

# DYNAMICZNY ELIMINATOR DRGAŃ

Sprawozdanie z ćwiczenia wykonanego w dniu 13.05.2024 przez:

1. ....
2. ....
3. ....
4. ....
5. ....
6. ....
7. ....
8. ....
9. ....

## Wstęp

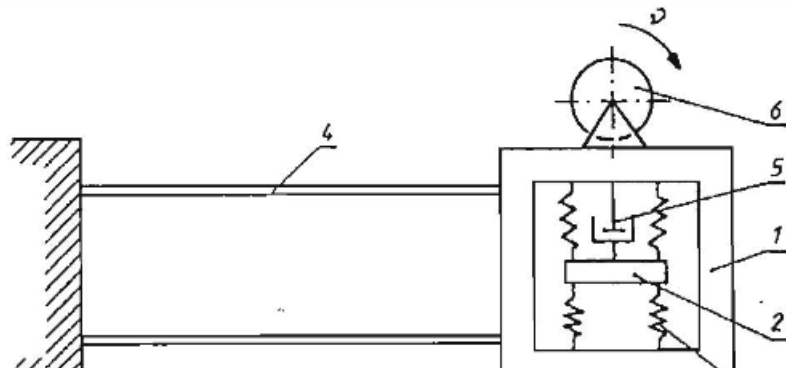
Przedmiotem badania było stanowisko przedstawione na rys. 1. Stanowisko pomiarowe składające się zasadniczo z głównej obudowy o masie  $M$  oraz zawieszonego w niej na sprężynach i tłumiku eliminatora drgań o masie  $m$ . Możliwe jest zablokowanie eliminatora z główną obudową dzięki czemu cały układ można rozpatrywać jako układ o nieskończonym tłumieniu albo układ o jednym stopniu swobody o masie  $m+M$ , lub układ o dwóch stopniach swobody gdy eliminator jest odblokowany.

Sterując napięciem zasilania wzбудnika możliwa jest kontrola częstotliwości siły wymuszającej. Dane są:

$$\mu = \frac{m}{M} = 0,05; \quad f = \frac{\omega_{20}}{\omega_{10}} = 1$$

Gdzie:  $\omega_{02}$  – częstotliwość własna eliminatora,

$\omega_{01}$  – częstotliwość własna obudowy



Rysunek 1 Schemat stanowiska pomiarowego gdzie: 1 Układ główny o masie  $M$  podwieszony na sprężynach płaskich (4), 2 Eliminatory o masie  $m$  podwieszony na sprężynach (3), 5 Tłumik, 6 Wzbudnik drgań

Wykonano po 15 pomiarów dla obydwu pomiarów przy różnych napięciach zasilania odpowiadających częstotliwościom od 6,5Hz do 27,5Hz co 1,5Hz. Stanowisko pomiarowe pozwalało na zapis wyników w postaci plików csv, zawierających 4 kolumny odpowiadające czasowi pomiaru, przyspieszeniu eliminatora, przyspieszeniu obudowy oraz częstotliwości wibratora. Na podstawie tych danych sporządzono krzywe rezonansowe dla dwóch przypadków.

## Wyniki pomiarów

### Układ o nieskończonym tłumieniu

W przypadku zablokowanego eliminatora rozważamy układ o nieskończonym tłumieniu, który można sprowadzić do układu o jednym stopniu swobody i uprościć do przypadku masy drgającej na sprężynie.

Wtedy:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M+m}} = \sqrt{\frac{K}{M(1+\mu)}} = \sqrt{\frac{K}{1,05M}} \quad (1)$$

Sterując napięciem zasilania wzбудnika ustalono częstotliwość rezonansową układu:

$$\omega_0 = 17\text{Hz} = 34\pi \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Następnie wykonano 15 pomiarów i dla każdego obliczono średnią wartość przyspieszenia obudowy w celu wyeliminowania przyspieszenia grawitacyjnego oraz znaleziono maksymalne wartości bezwzględne przyspieszenia obudowy w okresie gdy częstotliwość wymuszenia  $\nu = \text{const}$ . Na podstawie tych danych sporządzono krzywą zależności przyspieszenia obudowy  $a$  od stosunku  $\frac{\nu}{\omega_0}$  stosując interpolację sześcienną.

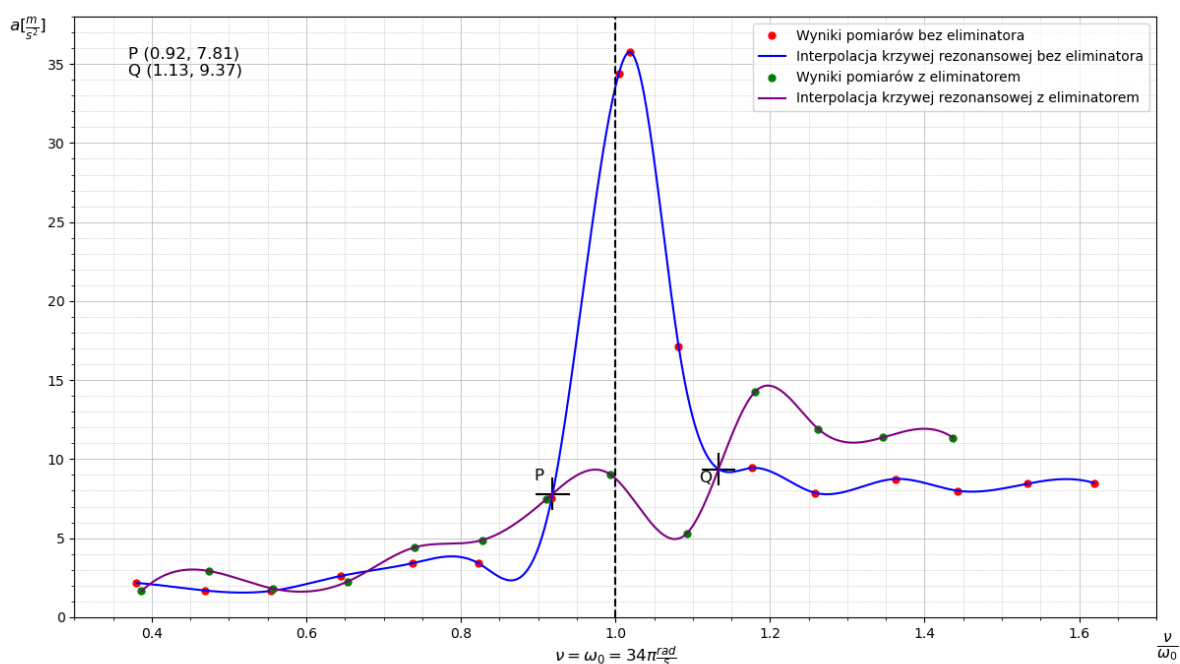
### Układ o dwóch stopniach swobody

Rozważając stanowisko z odblokowanym eliminatorem sprowadzamy je do układu o dwóch stopniach swobody gdzie:

$$\omega_{10} = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (2)$$

$$\omega_{20} = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3)$$

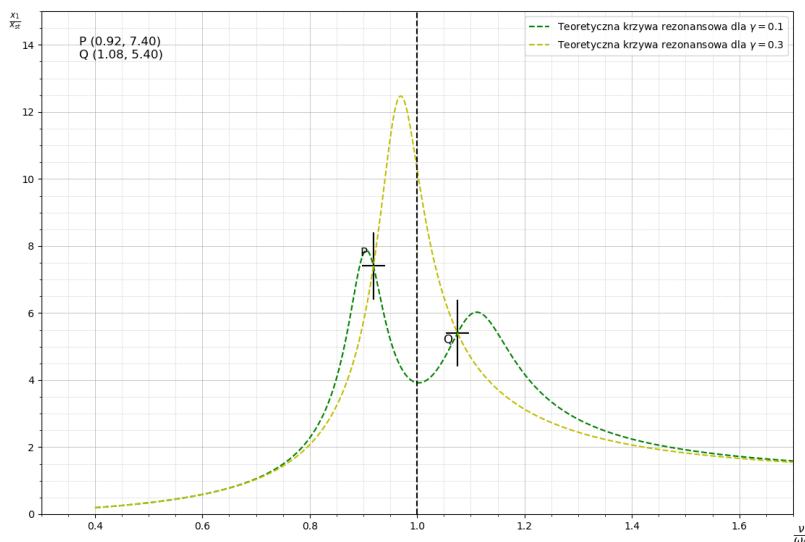
Dla tego układu wykonano 15 pomiarów w sposób opisany dla układu zablokowanego, a uzyskane krzywe nałożono na siebie i przedstawiono na rys. 2:



Rysunek 2 Krzywe rezonansowe

## Analiza danych

Zgodnie z zależnością (5.15) z instrukcji wyznaczono teoretyczne krzywe rezonansowe dla podanych wartości  $f, \mu$ :



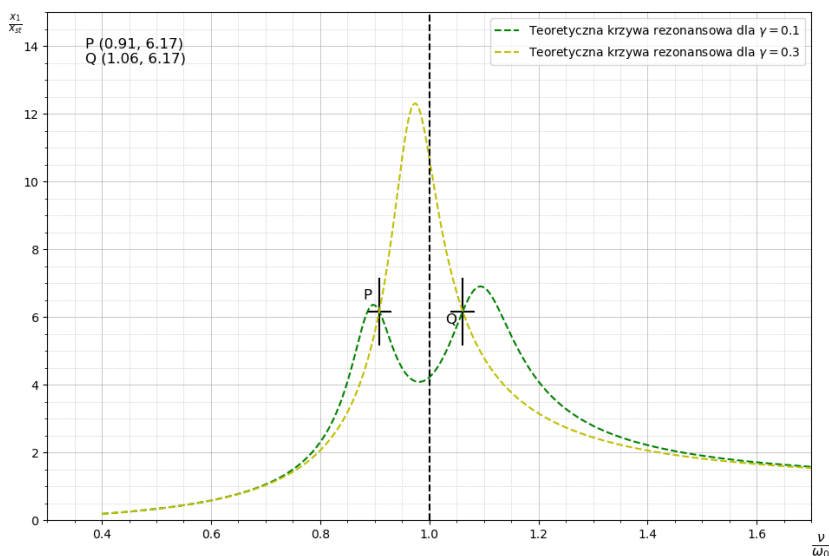
Rysunek 3 Teoretyczne krzywe dla zadanych wartości

Na podstawie równań (5.19), (5.24) z instrukcji, wyznaczono teoretyczne wartości optymalnych współrzędnych  $P$  i  $Q$  dla optymalnej wartości  $f = \sqrt{\frac{1}{1+\mu}} = 0,9759$ , które wyniosły:

$$P \approx (0,8167; 6,1721)$$

$$Q \approx (1,1332; 6,1721)$$

Sporządzono wykres dla optymalnej wartości  $f$ :

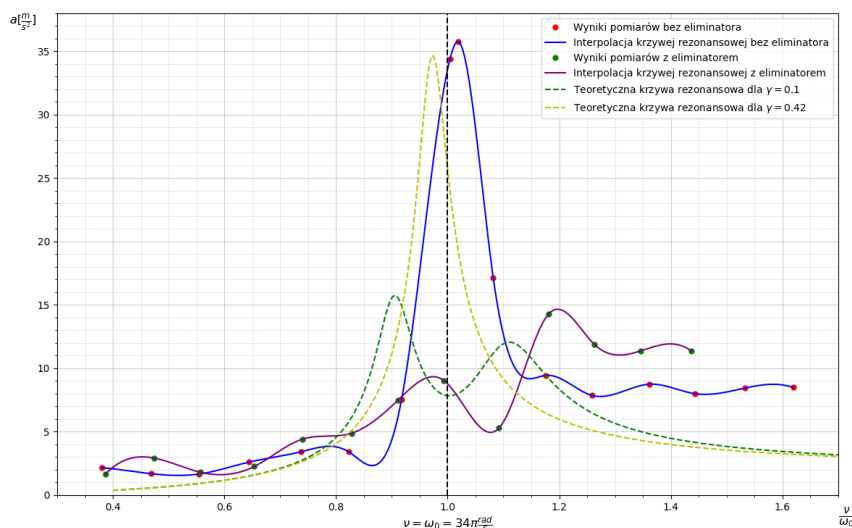


Rysunek 4 Teoretyczne krzywe rezonansowe dla optymalnej wartości  $f$

Według równania z instrukcji (5.14) stwierdza się pewną zależność  $a\left(\frac{x_{01}}{x_{st}}\right)$ , na potrzeby analizy danych ustalono ją eksperymentalnie:

$$a \approx \frac{x_{01}}{x_{st}} \cdot 2 \frac{m}{s^2} \quad (4)$$

Tak przeskalowane krzywe teoretyczne dla danych parametrów  $\mu, f$  nałożono na wykres z krzywymi sporządzonymi na podstawie wyników eksperymentu:

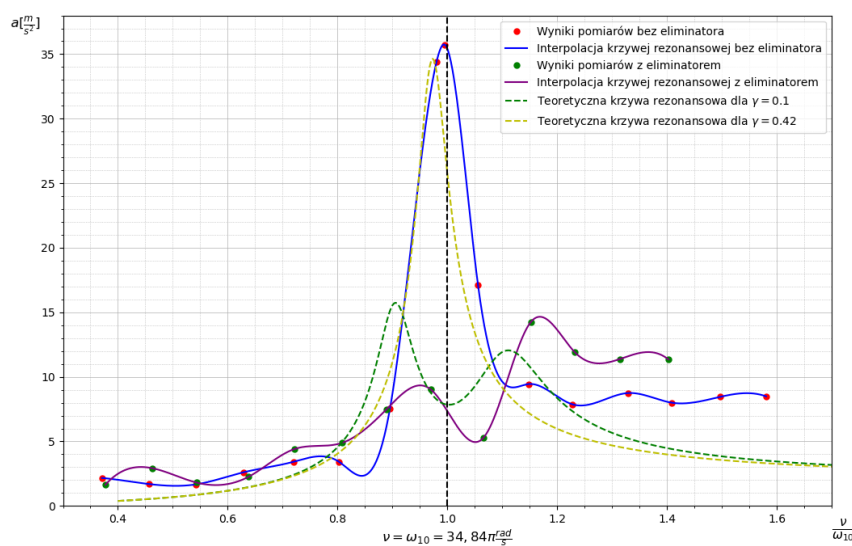


Rysunek 5 Krzywe teoretyczne po przeskalowaniu i nałożeniu na krzywe eksperymentalne

Z zależności (1) oraz wyznaczonej eksperymentalnie wartości  $\omega_0$  ustala się:

$$\omega_{10} = \omega_0 \sqrt{1 + \mu} = \omega_0 \sqrt{1,05} = 17,42 \text{ Hz}$$

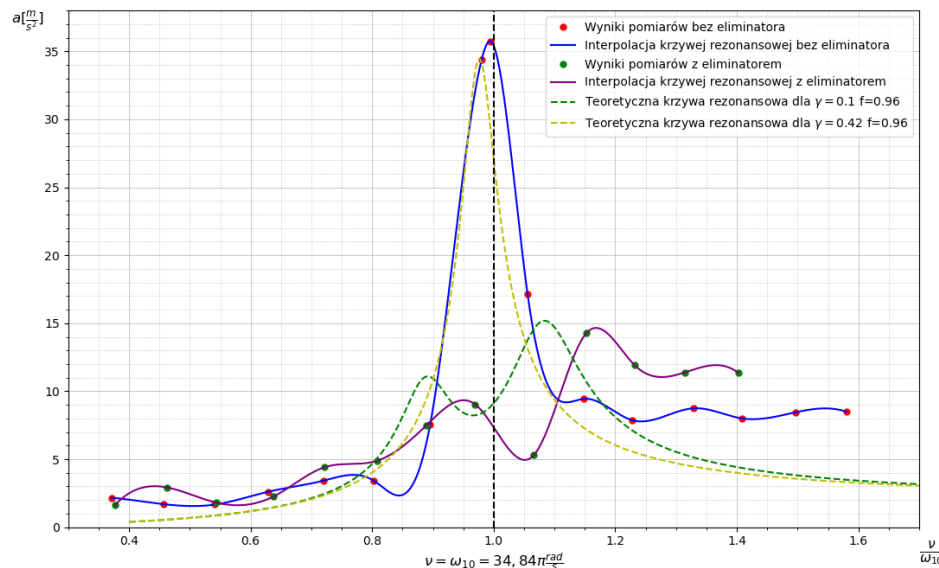
Biorąc pod uwagę otrzymaną wartość  $\omega_{10}$  ponownie wykreśla się zależności  $a\left(\frac{\nu}{\omega_{10}}\right)$ :



Rysunek 6 Krzywe teoretyczne po przeskalowaniu i nałożeniu na krzywe eksperymentalne z uwzględnieniem  $\omega_{10}$

# Wnioski

Analizując otrzymane krzywe widać, że największe tłumienie jest przesunięte względem  $\frac{\nu}{\omega_{10}} = 1$  i występuje w okolicach  $\nu = 18,5\text{Hz}$ . Skutkiem tego punkty charakterystyczne przesunięte są znacznie względem lokalnych maksimów krzywej rezonansowej dla układu z eliminatorem. Wartości w tych maksimach różnią się od siebie znacznie i maksimum w okolicach punktu  $P$  jest mniejsze od maksimum w punkcie  $Q$ , oznacza to, że  $f < 1$ . Taki wniosek zdaje się potwierdzać zasymulowany przebieg krzywej dla  $f = 0.96$ :



Rysunek 7 Przekskalowane krzywe teoretyczne dla  $f=0,96$  nałożone na krzywe eksperymentalne

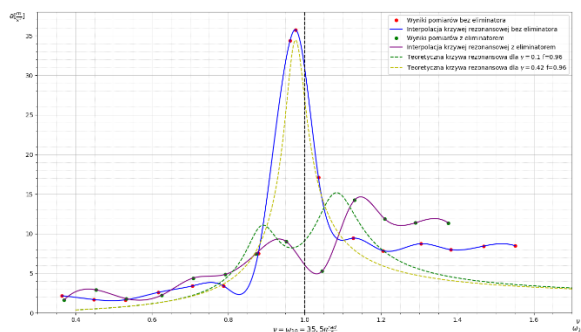
Pomimo uwzględnienia  $\omega_{10}$  obserwuje się przesunięcie krzywej eksperymentalnej względem krzywej wzorcowej. Biorąc pod uwagę ograniczony zakres danych można założyć, że

$$\omega_0 > 17\text{Hz}.$$

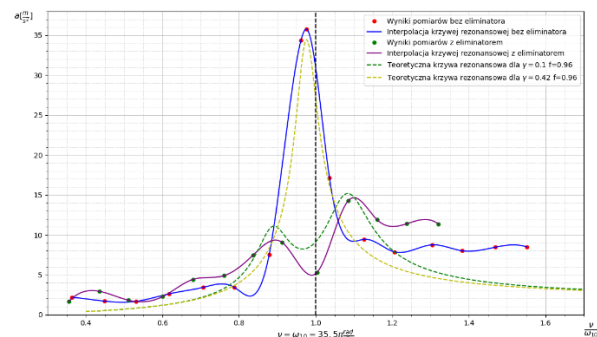
Wtedy:

$$\omega_{10} > 17,42\text{Hz}$$

Przyjmując  $\omega_{10} = 17,75\text{Hz}$  sporządzono krzywe na rys. 8. Przygotowano także wykres z przesuniętą krzywą dla układu z odblokowanym eliminatorem przedstawiony na rys 9.



Rysunek 8 Krzywe teoretyczne złożone z krzywymi eksperymentalnymi dla  $f=0,96$ ;  $\omega_{10} = 17,75\text{Hz}$



Rysunek 9 Krzywe teoretyczne złożone z krzywymi eksperymentalnymi dla  $f=0,96$ ;  $\omega_{10} = 17,75\text{Hz}$  oraz z przesunięciem krzywej dla układu ze zwolnionym eliminatorem

Pomijając niedoskonałości aparatury pomiarowej, wady interpolacji oraz błędy pomiarowe, takie wyniki można wytłumaczyć w następujący sposób:

Zakładając stałość i poprawność zadanego stosunku mas oraz pomijając drobną różnicę po usunięciu śruby blokującej, zaobserwowana różnica w wartościach lokalnych maksimów przebiegu krzywej dla układu z odblokowanym eliminatorem wskazuje, że:

$$f \approx 0.96 < 1$$

Ponadto:

$$f = \frac{\omega_{20}}{\omega_{10}} = \sqrt{\frac{kM}{Km}} = \sqrt{\frac{k}{K\mu}}$$

Biorąc pod uwagę brak symetrii względem  $\frac{v}{\omega_{10}} = 1,0$  oraz znaczną różnicę w wartościach przyspieszeń dla  $\frac{v}{\omega_{10}} > 1,1$  względem krzywych wzorcowych można stwierdzić, że rzeczywista wartość  $\omega_{20}$  może się zmieniać w zależności od prędkości wzbudnika. Przy założeniu, że  $\mu = const.$  oraz  $K = const.$  wnioskuje się, że  $k$  maleje wraz ze wzrostem  $\frac{v}{\omega_{10}}$ .

Przyczyną takiego zjawiska może być sytuacja, w której sprężyny eliminatora nie zdążają pozbyć się naprężeń przed zakończeniem okresu drgania, tzn. gdy masa eliminatora powoduje naprężenie w sprężynach z jednej strony, a następnie zmienia kierunek ruchu by zaraz powrócić, to naprężenie nie zostało jeszcze w pełni odpuszczone.

Podobne rozumowanie można zastosować dla wartości  $\gamma$ , która nie była ustalona i zależna jest od pracy tłumika, oraz  $\omega_{10}$ .

W pracy układu kluczowa jest wartość  $\omega_{10}$ , która zależy od masy obudowy oraz  $K$ . Zakładając, że  $M$  pozostaje stałe, przesunięcie eksperymentalnej krzywej dla układu z eliminatorem może wskazywać, że wartość  $\omega_{10}$  wzrasta wraz z prędkością wibratora, na podstawie czego można wnioskować, że wartość  $K$  rośnie wraz z  $v$ .

Istotne jest także przeskalowanie wykresów teoretycznych, które może być błędne i kompletnie zaburzać faktyczne wartości przyspieszeń dla określonych częstotliwości.

W celu ustalenia przyczyny rozbieżności konieczne jest ponowne wykonanie pomiarów, zwiększenie rozdzielczości wyników pomiarowych, a także inspekcja układu badawczego i jego elementów.

## Bibliografia

- <https://prumianek.pl/wp-content/uploads/2018/03/5-Dynamiczny-eliminator-drga%C5%84.pdf>
- [https://engineering.purdue.edu/~ce573/Documents/Intro%20to%20Structural%20Motion%20Control\\_Chapter4.pdf](https://engineering.purdue.edu/~ce573/Documents/Intro%20to%20Structural%20Motion%20Control_Chapter4.pdf)

