

krążnik, hałas, analiza modalna

Wojciech SAWICKI*, Robert KRÓL*

OCENA SKUTECZNOŚCI WYTLUMIENIA KRAŻNIKÓW ZA POMOCĄ ANALIZY MODALNEJ

W poniższej pracy przeprowadzono ocenę skuteczności wytłumienia krążników z użyciem analizy modalnej. Pokazano że tłumienie modalne ma bezpośredni związek z tłumieniem rzeczywistym struktury. Analizę modalną przeprowadzono dla siedmiu krążników z czego sześć posiadało dodatkowe elementy tłumiące. Uśrednione wartości tłumienia modalnego tych modyfikowanych krążników zostały porównane do krążnika referencyjnego.

1. WPROWADZENIE

Obecnie przykładą się co raz większą wagę do ochrony środowiska naturalnego. Jednym z czynników powodujących jego zanieczyszczenie jest hałas. Kopalnie odkrywkowe bardzo często borykają się z problemem nadmiernej emisji hałasu, starają się obniżyć poziom tego hałasu w sposób bierny, budując ekrany akustyczne, lub aktywny, zmniejszając hałas u źródła. To ostatnie podejście do problemu reprezentowane jest przypadkiem prób wyciszenia krążników, głównego elementu przenośnika taśmowego.

Ocena skuteczności wytłumienia krążników można przeprowadzić w terenie instalując na pewnej reprezentatywnej długości przenośnika badane krążniki. Jest to jednak rozwiązanie kosztowne wymaga bowiem posiadania około 300 krążników. Innym sposobem jest zbudowanie specjalnego stanowiska z komorą akustyczną w której znajduje się pojedynczy krążnik, napędzany taśmą przechodzącą przez jej środek (Horstmeier, 1981). Stanowisko takie daje dobrą ocenę hałasu generowanego przez pojedynczy krążnik ale jego budowa jest również kosztowna. Instytut Górnictwa od kilku lat posiada i użytkuje aparaturę i oprogramowanie do wykonywania analizy modalnej. Analiza modalna jest próbą opisanie dynamiki struktury mechanicznej za pomocą drgań własnych (modów). Każdy mod opisany jest charakterystyczną częstotliwością drgań własnych, współczynnikiem tłumienia oraz kształtem postaci

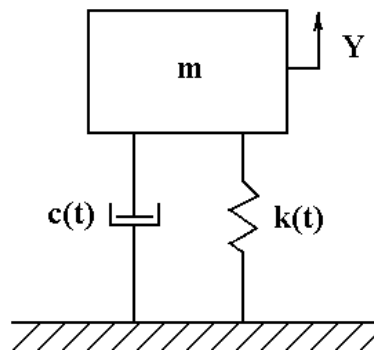
* Instytut Górnictwa Politechniki Wrocławskiej, pl. Teatralny 2, 50-051 Wrocław,
e-mail: wojciech.sawicki@pwr.wroc.pl

drgań. Te charakterystyczne parametry mogą być określone na podstawie serii pomiarów widmowej funkcji przejścia (FRF) pomiędzy jednym punktem układu a skończoną ilością innych punktów.

W poniższej pracy podjęto próbę wykorzystania analizy modalnej do oceny własności dynamicznych krążnika. Ocena tą przeprowadzono w oparciu o wyniki zmian tłumienia modalnego. O wyborze tego parametru zdecydowały wyniki przeprowadzonych symulacji.

2. WYBÓR TŁUMIENIA MODALNEGO JAKO PARAMETRU NAJLEPIJ OPISUJĄCEGO ZMIANY

W tym celu przeprowadzono symulacje układu o jednym stopniu swobody (SDOF) – rys. 1. , którego dynamika opisana została równaniem (1):

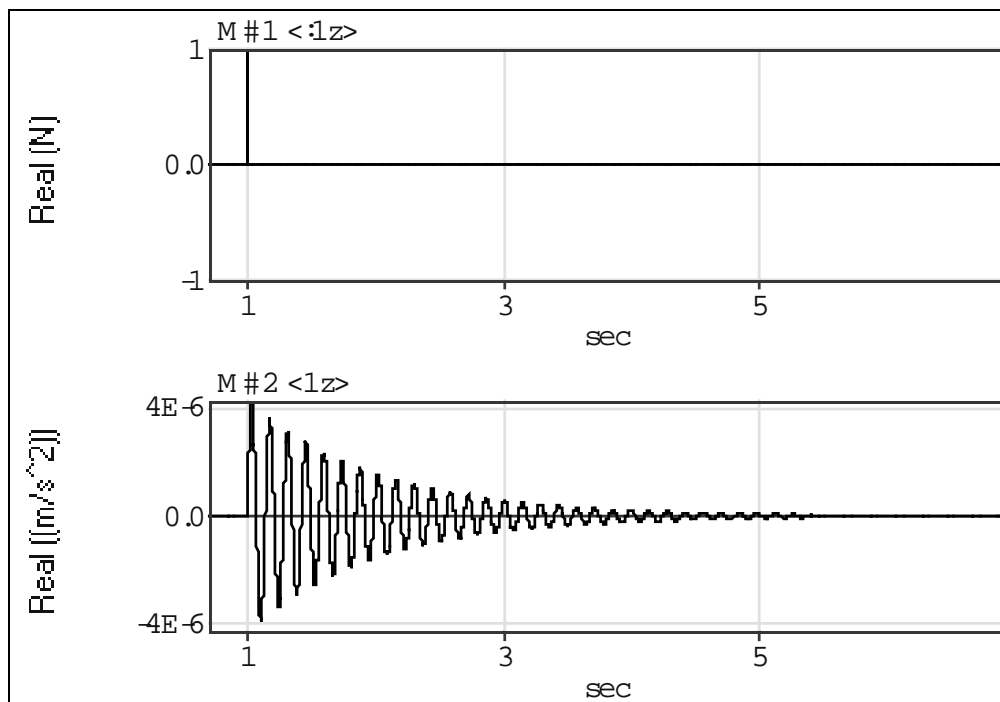


Rys. 1. Układ o jednym stopniu swobody
Fig. 1 Single degree-of-freedom (SDOF) model

$$m \frac{d^2 Y}{dt^2} = -k(t)Y - c(t) \frac{dY}{dt} - mg \quad (1)$$

Symulacje przeprowadzono dla dwóch grup parametrów $m = 50$ kg, $k = 100000$ N/m i $c_1 = 100$ Ns/m oraz $m = 50$ kg, $k = 100000$ N/m i $c_2 = 500$ Ns/m. Wzajemny stosunek tłumień c_1/c_2 wyniósł 5.

Układy zostały pobudzone impulsem o sile 1 N. Wszystkie symulacje zostały wykonane w środowisku Matlab Simulink. Uzyskane przebiegi (rys. 2.) zostały zaimportowane do programu MeScopeVes gdzie policzono widmowe funkcje przejścia - FRF (okno prostokątne).



Rys. 2. Przebiegi czasowe pobudzenia i odpowiedzi układu
 Fig. 2. Time signals of excitation force and structure response of SDOF

Parametry modalne tzn. częstotliwość, tłumienie modalne i postać drgań, dla układu SDOF, zostały przedstawione w tabeli 1.

Tabela 1

Uzyskane częstotliwość, tłumienie oraz postać drgań układu SDOF dla dwóch grup parametrów

Grupa parametrów	Częstotliwość [Hz]	Tłumienie [%]	Amplituda [(m/s ²)/N]	Faza [°]
m, k, c ₁	7,116	2,236	447,2E-6	0,8437
m, k, c ₂	7,073	11,18	449,5E-6	0,8384

Stosunek obu tłumień modalnych wynosi dokładnie 5, a odpowiednie amplitudy prawie się nie zmieniły. Wyznaczenie różnic w tłumieniu modalnym daje więc bardzo dobrą ocenę faktycznej zmiany cech wibroakustycznych struktury.

3. ZESTAW POMIAROWY

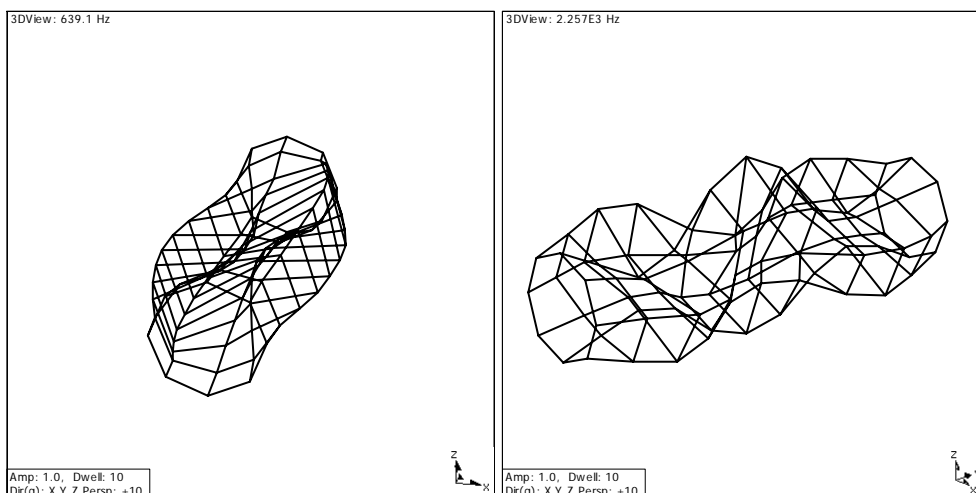
Analiza modalna krążników przeprowadzona została za pomocą dwóch akcelerometrów Endevco 751-10 oraz analizatora Pulse wraz z przenośną kasetą pomiarową 3560C wyposażoną w 6 kanałowy moduł 3032A i oprogramowania MeScopeVes firmy Vibrant. Analizie modalnej został poddany każdy z siedmiu krążników, mocowanych w kłach stanowiska do badania oporów. Na powierzchni krążnika naniesiona została siatka 72 punktów. Współrzędne tych punktów opisano w cylindrycznym układzie współrzędnych (r , φ , z). Pobudzenie następowało za pomocą młotka udarowego BK 8202 z wbudowanym czujnikiem siły typ BK 8200. Młotek wyposażony był w stalową końcówkę. Odpowiedź mierzono dwoma akcelerometrami w punktach 3 i 82, akcelerometry przymocowane zostały za pomocą wosku. Wyzwalanie analizatora (rozpoczęcie pomiaru) wyprzedzało, na około 10% czasu trwania pomiaru, moment gdy siła pobudzająca przekraczała pewien poziom. Analizator przed wykonaniem analizy FFT nakładał odpowiednio na sygnał pobudzenia i odpowiedzi okno typu *transient* i wykładnicze o wcześniej dobranych parametrach. Analiza odbywała się w zakresie częstotliwości 0 - 3200Hz, przy rozdzielczości 2 Hz. Pobudzanie krążnika następowało we wspomnianych 72 punktach w kierunku r i z , tzn. prostopadle i równoległe do jego osi. Krążnika nie pobudzano w kierunku kąta φ , tzn. stycznie do powierzchni płaszcza, gdyż jest to trudne do wykonania, a wzbudzone w ten sposób postaci drgań własnych powinny być drganiami skrętnymi płaszcza o znikomym wpływie na generowanie hałasu. Następnie zmierzone widmowe funkcje przejścia (FRF) zostały importowane do programu MeScopeVes, który przeprowadzono analizę modalną na podstawie zbioru FRF.

3.1. WYNIKI POMIARÓW

Przebadanych zostało 7 krążników o takiej samej postaci konstrukcyjnej a różniące się jedynie dodanym wytlumieniem. Krążnik **k0** był używany krążnikiem bez wytlumienia, krążniki: k1, k2, ..., k5 to krążniki które miały płaszcz wyklejony od środka paskami z masy tłumiącej, zaś krążnik k6 posiadał wypełnienie w postaci gąbki. W wyniku przeprowadzonej analizy modalnej uzyskano pierwszych piętnaście modów drgań krążnika

Na rys. 3 przedstawiono pierwszą i szóstą postać drgań własnych krążnika k0 w rzucie perspektywnym.

Poszczególne mody wraz ze swoimi częstotliwościami i tłumieniami (procent tłumienia krytycznego) dla krążnika k0 zebrane zostały w tab. 1. Z uwagi na symetrię krążnika, posiada on pierwiastki wielokrotne tzn., że dla tej samej lub niewiele różniącej się częstotliwości występują dwa mody. Zasadnicza różnica pomiędzy takimi dwoma modami polega na tym że faza wychyleń poszczególnych punktów różni się o stałą wartość. W takich sytuacjach tłumienie krytyczne zostało uśrednione.



Rys. 3. Pierwszy i szósty mod drgań krążnika k0
 Fig. 3. First and sixth mod shape of k0 idler

Tabela 2

Wielkość tłumienia dla poszczególnych modów

Mod	Częstotliwość [Hz]	Tłumienie [%]	Tłumienie [%] śred.
1	639,1	0,222	0,215
2	644,1	0,209	
3	1308	0,228	0,232
4	1327	0,235	
5	1402	0,126	0,133
6	1412	0,139	
7	1637	0,127	0,130
8	1641	0,132	
9	2107	0,167	0,155
10	2114	0,143	
11	2257	0,298	0,254
12	2304	0,211	
13	2611	0,074	0,090
14	2622	0,106	
15	2746	0,179	0,179
16	2767	0,145	0,145
17	2991	0,151	0,151

Przedstawiona analiza modalna została wykonana dla pozostałych 6 krążników. Zestawienie wszystkich siedmiu krążników wraz wielkością tłumienia dla poszczególnych modów przedstawia tabela 3.

Tabela 3

Wielkość tłumienia dla poszczególnych modów

mod	k0	k1	k2	k3	k4	k5	k6
1	0,22	0,24	0,23	0,22	0,26	0,31	2,26
2	0,13	0,15	0,17	0,15	0,26	0,30	0,59
3	0,23	0,22	0,19	0,22	0,25	0,25	0,72
4	0,13	0,15	0,16	0,13	0,20	0,27	0,60
5	0,15	0,15	0,15	0,17	0,17	0,25	0,45
6	0,09	0,18	-	0,15	0,36	0,32	0,42
7	0,25	0,29	-	0,28	0,27	-	0,57
8	0,18	0,16	0,23	0,13	0,30	0,29	0,38
9	0,15	0,16	-	0,12	0,22	0,25	0,31
10	0,15	-	0,17	0,19	0,20	0,24	0,37
11	-	0,20	0,17	0,12	0,26	0,34	-
średnia	0,17	0,19	0,18	0,17	0,25	0,28	0,67

3.2. OCENA ZDOLNOŚCI TŁUMIENIA NA PODSTAWIE WYNIKÓW TŁUMIENIA OTRZYMANÝCH Z MODELU MODALNEGO

Uzyskane wyniki analizy modalnej posłużyły do wykonania oceny skuteczności tłumienia. Jako decydujący parametr wybrano tłumienie modalne. Tłumienie modalne każdego z krążników zostało odniesione do tłumienia krążnika k0 (bez wytłumienia). W efekcie uzyskano różnice w tłumieniu wyrażoną w decybelach. Nie popełniając wielkiego błędu można przyjąć, że taka sama będzie różnica w poziomie dźwięku emitowanego przez krążnik pobudzony impulsem szerokopasmowym.

$$dL_p = 20 \log \frac{c_i}{c_{k0}} \quad (2)$$

gdzie dL_p - różnica w poziomie dźwięku, c_i - wielkość tłumienia krytycznego, c_{k0} - wielkość tłumienia krytycznego krążnika k0 (bez pasków).

Różnice w poziomie dźwięku emitowanego przez poszczególne krążniki w odniesieniu do krążnika k0 pokazane zostały w tab. 4.

Tabela 4

Różnice w poziomie dźwięku

	k0	k1	k2	k3	k4	k5	k6
dL_p [dB]	0,0	1,1	0,8	0,1	3,4	4,5	12,0

Biorąc pod uwagę odczucie głośności skali decybelowej (tab. 5) i wyniki przedstawionych pomiarów i analiz tylko typy wyklejenia zastosowane w krążnikach k4 i k5 oraz użycie gąbki w krążniku k6 ma sens.

Tabela 5

Odczuwanie skali decybelowej wg (B&K CD-ROM, 1999)

Zmiana poziomu dźwięku w [dB]	Zmiana odczuwalnej głośności
3	ledwo zauważalna
5	wyraźna zmiana
10	dwukrotnie głośniej
15	duża zmiana
20	czterokrotnie głośniej

4. PODSUMOWANIE

W niniejszym artykule przedstawione próbę zastosowanie analizy modalnej do oceny własności dynamicznych krążników. W wyniku przeprowadzonej analizy modalnej uzyskano informacje o tłumieniu modalnym 6 krążników. Ocena własności tłumiących poszczególnych krążników przeprowadzono po zastosowaniu uproszczenia polegającego na tym że tłumienie modalne jest wprost proporcjonalne poziomu dźwięku emitowanego przez krążnik pobudzony impulsem szerokopasmowym. Na podstawie uzyskanych wyników zaleca się stosowanie rodzaju wyklejania występującego w krążnikach oznaczonych symbolami k4 i k5 lub użycie gąbki - krążnik k6.

LITERATURA

- HORSTMEIER R. *Zur Schallemission von Gurtförderanlagen*, praca doktorska, Uniwersytet w Hanowerze, 1981
 TRANSDUCERS & CONDITINIONG. *Bruel&Kjeaar interactive CD-ROM*, 1999.

idler, noise, modal analysis

ESTIMATION OF VIBRO-ACOUSTIC PROPERTIES OF IDLERS BASED ON MODAL ANALYSIS

The attempt to estimate vibro-acoustic properties of idlers has been presented in this paper. The methodology is based on experimental technique called modal analysis. It has been proved that modal damping is strictly connected with real damping of structure. Modal analysis has been performed for seven idlers. The averaged modal damping values of six modified idlers have been compared with the reference one.