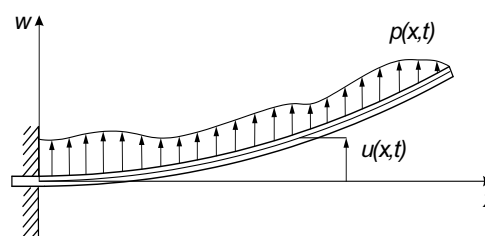
od wymuszeń zewnętrznych, więc ich opis matematyczny jest o wiele bardziej złożony.

Początkowo w celu tłumienia drgań wprowadzono tłumienie liniowe wiskotyczne, które znacznie ułatwiało analizę. W bardziej zaawansowanych rozwiązaniach zaczęto wprowadzać konstrukcje zawierające oprócz klasycznych części nośnych, również elementy regulacji. Jednym z najbardziej zaawansowanych sposobów przeciwdziałania tym zjawiskom jest stosowanie „materiałów inteligentnych” (ang. smart materials), rozumianych jako układy kompozytowe z wbudowanymi aktywnymi elementami piezoelektrycznymi. Możliwość wprowadzenia do układów dodatkowych sił zależnych od przyłożonego do elementów napięcia umożliwia podjęcie pasywnej bądź aktywnej kontroli drgań, a także przy wykorzystaniu różnych algorytmów ocenę zmiany własności dynamicznych układów w czasie. Niewielkie wymiary i łatwość łączenia elementów piezoelektrycznych oraz zastosowanie odpowiednio dobranych kontrolerów pozwala tym strukturom adaptować się do chwilowych warunków pracy. Działanie uzyskanego układu uzależnione jest od jego konstrukcji mechanicznej i rodzaju pobudzenia zewnętrznego, ale również miejsca wprowadzenia piezoelektryków i zastosowanego rodzaju regulacji.

W przypadku belki jednostronnie utwierdzonej (wspornikowej), jedną ze skuteczniejszych metod tłumienia jej drgań własnych jest opisana w literaturze technika wykorzystująca regulator nieliniowy oparty na zjawisku nasycenia [1]. W niniejszym artykule przedstawiono badania tej struktury pod kątem ograniczeń praktycznego jej zastosowania.

2. Model belki wspornikowej

Belka jednostronnie utwierdzona (wspornikowa) (rys.1) może modelować smukłe wysokie budowle osadzone w fundamencie, z dodatkową masą w środku lub na końcu, czy też przedstawiać model elementów śmigła bądź skrzydła samolotu [2].



Rys. 1. Belka jednostronnie utwierdzona
Fig. 1. Cantilever beam

W analizie tego obiektu przyjęto podstawowe założenia upraszczające:

- odkształcenia kątowe przekrojów poprzecznych są pomijane,
- wpływ naprężeń stycznych na ugięcie belki nie jest uwzględniany,
- przekroje poprzeczne nie paczają się (nie zmieniają kształtu właściwego podczas ruchu),
- rozpatruje się tylko liniowy zakres pracy belki (obowiązuje prawo Hooke'a).

Dla stałych właściwości belki wzdłuż długości ($EI = \text{const}$), model belki Bernoulliego – Eulera wyraża równanie (1):

$$\rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} = p(x, t), \quad (1)$$

w którym: t - czas, x - wymiar liniowy, EI - sztywność na zgięcie, ρA - masa jednostkowa, p - obciążenie poprzeczne belki, u - przemieszczenie belki.

Ponieważ analizowana belka o długości l jest z lewej strony utwierdzona, a jej prawy koniec jest swobodny, można więc sformułować następujące warunki brzegowe:

$$u(0, t) = 0, \quad \frac{\partial u(0, t)}{\partial x} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial^2 u(l, t)}{\partial x^2} = 0, \quad \frac{\partial^3 u(l, t)}{\partial x^3} = 0. \quad (3)$$

Jako rozwiązanie uzyskuje się równania dla kolejnych postaci drgań rezonansowych.

3. Badania symulacyjne

W artykule przedstawiono wyniki badań dla typowego układu belki wspornikowej, której drgania kompensowane są piezoelektrycznym elementem wykonawczym sterowanym w oparciu o nieliniowy regulator [1]. Nieliniowość kontrolera polega na tym, że na jego wejściu sygnał poddawany jest działaniu potęgowania. W algorytmie tym (ang. saturation control) siła, z jaką element aktywny działa na układ, zależy od kwadratu współrzędnej opisującej zachowanie się kontrolera. Wykorzystanie zjawiska nasycenia polega na tym, że kiedy częstość wymuszenia w układzie mechanicznym jest bliska częstości drgań własnych, to po przekroczeniu pewnego krytycznego poziomu amplitudy wymuszenia nadmiar energii kierowany jest w całości do kontrolera (i tam rozpraszany), a odpowiedź układu pozostaje stała. Ograniczeniem jest jedynie możliwość rozproszenia energii przez element aktywny (ograniczenie maksymalnej mocy wydzielanej na element). Charakter układu wymusza dokładne dostrojenie częstości drgań układ – kontroler w proporcji 2:1. Kiedy warunek ten nie jest spełniony, skuteczność działania kontrolera nasyceniowego raptownie zmniejsza się.

Dla pierwszej postaci drgań równanie modelujące przemieszczenie belki przy okresowym wymuszeniu może zostać opisane wzorem

$$\ddot{u} + 2\mu\dot{u} + u = F \cos(\Omega t) + \gamma^2 \quad (6)$$

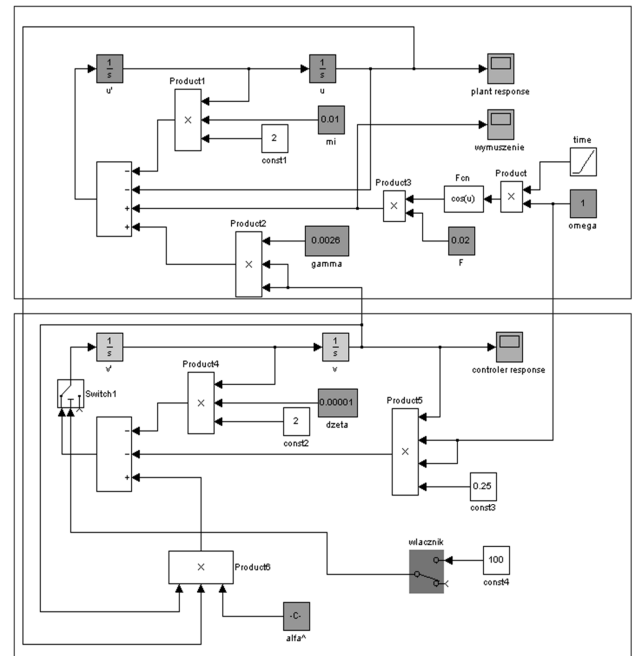
gdzie: u – przemieszczenie elementu belki, μ – współczynnik tłumienia belki, F – amplituda siły wymuszającej, Ω – pulsacja siły wymuszającej, γ – wzmocnienie sygnału z kontrolera, zaś równanie modelujące działanie kontrolera, który ma za zadanie wyeliminować lub stłumić w znacznym stopniu te drgania, zależnością

$$\ddot{v} + 2\rho\dot{v} + \omega_c^2 v = \alpha u v \quad (7)$$

gdzie: v – wewnętrzny parametr kontrolera – napięcie, ρ – współczynnik tłumienia kontrolera, ω_c – pulsacja kontrolera, α – wzmocnienie sygnału sensora odkształcenia, u – odkształcenie zmierzone przez sensor.

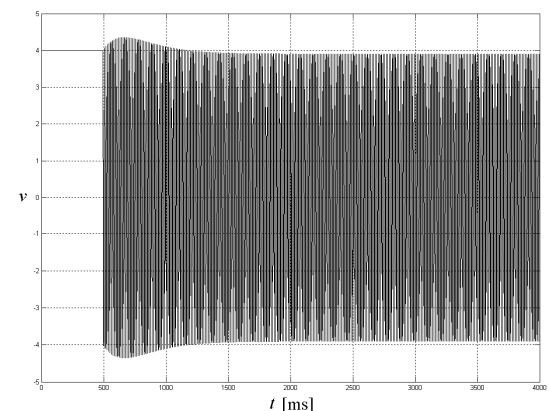
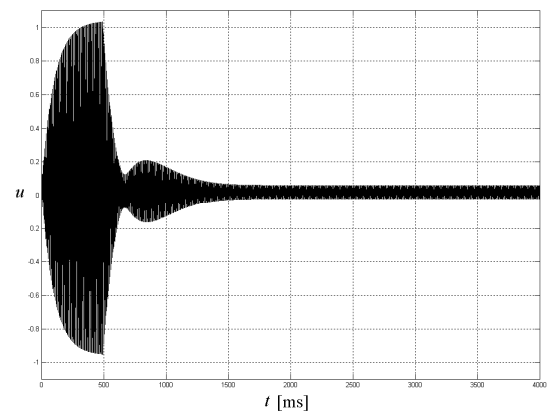
Badania symulacyjne obiektu przeprowadzono przy wykorzystaniu pakietu Matlab-Simulink, którego model przedstawiono na rys. 2.

Dla optymalnych parametrów regulatora uzyskuje się szybkoie i skuteczne wytłumienie drgań belki (rys. 3).



Rys. 2. Model belki i nieliniowego regulatora wykorzystującego zjawisko nasycenia

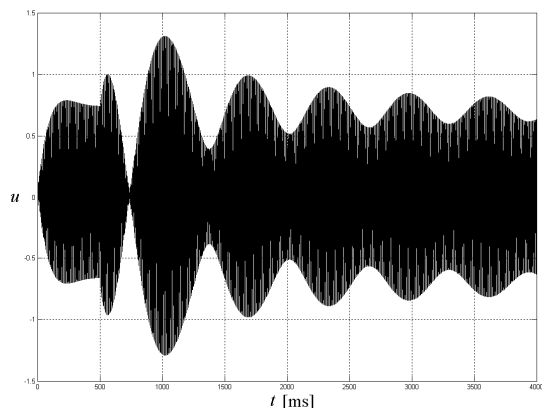
Fig. 2. Model of beam and nonlinear controller based on saturation phenomenon



Rys. 3. Tłumienie drgań belki u i wymuszenie v generowane przez regulator dla optymalnych parametrów regulatora

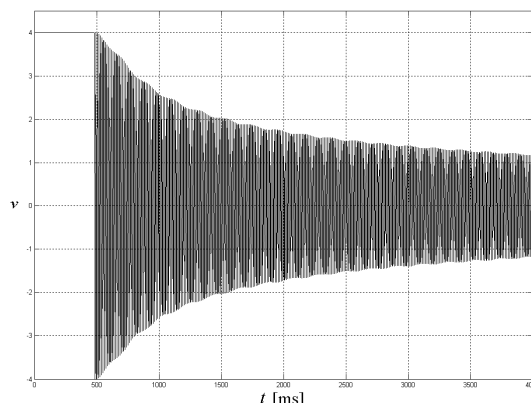
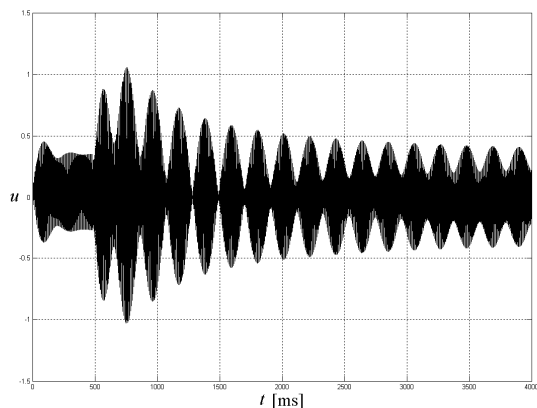
Fig. 3. Beam vibration damping u and force v generated by the controller for the optimal controller parameters

Z zasady działania analizowanego regulatora nieliniowego wynika, iż jest on dedykowany tylko dla jednej pulsacji własnej belki. W celu eliminacji innych postaci drgań belki konieczne jest zastosowanie regulatorów dla każdej z nich odrębnie. Niedopasowanie pulsacji kontrolera ω_c do pulsacji wymuszenia Ω rzędu 1% powoduje znaczne pogorszenie skuteczności tłumienia drgań (rys. 4).



Rys. 4. Tłumienie drgań belki u i wymuszenie d generowane przez regulator dla pulsacji siły wymuszającej równej 1,01 pulsacji własnej belki
Fig. 4. Beam vibration damping u and force d generated by the controller for the controller frequency equal to 1.01 of the beam natural frequency

Odstrojenie tych pulsacji o 3% skutkuje zwiększeniem częstotliwości oscylacji (rys. 5).

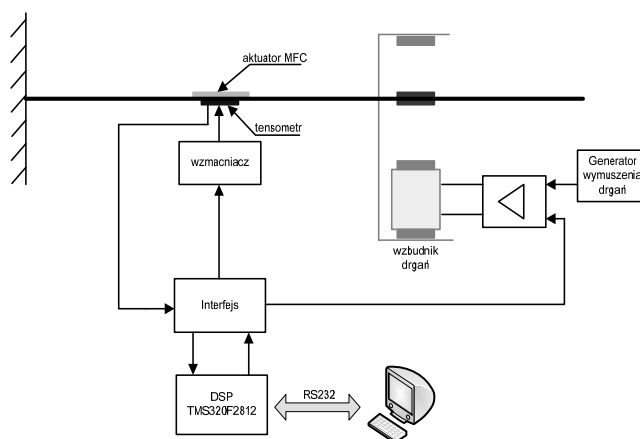


Rys. 5. Tłumienie drgań belki u i wymuszenie d generowane przez regulator dla pulsacji siły wymuszającej równej 1,03 pulsacji własnej belki
Fig. 5. Beam vibration damping u and force d generated by the controller for the controller frequency equal to 1.03 of the beam natural frequency

W praktyce zmieniać może się nie tylko częstotliwość siły wymuszającej, ale również częstotliwość rezonansowa belki w wyniku zmian środowiskowych (np. temperatury, gęstości powietrza), nieliniowej charakterystyki tłumienia materiału kompozytowego, czy efektu starzenia, więc konieczne jest śledzenie częstotliwości drgań i odpowiednie korygowanie częstotliwości jak i pozostałych parametrów regulatora.

4. Badania modelu rzeczywistego

Badania laboratoryjne przeprowadzono w układzie przedstawionym na rys. 6. [3]

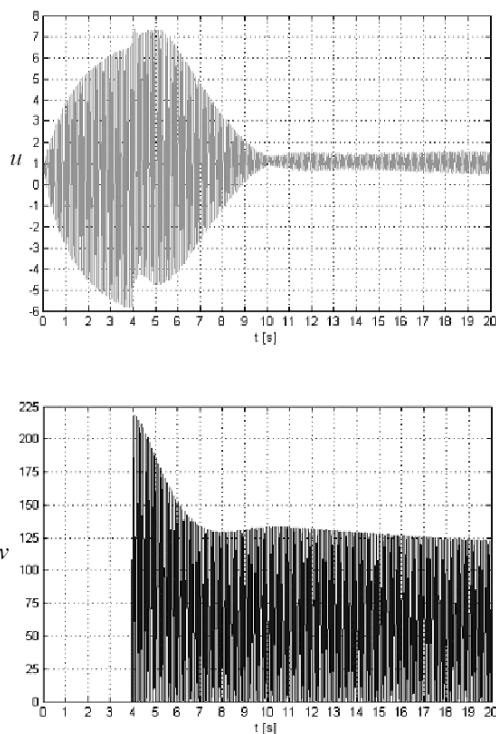


Rys. 6. Schemat stanowiska pomiarowego
Fig. 6. Block diagram of the laboratory setup

System składa się z belki kompozytowej jednostronnie utwierdzonej pobudzonej do drgań przez wzбудnik elektromagnetyczny o wymuszeniu zadanym z generatora częstotliwości lub układu procesorowego. Rolę aktywatora tłumiącego drgania pełni element piezoelektryczny MFC (Macro Fiber Composite) typu M-8503P1, przytwierdzony do powierzchni belki. Ugięcie belki mierzone jest za pomocą tensometru zamocowanego na belce, który łączy się z regulatorem poprzez interfejs dopasowujący. Algorytm sterowania realizowany jest przez układ procesora sygnałowego typu TMS320F2812, który komunikuje się z komputerem PC.

W układzie rzeczywistym dobrano eksperymentalnie parametry regulatora o wartościach: $\alpha=25$, $\rho=0,0275$, $\gamma=9000$ i przyjęto je za optymalne.

Podobnie jak w przypadku symulacji uzyskuje się szybkie i skuteczne wytlumienie drgań belki (rys. 7).



Rys. 7. Tłumienie drgań belki u i wymuszenie d generowane przez regulator w układzie rzeczywistym dla optymalnych parametrów regulatora
Fig. 7. Beam vibration damping u and force d generated by the controller in a real system for the optimal controller parameters

Jak wykazały dalsze badania zwiększenie wartości α wzmocnienia sygnału sensora odkształcenia powoduje skrócenie czasu regulacji, lecz jednocześnie wzrost wrażliwości na zakłócenia. Duże wartości ρ – współczynnika tłumienia kontrolera skutkują wydłużeniem czasu stłumienia drgań i ponownym stopniowym narastaniem ich amplitudy. Wzmocnienie γ sygnału z kontrolera o wartościach niższych od optymalnych nie zapewniało dostatecznej redukcji wibracji, zaś wzbudzenie się systemu następowało przy wartościach przekraczających optymalną nastawę.

Praktyczna implementacja algorytmu sterowania wymagała zastosowania filtrów dolnoprzepustowych zarówno analogowych, które eliminowały zakłócenia pochodzące z układu pomiarowego, jak i cyfrowych, które redukowały wyższe częstotliwości związa-

ne z kwantyzacją realizowaną przez przetworniki analogowo-cyfrowe. Niedostateczne wytlumienie tych szumów powodowało generowanie dodatkowych drgań przez przetwornik piezoelektryczny, co wiązało się również ze zmniejszeniem jego efektywnej wydajności, a w skrajnych wypadkach nawet wzbudzenie się.

5. Podsumowanie

Zaprezentowane wyniki badań numerycznych i przeprowadzonych na modelu rzeczywistym wykazały, że zastosowanie nieliniowego regulatora wykorzystującego zjawisko nasycenia jest skutecznym sposobem tłumienia mechanicznych drgań rezonansowych belki wspornikowej. Ten układ aktywnej kompensacji dedykowany jest jednak wyłącznie do jednej częstotliwości rezonansowej obiektu, zatem kompensacja kolejnych harmonicznych drgań wymaga zastosowania szeregu odpowiadających im regulatorów. Nieoptymalnie dobrane parametry układu regulacji skutkują pogorszeniem tłumienia, wydłużeniem czasu regulacji, bądź zwiększoną wrażliwością na zakłócenia. Analizowana technika sterowania jest bardzo czuła na szумы wysokiej częstotliwości powodujące wzbudzenie się piezoelektryka, zatem konieczne jest jednocześnie stosowanie analogowych i cyfrowych filtrów dolnoprzepustowych. Niewłaściwe dobranie pulsacji kontrolera do pulsacji własnych belki, bądź zmiana tej drugiej nawet w granicach $\pm 1\%$ powoduje znaczne zmniejszenie skuteczności kompensacji drgań. W układzie rzeczywistym może nastąpić samoistna zmiana częstotliwości własnej belki, na przykład pod wpływem starzenia się lub warunków środowiskowych, więc konieczne jest śledzenie pulsacji drgań i korygowanie pulsacji regulatora i nastaw jego parametrów.

6. Literatura

- [1] Oueini S. S., Naufeh A. H., Pratt J. R.: A nonlinear vibration absorber for flexible structures. Kluwer Academic Publishers, Netherlands 1998. pp.259-282.
- [2] Jarzyna W., Augustyniak M., Warmiński J., Bocheński M.: Modelowanie i tłumienie drgań piezoelektrycznych kompozytowych układów wykonawczych. Konferencja Naukowa Sterowanie w Energoelektronice i Napędzie Elektrycznym "SENE 2009", Łódź 18-20 XI 2009.
- [3] Filippek P., Augustyniak M., Bocheński M.: Control of Active Piezoelectric Beam System Applying DSP-based Controller. 6TH Int. Conf. "New Electrical and Electronic Technologies and Their Industrial Implementation" NEET 2009. Zakopane, Poland 2009.

otrzymano / received: 02.03.2010

przyjęto do druku / accepted: 12.04.2010

artykuł recenzowany

INFORMACJE

Zapraszamy do publikacji artykułów promocyjnych w miesięczniku naukowo-technicznym PAK

Redakcja czasopisma POMIARY AUTOMATYKA KONTROLA
44-100 Gliwice, ul. Akademicka 10, pok. 30b,
tel./fax: 32 237 19 45, e-mail: wydawnictwo@pak.info.pl