MODELOWANIE INŻYNIERSKIE ISSN 1896-771X
33, s. 87-94, Gliwice 2007

MODELOWANIE ELIMINATORA DRGAŃ METODĄ ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH

JAN KOSMOL, MARIUSZ JOSZKO

Katedra Budowy Maszyn, Politechnika Śląska
e-mail: jkosmol@polsl.pl, mariusz.joszko@polsl.pl

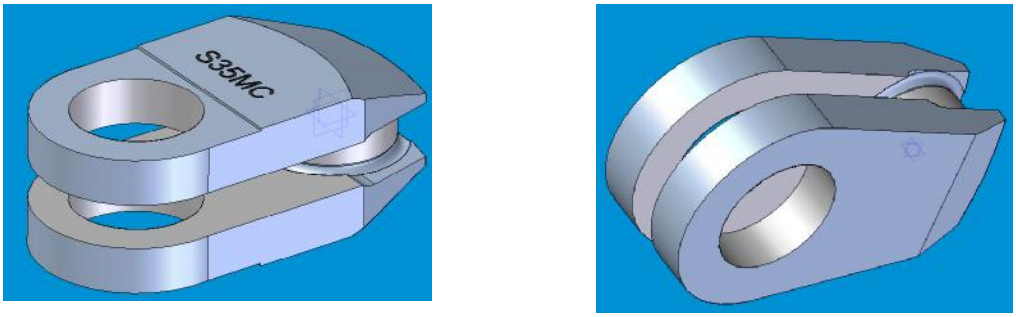
Streszczenie. W artykule przedstawiono metodykę postępowania, zmierzającą do doboru tłumika drgań wymuszonych w postaci eliminatora drgań dla frezu tarczowego o średnicy 5,5 m. Przedstawiono model frezu w konwencji metody elementów skończonych oraz jego postaci drgań i wartości własne. Przyjmując założenie o dominującym wpływie pierwszej częstości drgań własnych, dobrano eliminator drgań i przedstawiono skutki jego zastosowania w postaci odpowiedzi impulsowych. Wskazano także na celowość dobrania odpowiedniego tłumienia w eliminatorze drgań, które umożliwia stosowanie eliminatora w pewnym paśmie częstotliwości wymuszających.

1. WPROWADZENIE

Zagadnienie minimalizowania lub całkowitego eliminowania niekorzystnych skutków drgań podczas obróbki skrawaniem jest w dalszym ciągu niezwykle aktualne. Badania naukowe nad identyfikacją i metodami wykrywania drgań samowzbudnych, a następnie na przeciwdziałaniu ich powstawaniu, należą do najczęściej opisywanych w literaturze przedmiotu [2]. Nie mniej ważne, chociaż może prostsze z punktu widzenia ich zapobiegania, są drgania wymuszone. Dlatego w literaturze są opisywane nieco rzadziej. W niektórych procesach technologicznych znaczenie drgań wymuszonych jest dominujące, a czasami równoważne (występują równocześnie). Wówczas ich identyfikacja, rozróżnienie i przeciwdziałanie jest szczególnie utrudnione. Ma to miejsce zwłaszcza w przypadkach tzw. uwarunkowania strukturalnego, np. w maszynach o dużej podatności mechanicznej z uwagi na „słabe ogniwo”, jakim jest narzędzie (długie, smukłe frezy palcowe, wytaczadła itp.) lub o niskiej wibrostabilności. Wówczas przeciwdziałanie powstawaniu drgań metodami konwencjonalnymi, tj. przez odpowiedni dobór parametrów obróbki lub sterowanie nimi, nie zawsze daje zadowalające efekty. W wielu wypadkach zachodzi konieczność zmian strukturalnych, np. w postaci wprowadzenia specjalnego tłumika drgań. W niniejszym artykule jest mowa o takim właśnie przypadku, kiedy a priori założono, że potencjalnie wysokie zagrożenie powstawaniem drgań wymaga przeciwdziałania w postaci eliminatora drgań jeszcze na etapie projektowania obrabiarki. Teoria eliminatorów drgań jest stosunkowo dobrze rozpoznana [2] i zakłada, że taki eliminator może być odpowiednio skuteczny w warunkach wymuszeń rezonansowych. A jak dobrać eliminator dla częstotliwości wymuszających około rezonansowych? To m.in. jest przedmiotem artykułu.

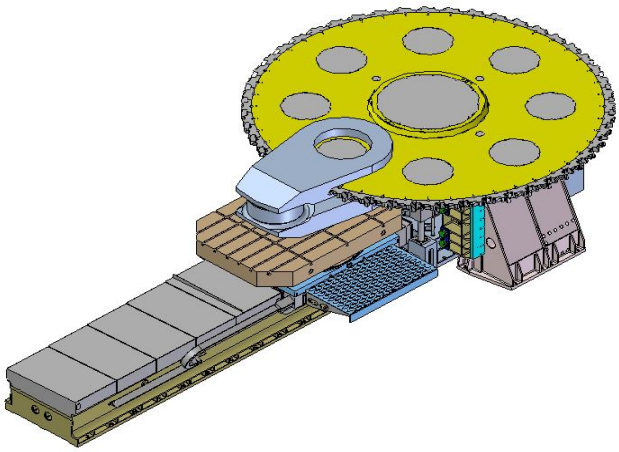
2. OBIEKT BADAŃ

Obiektem badań była specjalna frezarka typu FS-240CNC, produkcji F.O. „RAFAMET” S.A. w Kuźni Raciborskiej [4], przeznaczona do obróbki elementów wielkogabarytowych wału korbowego (wały o długości do 30 m i masie ponad 100 t). Widok takiego elementu w postaci wykorbienia pokazano na rys. 1.



Rys. 1. Elementy wału korbowego wytwarzane metodą frezowania

Duże odkuwki ze stali stopowej poddaje się frezowaniu w celu wykonania prześwitu i czopa. Z uwagi na wymiary gabarytowe takich wykorbień zachodzi konieczność zagłębienia się frezu na głębokość ponad 2000 mm, przy czym wysokość prześwitu nie przekracza 130 mm. W zależności od położenia frezu obróbka następuje ostrzami usytuowanymi po jednej stronie tarczy frezu, po jednej stronie i od czoła frezu oraz z trzech stron jednocześnie. Koncepcję obrabiarki i narzędzia skrawającego przedstawiono na rys. 2.

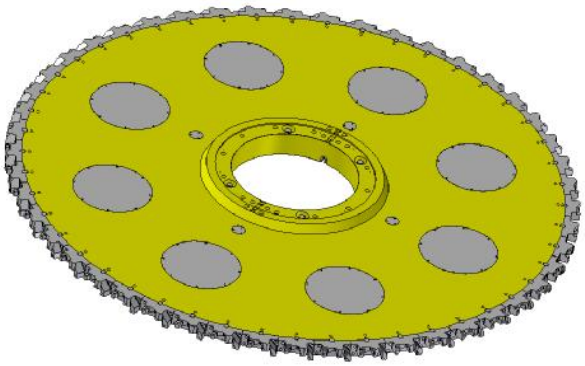


Rys. 2. Koncepcja obrabiarki i narzędzia skrawającego do wytwarzania wielkogabarytowych wykorbień [4]

Intuicyjnie rzecz biorąc, elementem, który może być słabym ogniwem takiego systemu wytwórczego, jest frez tarczowy przedstawiony na rys. 3.

To, co decyduje o jego właściwościach statyczno-dynamicznych, to średnica ok. 5500 mm, grubość tarczy ok. 130 mm oraz ostrza rozmieszczone na obwodzie (144 ostrza). Ponieważ prędkość obrotowa frezu może się zmieniać w zakresie 0,5÷10 obr/min, to ewentualne drgania wymuszone od kolejnych ostrzy wchodzących w strefę skrawania, mogą osiągać częstotliwości do 24 Hz. Powstaje więc pytanie, czy istnieje realne niebezpieczeństwo

rezonansu mechanicznego, tzn. czy częstotliwość drgań własnych takiego obiektu mechanicznego nie jest porównywalna z częstotliwościami wymuszeń od sił skrawania?



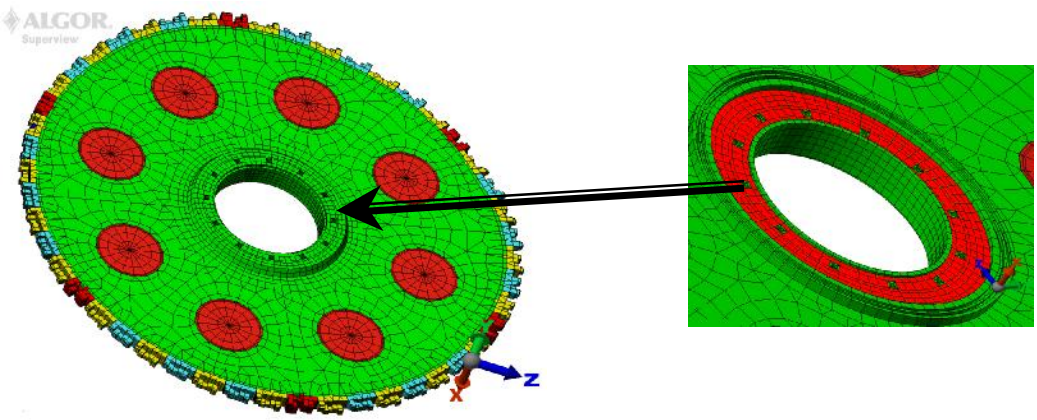
Średnica	5500mm
Prędkość obrotowa	0,5 - 10 obr/min
Maks. głębokość frezowania	2000mm
Wysokość tarczy freza	130mm
Liczba kaset	48
Liczba ostrzy	144
Moc główna	150kW

Rys. 3. Obiekt badań – frez tarczowy

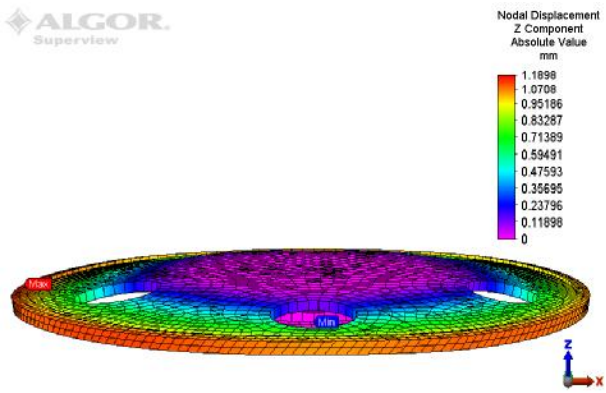
Powstaje także i drugie pytanie, czy taki układ: frezarka – frez tarczowy – proces frezowania jest wystarczająco wibrostabilny? W ramach niniejszej pracy starano się odpowiedzieć na pierwsze pytanie. Zakładając „a priori" konieczność wprowadzenia specjalnych tłumików drgań w pierwotnej konstrukcji tarczy frezu, przewidziano miejsce (8 otworów) na ich usytuowanie. Tak więc analizie poddawano tarczę z wstępnie przygotowanymi otworami.

3. METODA DOBORU TŁUMIKA DRGAŃ

Cała analiza, statyczna i dynamiczna, została przeprowadzona w konwencji metody elementów skończonych. Opracowano model MES całej obrabiarki, który posłużył do oceny odkształceń i postaci drgań. Jednakże dobór tłumika przeprowadzono tylko dla samego narzędzia, przyjmując upraszczające założenie, że jest on sztywno zamocowany w miejscach, w których styka się z obrabiarką (rys. 4). Do oceny jego sztywności wyznaczono przemieszczenie wywołane ciężarem własnym (rys. 5).



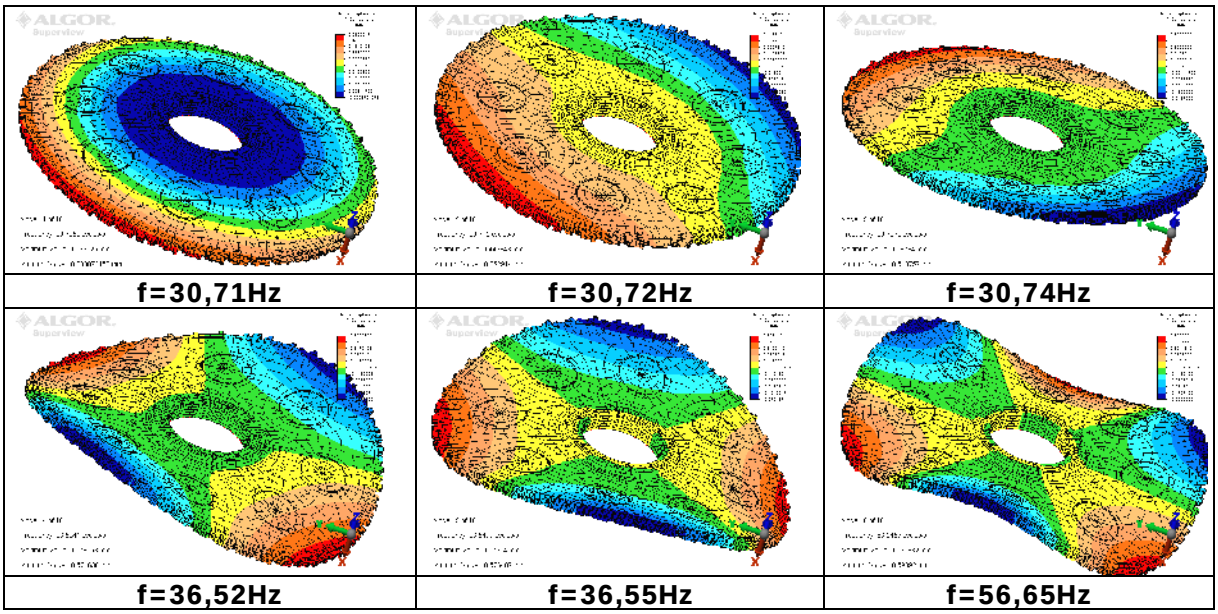
Rys. 4. Model MES frezu jako obiektu badań



Rys. 5. Przemieszczenia frezu pod ciężarem własnym

Jak widać z rys. 5, przemieszczenia od ciężaru własnego (ponad 20 T) są znaczne, sięgają bowiem 1 mm i więcej. Istotna jest natomiast postać geometryczna odkształconego narzędzia jako pełni symetrycznej płyty.

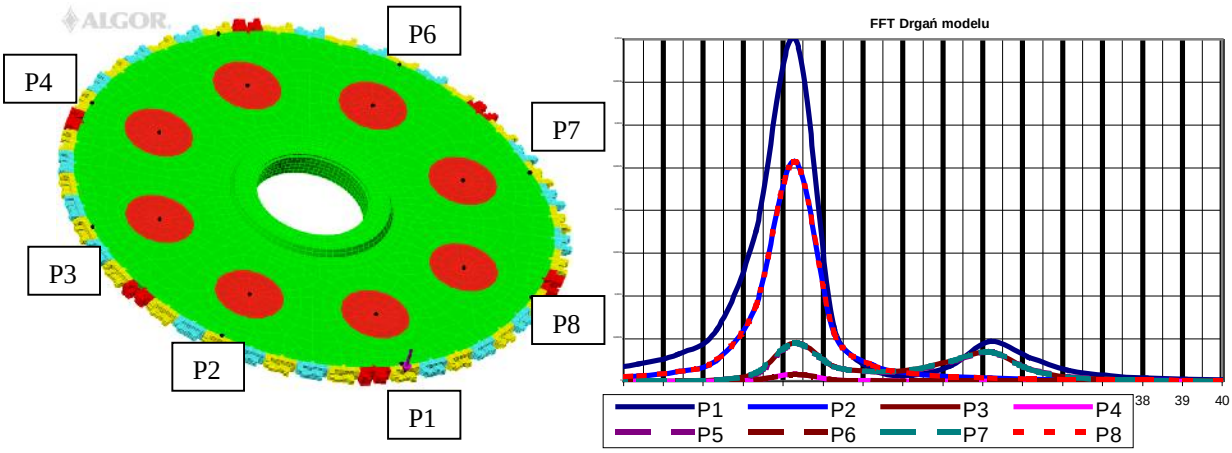
Następnie wyznaczono postacie drgań własnych oraz wartości własne. Ten krok miał dać odpowiedź na pytanie, czy podczas frezowania może pojawić się zjawisko rezonansu mechanicznego. Na rys. 6 przedstawiono kilka pierwszych postaci drgań.



Rys. 6. Postacie drgań samego frezu

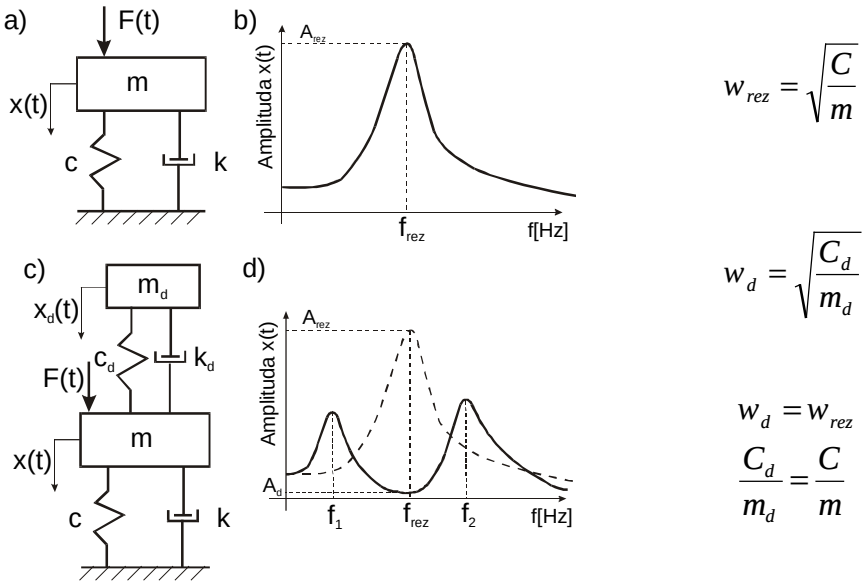
Pierwsze częstości drgań własnych były na poziomie 30 Hz, przy czym charakterystyczne są bliskie wartości kilku kolejnych częstotliwości, o zróżnicowanych postaciach drgań. Te wyniki potwierdzają występowanie wielu osi symetrii obiektu.

Na podstawie uzyskanych badań uznano, że istnieje pewne zagrożenie pojawienia się skutków rezonansu mechanicznego (obróbka z wymuszeniami od sił skrawania o częstotliwości 24 Hz) i że jest celowe zaprojektowanie odpowiedniego tłumika drgań. Na podstawie badań wstępnych, w postaci odpowiedzi impulsowych (impuls Diraca od sił skrawania – rys. 7) przyjęto, że model frezu może być traktowany jako obiekt o jednym stopniu swobody.



Rys. 7. Częstotliwościowa funkcja przejścia frezu tarczowego

Dla takiego obiektu może być zaprojektowany eliminator drgań, dostrojony do pierwszej częstości drgań własnych frezu. Koncepcja eliminatora drgań została przedstawiona na rys. 8.



$$w_{rez} = \sqrt{\frac{C}{m}}$$

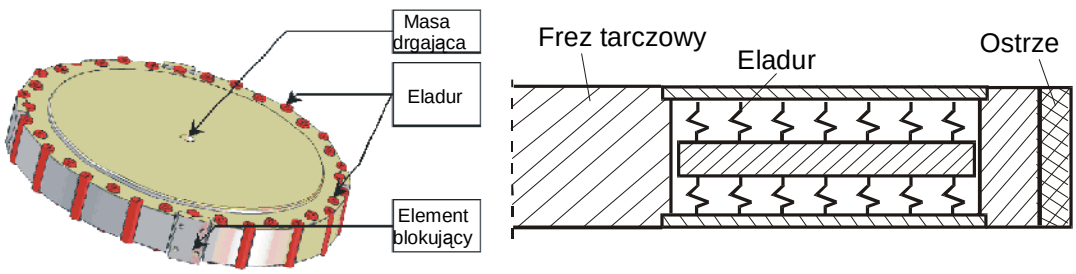
$$w_d = \sqrt{\frac{C_d}{m_d}}$$

$$w_d = w_{rez}$$

$$\frac{C_d}{m_d} = \frac{C}{m}$$

Rys. 8. Koncepcja eliminatora drgań dla frezu tarczowego jako obiektu o jednym stopniu swobody

Konstrukcja eliminatora drgań przedstawiona na rys. 9 wykorzystała rynkowo dostępne elementy z tworzyw sztucznych o handlowej nazwie Eladur. Dostawca tych elementów umożliwia ich ograniczony dobór ze względu na kryterium sztywności i rozproszenia drgań.



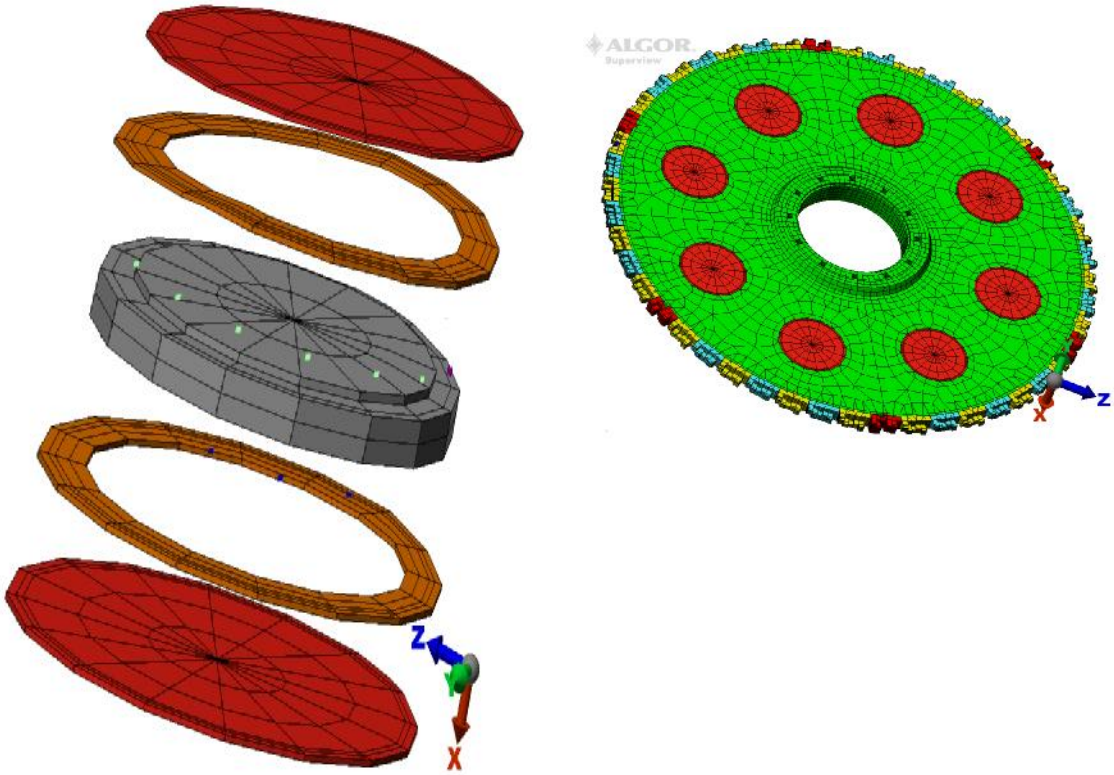
Rys. 9. Konstrukcja eliminatora drgań

Eliminatory takie zostały umiejscowione w tarczy frezu, w miejscach do tego wcześniej przewidzianych. Było ich 8.

Opracowany został model MES takiego eliminatora drgań (rys. 10a), a cechy konstrukcyjne dobrano tak, aby spełniony został warunek równości częstotliwości drgań własnych frezu i eliminatora.

Model MES eliminatora drgań został dodany do modelu MES frezu (rys. 10b) i tak zmodyfikowany układ poddano badaniom symulacyjnym w konwencji metody elementów skończonych.

a) b)

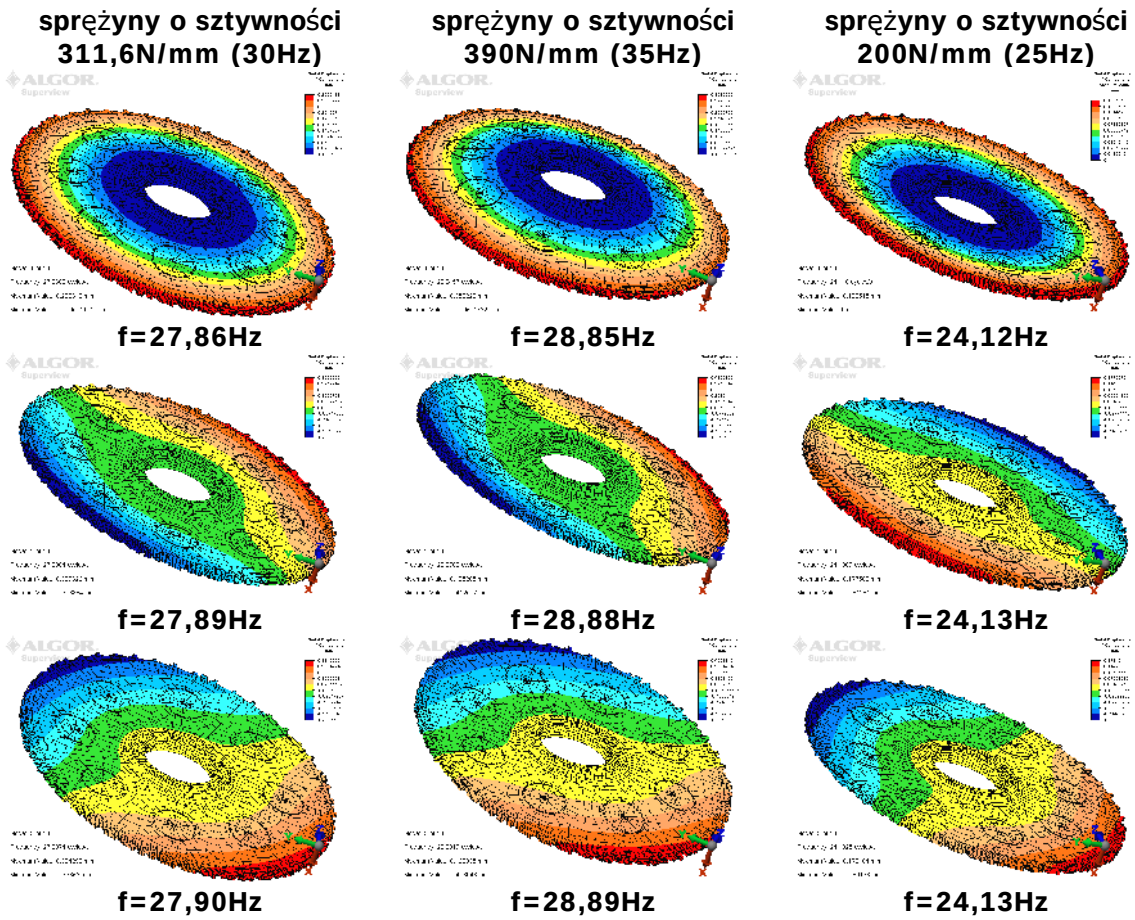


Rys. 10. Model MES eliminatora drgań i frezu z eliminatorami

Wyznaczone zostały postacie drgań i wartości własne układu: frez – eliminatory, przy czym rozważono przypadki, dla których częstotliwość drgań własnych eliminatora drgań była niższa, równa i wyższa od częstotliwości drgań własnych frezu. Wyniki takich analiz przedstawiono na rys. 11.

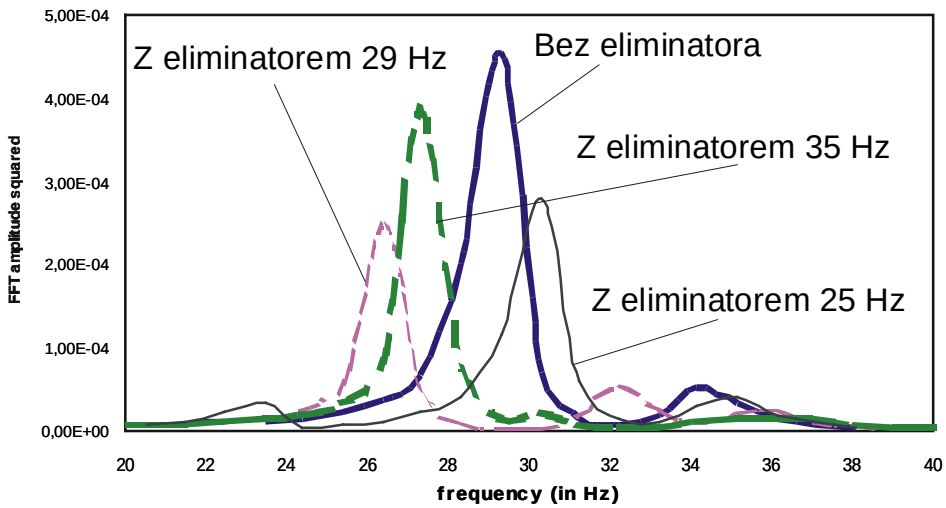
Zgodnie z teorią eliminatorów drgań, w miejsce pierwotnej postaci drgań (dotyczy samego frezu), pojawiły się postacie drgań o częstotliwości niższej (ok. 28 Hz) i wyższej (ok. 34 Hz) – dotyczy to przypadku, kiedy częstotliwość eliminatora została dostrojona do częstotliwości frezu. Natomiast dla przypadku podrezonansowego, (częstotliwość eliminatora była niższa od częstotliwości frezu) zróżnicowanie obu nowych częstotliwości było większe. W celu oceny skuteczności działania eliminatora drgań wyznaczono odpowiedzi impulsowe w postaci częstotliwościowej funkcji przejścia. Rys. 12 przedstawia otrzymane wyniki analizy.

Z rys. 12 wynika jednoznacznie, że jeżeli częstotliwość drgań wymuszonych, np. od siły skrawania, będzie mniejsza od częstotliwości drgań własnych frezu (w tym przykładzie 30 Hz), to lepiej jest, jeżeli eliminator drgań ma częstotliwość drgań własnych niższą (w tym przypadku 25 Hz). Efekty działania eliminatora są wtedy korzystniejsze.



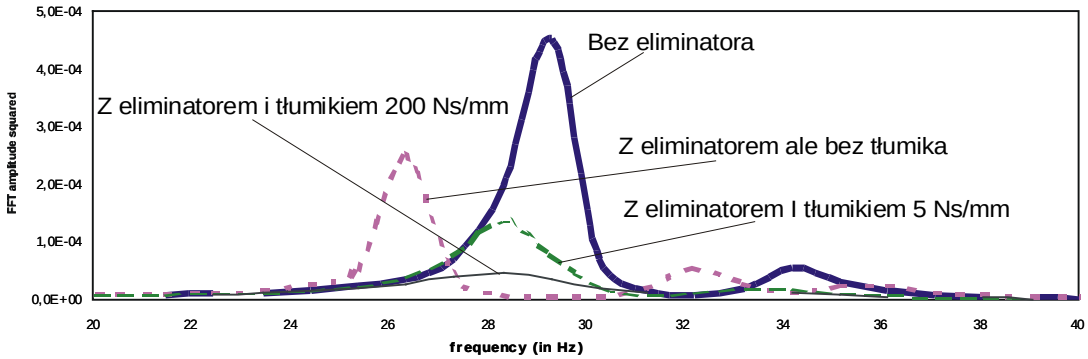
Rys. 11. Postacie drgań i wartości własne modelu frezu i eliminatora drgań

Ponieważ elementy sprężyste w eliminatorze drgań (elementy typu Eladur) posiadają również właściwości tłumiące, zbadano wpływ współczynnika tłumienia na odpowiedzi impulsowe frezu z eliminatorem drgań.



Rys. 12. Częstotliwościowa funkcja przejścia modelu frezu wraz z eliminatorem drgań dla różnego stopnia dostrojenia eliminatora (29 Hz, 35 Hz, 25 Hz)

Rys. 13 przedstawia częstotliwościową funkcję przejścia frezu z eliminatorem dla kilku wartości współczynników tłumienia. Wynika z niego jednoznacznie, że wraz ze wzrostem współczynnika rozproszenia energii poszerza się zakres prawidłowego działania eliminatora.



Rys. 13. Częstotliwościowa funkcja przejścia modelu frezu i eliminatora drgań dla kilku wartości współczynnika rozproszenia energii (0, 5 i 200 Ns/mm)

4. PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono pewne podejście do doboru eliminatora drgań dla obiektu poddanego silnym drganiom wymuszonym.

Z wyników przeprowadzonej analizy można wnioskować, że:

- w przypadku, kiedy obiekt (frez tarczowy) może być opisany jako element dynamiczny o jednym stopniu swobody, dołączenie eliminatora drgań, dostrojonego do tego obiektu, przynosi spodziewane efekty tłumiące,
- jeżeli wymuszenia, np. od sił skrawania, mają częstotliwości niższe od częstotliwości drgań własnych obiektu, korzystniej jest dostroić eliminator w taki sposób, aby jego częstotliwość drgań własnych była niższa od częstości obiektu,
- jeżeli występuje możliwość wprowadzenia wraz z eliminatorem drgań elementów rozpraszających energię, to należy tak postąpić. Wartość współczynnika rozproszenia energii należy maksymalizować, kierując się ograniczeniami konstrukcyjnymi obiektu.

LITERATURA

1. Kosmol J., Joszko M.: Dobór eliminatora drgań dla wielkogabarytowego freza tarczowego. Materiały z XII Konferencji Naukowej Wibroakustyki i Wibrotechniki „Wibrotech 2006”, Kraków, 2006, s. 126-127
2. Marchelek K.: Dynamika obrabiarek. Warszawa: WNT, 1995.
3. VEITH, *Eladur*, Ohringen, 2002.
4. Wdrożenie frezarki specjalnej do obróbki wykorbień wałów korbowych typ FS 550 CNC. Sprawozdanie z Projektu Celowego Nr 03644/C.T07-6/2005, Gliwice 2005.

MODELLING OF VIBRATION DAMPING USING FEM

Summary. Results of simulation of dynamic vibration eliminators are presented. The eliminators are built-in a large-size mills cutter for processing of double cranks shafts used in shipping engines.The Finite Element Method was used for simulation. Using this FE model, it was possible to choose elastic properties of vibration dampers