

Streszczenie

Maszyny i konstrukcje pracujące w warunkach wymuszenia zewnętrznego narażone są na wystąpienie zjawiska rezonansu. Dopasowanie częstotliwości wymuszenia zewnętrznego do jednej z częstotliwości własnych, może prowadzić do nagłego wzrostu amplitudy powodując awarię lub zniszczenie układu. W celu ochrony konstrukcji i maszyn opracowano metody redukcji amplitudy drgań. Zakładając, że usunięcie zewnętrznego wymuszenia nie jest możliwe, ustanowiono dwie metody ochrony urządzeń. Pierwsza zakłada dobór punktu pracy urządzenia w znacznej odległości od jego naturalnych częstotliwości, druga natomiast przewiduje wykorzystanie zewnętrznych urządzeń tłumiących. Ograniczanie zakresu pracy do wybranych częstotliwości jest użyteczne głównie w układach pracujących w znanych i restrykcyjnych warunkach. W bardziej ogólnym przypadku, przy niskiej przewidywalności częstotliwości wymuszania lub konieczności przekraczania naturalnych częstotliwości podczas normalnej pracy, dodatkowe urządzenia stają się najlepszym rozwiązaniem. Niemniej jednak podlegają one pewnym ograniczeniom, które zmuszają do poszukiwania nowych rozwiązań zwiększających użyteczność i niezawodność zewnętrznych urządzeń tłumiących. Największą grupą urządzeń wykorzystywanych do redukcji drgań są dynamiczne tłumiki drgań. Klasyczna konstrukcja dynamicznego tłumika drgań to ciało zawieszona na sprężynie. Układ taki projektowany jest tak by częstotliwość własna tłumika była równa częstotliwości własnej tłumionej struktury. Takie rozwiązanie zakłada co najmniej dziesięciokrotne zmniejszenie masy elementu tłumiącego w stosunku do głównej masy tłumionej. Ważnym ograniczeniem konstrukcyjnym jest zgodność kierunek drgań obydwu urządzeń. Dynamiczne tłumiki drgań są niezwykle skutecznym rozwiązaniem redukującym amplitudę drgań, gdy częstotliwość wymuszenia jest zgodna z ich naturalną częstotliwością. Niemniej jednak poza niewielkim zakresem częstotliwości wokół rezonansu ich stosowanie powoduje wzrost amplitudy. W celu rozwiązania tego problemu zaproponowano wiele modyfikacji konstrukcji dynamicznych tłumików drgań. Można wyróżnić ich trzy główne grupy, klasyfikując je jako urządzenia: pasywne, półaktywne i aktywne. Najprostszy układ pasywny, nie wymaga sterowania i jest najprostszy w eksploatacji. Niemniej jednak złożone warunki pracy tworzą konieczność sterowania dynamicznych tłumików drgań. Głównym jej celem jest strojenie do aktualnych warunków pracy poprzez korzystanie z rozwiązań półaktywnych bądź aktywnych.

Obecnie wiele badań koncentruje się na możliwości optymalizacji dynamicznych tłumików drgań. Niemniej jednak, nawet zoptymalizowane, mają ograniczoną skuteczność, która zależy od ich projektu i zakresu częstotliwości wymuszenia zewnętrznego. Tak samo jak w układach standardowych, zmienna częstotliwość wymuszenia zmniejsza ich wydajność. W celu przezwyciężenia tej słabości zaproponowano nowy rodzaj absorbera drgań, wyposażony w inerter. Przeznaczony jest on do tłumienia drgań zespołu masowego poruszającego się w kierunku pionowym poddanemu wymuszeniu dynamicznemu lub kinematycznemu. Tłumik drgań zamontowany jest na głównej konstrukcji i składa się z połączenia klasycznego dynamicznego tłumika drgań z przekładnią bezstopniową (wariatorem). Wariator umożliwia ciągłą zmianę przełożenia, umożliwiając bezstopniową zmianę bezwładności. Regulacja bezwładności umożliwia precyzyjne dostrojenie częstotliwości własnej dynamicznego tłumika drgań tak by była zgodną z aktualną częstotliwością wymuszenia. Zaproponowana modyfikacja sprawia, że dynamiczny tłumik drgań jest efektywny w szerokim zakresie częstotliwości wymuszenia.

Dla badanego układu zbudowano model matematyczny, następnie przeprowadzono badania numeryczne oraz wykonano testy laboratoryjne potwierdzając otrzymane wyniki. W badaniach wykorzystano krzywe odpowiedzi częstotliwościowej (wykresy rezonansowe) używane są do przedstawienia, wpływu urządzenia na dynamikę analizowanego systemu. Przedstawione wykresy rezonansowe stały się podstawą do opisu zachowania systemu w warunkach rzeczywistych. Wykonano serie prób eksperymentalnych otrzymując analogiczne odpowiedzi częstotliwościowe. Wyniki otrzymane z modelu i stanowiska badawczego są niemal identyczne.

Efektywność urządzenia jest znakomita w porównaniu do obecnie znanych rozwiązań.

Dodatkowo dokonano analizy zjawiska rozpraszania energii w systemach prowadzących. W stanowisku testowy zastosowano dwa rodzaje układów prowadzących. Główna masa drgająca prowadzona jest w układzie czterech słupów prowadzących oraz niewspółpracującym z nimi układem łożysk liniowych. Natomiast ruch dynamicznego tłumika drgań zrealizowano poprzez układ rolek prowadzących. W każdym przypadku pierwsza aproksymacja parametrów oparta jest na metodzie zaproponowanej przez Linaga i Feenya. Metoda ta pozwala oszacować rozkład tarcia na tarcie suche i wiskotyczne. Metoda służy do identyfikacji układów idealnie liniowych, jest to oczywiście nieosiągalne w układach doświadczalnych więc można się spodziewać pewnych różnic w wartościach parametrów. Niemniej jednak otrzymane wyniki wykorzystano jako argumenty wejściowe do dodatkowej metody identyfikacji "gray box". Metoda ta jest częścią pakietu oprogramowania Matlab i posiada algorytm identyfikujący parametry układu przy zadanym modelu matematycznym. Ostatecznie uzyskano bardzo dobrą korespondencję między modelem numerycznym a pomiarami przeprowadzonymi na rzeczywistym stanowisku. Tym samym udowodniono, że tak stworzony, uproszczony model tarcia jest wystarczająco dobry, aby poprawnie modelować odpowiedź systemu.

Kolejna część pracy dotyczy szczegółowej analizie inertera wyposażonego w wariator. Przebadano dwie przekładnie w celu określenia charakterystyki przełożenia oraz oporu wewnętrznego. Pierwsza przekładnia została zaprojektowana przez doktoranta natomiast drugi to urządzenie dostępne handlowo. Dowiedziono przewagi zaprojektowanego urządzenia które jest proste i niezawodne. W tego typu przekładni przełożenie ma charakter niemal liniowy oraz nie występuje efekt histerezy. Ponadto przeanalizowano możliwości zwiększenia zakresu pracy poprzez zwiększenie bezwładności koła zamachowego. Ruch wariatora ma charakter oscylacyjny, wpływając na okresową zmianę kierunku obrotów. Pokazano, że taki rodzaj ruchu wariatora nie powoduje zjawiska poślizgu pomiędzy oddziaływającymi elementami przekładni. Zatem ruch oscylacyjny nie zmniejsza wydajność całego urządzenia.

Ponadto omówiono wpływ nieliniowego tłumika wiskotycznego o zmiennym współczynniku tłumienia. Tłumik ten umieszczono między masą główną a dynamicznym tłumikiem drgań. W układzie wyposażonym w liniowy tłumik wiskotyczny na wykresie charakterystyki rezonansowej występują dwa stacjonarne punkty znane jako P i Q. Przeprowadzono analizę możliwości zmiany położenia tych punktów z wykorzystaniem nieliniowego tłumika wiskotycznego i inertera. Analiza dowodzi, że podejrzenie stacjonarnego charakteru tych punktów jest prawdziwe nawet gdy układ wyposażony jest w nieliniowy tłumik drgań. Pokazano jednak, że istnieje możliwość zmniejszenia amplitudy głównego układu poprzez destabilizację rozwiązania okresowego lub przez zmianę inercji.

Praca ta dotyczy innowacyjnego systemu tłumienia drgań wyposażonego w inetrer. Przeprowadzono szczegółową analizę numeryczną proponowanego rozwiązania wraz z weryfikacją eksperymentalną. Otrzymane wyniki pokazują możliwości połączenia inetrera z wariatorem jako elementami dynamicznego tłumika drgań. Uzyskane wyniki potwierdzają założenia teoretyczne i stanowią podstawę do komercjalizacji rozwiązania przedstawiając znakomite osiągi w dziedzinie tłumienia drgań o zmiennej częstotliwości wymuszenia.