

Warszawa, 14 listopada 1933 r.

URZĄD PATENTOWY



F16h 51/02

RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ

OPIS PATENTOWY

Nr 18716.

Kl. ~~47 h, 26.~~

Otto Föppl
(Brunświk, Niemcy).

47h, 51/02

Rezonansowy tłumik drgań.

Zgłoszono 9 kwietnia 1932 r.

Udzielono 10 lipca 1933 r.

Pierwszeństwo: 6 maja 1931 r. dla zastrz. I (Niemcy).

Szkodliwe drgania, np. drgania wirowe wału korbowego silnika Diesel'a albo drgania poprzeczne belki, mostu i t. d., tłumią się, jak wiadomo, umieszczając na drgającym narzędzie tłumik drgań, którego częstotliwość drgań n_2 jest równa częstotliwości drgań własnych n_1 układu tłumionego. Warunki działania tłumika są jednakowe zarówno przy tłumieniu drgań wirowych, jak i drgań poprzecznych. W pierwszym przypadku tłumik rezonansowy podlega drganiom wirowym, a w drugim — drganiom ściskająco-rozciągającym. Wyniki, otrzymane w pierwszym przypadku, pozostają bez zmiany w przy-

padku drugim. W szczególności dotyczy to również najdogodniejszego dostrojenia rezonansowego tłumika drgań.

Na rysunku przedstawiony jest układ drgający z tłumikiem, zastosowanym w przypadku najprostszym, w którym układ drgający stanowi sprężyna c_1 , zamocowana swym lewym końcem p , a na prawym końcu dźwigająca masę m_1 . Częstotliwość drgań własnych układu c_1, m_1 można obliczyć znany sposóbem. W punkcie m_1 osadzona jest sprężyna c_2 tłumika, podtrzymująca masę m_2 tłumika.

Cały zespół (układ drgający c_1, m_1 i tłumik c_2, m_2) wykonywa dwa różne drga-

nia własne o różnych częstotliwościach n_1 i n_2 . W układzie drgającym pierwszego stopnia (n_1) niema w obrębie sprężyny c_2 żadnego dostrzegalnego węzła drgań. Poza obrębem sprężyny c_2 znajduje się węzeł k_1 (w odległości l_{22} od masy m_2 i w odległości l_{21} od masy m_1). Stosunek amplitud drgań s_1 wynosi $l_{22} : l_{21}$, to jest wychYLENIA masy m_2 są większe od wychYLENIA masy m_1 w stosunku $s_1 : l$.

W układzie drgającym drugiego stopnia (n_2) węzeł k_2 znajduje się w obrębie sprężyny c_2 . Stosunek amplitud s_2 wynosi $l'_{22} : l'_{21}$. Według wynalazku nie nadaje się takich wymiarów częściom składowym tłumika, aby $s_1 = s_2$. Pochłanianie energii w tłumiku jest bowiem proporcjonalne do różnicy dróg mas m_1 i m_2 , przyczem należy uwzględnić, że w drganiach układu pierwszego stopnia masy wykonywają ruchy jednokierunkowe, a w drganiach układu drugiego stopnia — różnokierunkowe. Wskutek tego najdogodniejsze tłumienie w obydwu układach otrzymuje się wtedy, gdy s_2 jest równe $s_1 - 2$.

W tak dostrojonym układzie można osiągnąć rozmaite wyniki, dobierając odpowiednio siłę tarcia R . Siła tarcia R jest proporcjonalna do szybkości mas względem siebie, czyli jest równa $k \frac{d(\xi_2 - \xi_1)}{dt}$ przyczem k jest współczynnikiem tarcia, a $(\xi_2 - \xi_1)$ oznacza przesunięcie względne obydwóch mas. Gdy k jest równe zeru, to i tłumienie danego układu c_2 , m_2 jest równe zeru, ponieważ energia drgań nie zamienia się w ciepło. Tak samo tłumik nie działa wcale, gdy k jest nieskończenie wielkie, ponieważ wówczas masy m_1 i m_2 znajdują się stale w jednakowej odległości względem siebie, nie wykonywając żadnego przesuwu względnego. W obydwóch przypadkach krańcowych działanie tłumika jest równe zeru. Wobec tego tłumienie k powinno posiadać pewną wartość pośrednią, oznaczoną przez k_0 , przy której

działanie tłumiące jest najsilniejsze. Najdogodniejszą wartość tłumienia osiąga się

wtedy, gdy $k_0 = \frac{\sqrt{c_2 m_2}}{s}$. W równaniu tem s oznacza średni stosunek amplitud, to jest $s = \frac{s_1 + s_2}{2}$.

Tłumik drgań według wynalazku można wykonać tak, aby masa m_2 tłumika tworzyła ze sprężyną c jedną całość, przyczem masę m_2 wykonywa się w postaci elastycznej bryły drgającej (np. z gumy). W okrętowych lub lądowych silnikach Diesla moment bezwładności tłumika jest znikomo mały wobec sumy momentów bezwładności innych mas wirujących silnika, wobec czego amplituda s bywa bardzo duża (np. wzrasta nieraz dziesięciokrotnie). Ponieważ w myśl poprzednich wywodów najkorzystniejsze tarcie k_0 jest odwrotnie proporcjonalne do amplitudy s , przeto dużym wartościom amplitudy s odpowiadają małe wartości współczynnika tarcia k_0 , a więc należy stosować gumę o niewielkiej zdolności tłumienia, t. j. gumę bardzo elastyczną. Z powyższego wynika, że najdogodniej jest używać do budowy mas rezonansowych tłumików drgań bardzo sprężystej gumy. Najsilniejsze działanie otrzymuje się więc w tłumikach rezonansowych nie wtedy, gdy się stosuje gumę o silnem tłumieniu, lecz wtedy, gdy się użyje gumy o słabem tłumieniu, czyli tak zwanej gumy bardzo sprężystej.

Zastrzeżenia patentowe.

1. Rezonansowy tłumik drgań, wykonany w postaci tłumika, dostrojonego do częstotliwości drgań własnych układu tłumionego, znamienny tem, że masa tłumiąca (m_2) i narząd sprężysty (c_2) są dobrane tak, aby stosunek amplitud drgań układu drugiego stopnia (s_2) był w przybliżeniu o 2 mniejszy od stosunku amplitud drgań układu pierwszego stopnia (s_1).

2. Tłumik według zastrz. 1, znamien-
ny tem, że w celu osiągnięcia jak najsil-
niejszego działania współczynnik tarcia
(k) tłumika jest dobrany tak, aby był rów-

$$\frac{\sqrt{c_2 m_2}}{s}.$$

3. Tłumik według zastrz. 1 i 2, zna-

mienny tem, że masa (m_2) jest wykonana
z bardzo sprężystej gumy.

Otto Föppl.

Zastępca: I. Myszczyński,
rzecznik patentowy.

