

Tłumik drgań skrętnych, zwłaszcza do wielocylindrowego silnika spalinowego

Przedmiotem wynalazku jest tłumik drgań skrętnych, zwłaszcza do wielocylindrowego silnika spalinowego, przeznaczony do zamocowania swą piastą na wale obrotowym silnika.

Producenci układów napędowych (na przykład silników spalinowych samochodowych, okrętowych, kolejowych itp.) stawiają sobie za cel znaczne zwiększenie ich żywotności i niezawodności. By sprostać temu zadaniu, koniecznym jest prowadzenie badań optymalizacyjnych wszystkich części silnika. Ponieważ żywotność i niezawodność układu napędowego (na przykład wielocylindrowego silnika spalinowego) zależy między innymi od wielkości drgań skrętnych wału korbowego silnika, istotnym zagadnieniem staje się problem ich zminimalizowania.

Uniknięcia pracy wału korbowego w warunkach rezonansowych można osiągnąć przez:

- zmianę prędkości obrotowych silnika,
- zmianę częstości drgań własnych wału,
- zmianę przebiegu sił wymuszających

oraz zastosowanie dodatkowych systemów tłumiących (dynamicznych lub dyssypacyjnych). Zmiana prędkości obrotowych silnika, przebiegu sił wymuszających oraz częstości własnych, na ogół bywa trudna lub wręcz niemożliwa do realizacji, ze względów konstrukcyjno - eksploatacyjnych. Pozostaje więc zastosowanie tłumika drgań skrętnych. Z różnych rozwiązań

konstrukcyjnych w chwili obecnej największe zastosowanie znajdują dwa rodzaje tłumików drgań skrętnych tj. tłumiki: wiskotyczne i z gumowym elementem sprężystym.

Zadaniem tłumika drgań skrętnych jest zmniejszenie drgań skrętnych wału (wału korbowego, długiego wału napędowego) głównie w zakresie obrotowych prędkości rezonansowych (tak zwanych prędkości krytycznych). Jeżeli obrotowa prędkość rezonansowa znajduje się w zakresie prędkości eksploatacyjnych układu napędowego (na przykład silnika), to trwałość i niezawodność takiego układu jest niska. Problem ten występuje praktycznie we wszystkich układach napędowych (wszystkich środkach transportu), w których źródłem momentu obrotowego jest wielocylindrowy silnik spalinowy. Obniżenie drgań skrętnych przez zastosowanie tłumika drgań skrętnych:

- zmniejsza naprężenia zmęczeniowe wałów (wałów korbowych i napędowych),
- zwiększa równomierność pracy całego układu napędowego,
- zwiększa sprawność układu napędowego,
- zwiększa trwałość i niezawodność układu rozrządu silnika,
- zmniejsza poziom emitowanego przez układ napędowy hałasu i drgań.

Skuteczność działania tłumika drgań skrętnych uzależniona jest nie tylko od poprawności jego wykonania, ale przede wszystkim od poprawności jego zaprojektowania i zoptymalizowania jego wszystkich parametrów (parametrów geometrycznych, parametrów fizycznych), na które bezpośrednio ma wpływ układ, w którym pracuje tłumik. Każdy tłumik drgań skrętnych optymalizowany jest tak, aby największą jego skuteczność uzyskać dla pewnego zakresu częstości.

Do podstawowych kryteriów optymalizacyjnych zaliczamy:

- kryterium amplitudowe,
- kryterium energetyczne,
- kryterium wytrzymałościowe,
- kryterium temperaturowe.

Naturalnym kryterium optymalizacyjnym jest kryterium amplitudowe (na

przykład minimalizacja poziomu drgań skrętnych wału korbowego silnika).

Sposób optymalizacji tłumika drgań zależy od przyjętego kryterium optymalizacyjnego. Obszar rozwiązań dopuszczalnych określony jest następującymi ograniczeniami:

- szerokością pasm, w których tłumik ma działać,
- maksymalnymi naprężeniami dynamicznymi w wale silnika,
- dopuszczalną amplitudą drgań skrętnych swobodnego końca wału,
- temperaturą pracy tłumika, oddziaływaniem dynamicznym układu odbioru mocy.

Niezależnie od rozwiązania konstrukcyjnego, tłumiki drgań skrętnych dobiera się lub projektuje indywidualnie do danego typu układu napędowego. Dobrze zaprojektowany, dobrany tłumik, powoduje obniżenie amplitudy drgań skrętnych wału korbowego silnika, w stosunku do drgań wału bez tłumika.

Obecnie stosowane tłumiki drgań skrętnych niezależnie od rozwiązania konstrukcyjnego, działają skutecznie tylko w pewnym ograniczonym zakresie prędkości obrotowych układu dynamicznego i tłumią praktycznie jedną częstotliwość rezonansową, co niewątpliwie jest ich wadą. Jest to spowodowane tym, że w tłumikach tych posiadamy ograniczoną możliwość sterowania parametrami geometrycznymi tłumika a optymalizacja dotyczy jednego parametru fizycznego (w tłumikach wiskotycznych - lepkość cieczy, w tłumikach gumowych - twardość gumy).

Problem ten jest szczególnie istotny gdy układ napędowy pracuje przez stosunkowo długie okresy z pierwszą z drugą lub trzecią prędkością obrotową (na przykład napędy jednostek pływających) lub gdy oddziaływanie układu napędowego może doprowadzić do dodatkowego rezonansowego wzmocnienia amplitudy.

W dobie podwyższania osiągnięć układów napędowych przy równoczesnym ograniczeniu ich materiałochłonności, konstrukcje klasycznych tłumików (wiskotycznych, gumowych, sprężynowych) nie zawsze spełniają pokładane w nich oczekiwania.

Znane są liczne przypadki uszkodzeń części układu napędowego spowodowane nieskuteczną pracą tłumika lub wręcz związanych z jego uszkodzeniem. Problem ten jest niejednokrotnie związany z niewłaściwą obsługą serwisową tłumików, ale przede wszystkim z ich stosunkowo wąskim zakresem działania.

Znany jest z publikacji polskiego patentu tymczasowego nr PL150859B2 sposób badania wiskotycznych tłumików drgań skrętnych, zabudowanych na badanym silniku lub na stanowisku badawczym z napędem korzystnie za pomocą wału Cardana. W pierścieniu bezwładnościowym badanego tłumika obudowanego ekranem, pochłaniającym promienie γ i zaopatrzonym w otwór, umieszcza się izotop promieniotwórczy, po czym obudowę tłumika zaopatrzoną w związany z nią trwale punkt wprowadza się w ruch obrotowy i wytwarza się sygnał elektryczny związany z tym punktem, wyzwalający podstawę czasu oscyloskopu, a wytworzone w liczniku scyntylicyjnym umieszczonym naprzeciw otworu w ekranie impulsy podaje się na wejście oscyloskopu, na którym dokonuje się odczytu odległości kątowej pomiędzy stałym punktem obudowy tłumika a punktem pierścienia bezwładnościowego, w którym zamocowano izotop promieniotwórczy.

Z kolei z publikacji polskiego opisu patentowego nr PL 162274 B2 znany jest tłumik drgań skrętnych posiadający: monolityczną lub składaną obudowę zaopatrzoną w kołnierz dla umocowania tłumika na wale korbowym silnika, bezwładnościowy pierścień zamachowy umieszczony w obwodowej komorze pierścieniowej, korzystnie z minimalnym odstępem z każdej strony, zwykle wypełniony wysokolepką cieczą typu olej silikonowy. W tym znanym rozwiązaniu pomiędzy co najmniej jedną ścianą obudowy i bezwładnościowym pierścieniem zamachowym usytuowana jest co najmniej jedna wkładka łożyskowa z tworzywa sztucznego, zwykle z materiału typu teflon, tarflen, poliamid.

Celem wynalazku jest opracowanie nowej konstrukcji tłumika drgań

skrętnych, zwłaszcza do wielocylindrowego silnika spalinowego.

Tłumik drgań skrętnych, zwłaszcza do wielocylindrowego silnika spalinowego, do zamocowania swą piastą na wale obrotowym silnika, według wynalazku charakteryzuje się tym, że zawiera co najmniej dwie szeregowe gałęzie tłumiące, przy czym pierwsza z gałęzi tłumiących jest od swej wewnętrznej strony, od osi obrotu tłumika, w postaci walcowego wieńca sztywno połączonego z piastą tłumika, a na wieńcu jest osadzony na elastycznym pierścieniu osadczym, od zewnętrznej strony pierwszej gałęzi tłumiącej, zewnętrzny pierścień bezwładnościowy, zaś druga z gałęzi tłumiących jest w postaci obwodowej obudowy komory pierścieniowej, z obudową sztywno osadzoną na obwodowej ścianie pionowej zewnętrznego pierścienia bezwładnościowego, przy czym w komorze pierścieniowej jest osadzony suwliwie wewnętrzny pierścień bezwładnościowy.

Korzystnie tłumik ma koło pasowe sztywno połączone z bokiem wieńca pierwszej gałęzi tłumiącej, a pierścień osadczy pierwszej gałęzi tłumiącej jest z gumy, a ponadto na zewnętrznej powierzchni walcowej wieńca pierwszej gałęzi tłumiącej jest obwodowe wgłębienie, zaś na wewnętrznej powierzchni walcowej zewnętrznego pierścienia bezwładnościowego tej gałęzi tłumiącej jest obwodowa wypukłość o kształcie dopasowanym do kształtu obwodowego wgłębienia, co zapobiega przesunięciu osiowemu pierścienia osadczego.

Dalsze korzyści w postaci zwiększenia skuteczności działania tłumika są uzyskiwane, jeśli obudowa komory pierścieniowej na wewnętrzny pierścień bezwładnościowy tłumika jest zamknięta od czoła tłumika obudową pokrywą, a wewnętrzny pierścień bezwładnościowy tłumika osadzony w komorze pierścieniowej jest ułożyskowany na łożysku teflonowym, zaś powierzchnia wewnętrznego pierścienia bezwładnościowego jest pokryta olejem silikonowym.

Zaletą tłumika drgań skrętnych według wynalazku jest to, że jego rozwiązanie konstrukcyjne łączy w sobie cechy tłumika wiskotycznego i tłumika gumowego, połączonych w układzie szeregowym, a zatem tłumik jest

szerokopasmowy i łączy w sobie zalety tłumika o dużej lepkości i małej sprężystości oraz tłumika o dużej sprężystości i małym tłumieniu wewnętrznym, co sprawia, że w szerszym zakresie prędkości eksploatacyjnych układu napędowego wyraźnie zmniejsza się wartość amplitud drgań skrętnych i unika się pracy w rezonansie.

Wynalazek jest bliżej wyjaśniony w przykładzie wykonania na rysunku, na którym fig. 1 i 2 przedstawiają tłumik według wynalazku, odpowiednio: w przekroju osiowym i widoku perspektywicznym z przodu, boku i góry, fig. 3 przedstawia analizę porównawczą pierwszej harmonicznej kąta skręcenia wału z zastosowaniem różnych rodzajów tłumików drgań - szeregowego szerokopasmowego tłumika drgań skrętnych na tle tłumików gumowych i wiskotycznych, wyniki badań układu o małej sztywności skrętnej, fig. 4 – analizę porównawczą czwartej harmonicznej kąta skręcenia wału z zastosowaniem różnych rodzajów tłumików drgań - szeregowego szerokopasmowego tłumika drgań skrętnych na tle tłumików gumowych i wiskotycznych, wyniki badań układu o małej sztywności skrętnej, fig. 5 – analizę porównawczą trzeciej harmonicznej kąta skręcenia wału z zastosowaniem różnych rodzajów tłumików drgań - szeregowego szerokopasmowego tłumika drgań skrętnych na tle tłumików gumowych i wiskotycznych, wyniki badań na obiekcie rzeczywistym, fig. 6 – analizę porównawczą szóstej harmonicznej kąta skręcenia wału z zastosowaniem różnych rodzajów tłumików drgań - szeregowego szerokopasmowego tłumika drgań skrętnych na tle tłumików gumowych i wiskotycznych, wyniki badań na obiekcie rzeczywistym, fig. 7 - analizę porównawczą obwiedni rezonansowych kąta skręcenia wału z zastosowaniem różnych rodzajów tłumików drgań - szeregowego szerokopasmowego tłumika drgań skrętnych na tle tłumików wiskotycznych, wyniki badań na obiekcie rzeczywistym, zaś fig. 8 – analizę porównawczą obwiedni rezonansowych kąta skręcenia wału z zastosowaniem różnych rodzajów tłumików drgań - szeregowego szerokopasmowego tłumika drgań skrętnych na tle tłumików

gumowych, wyniki badań na obiekcie rzeczywistym

Tłumik 1 drgań skrętnych, według wynalazku w przykładzie wykonania, jest przeznaczony do wielocylindrowego silnika spalinowego, do zamocowania swą piastą 2 na wale obrotowym silnika.

Tłumik 1 zawiera dwie szeregowe gałęzie tłumiące. Pierwsza z gałęzi tłumiących jest od swej wewnętrznej strony, od osi obrotu tłumika 1, w postaci walcowego wieńca sztywno połączonego z piastą 2 tłumika 1. Na wieńcu jest osadzony na elastycznym pierścieniu osadczym 3, od zewnętrznej strony pierwszej gałęzi tłumiącej, zewnętrzny pierścień bezwładnościowy 4. Druga z gałęzi tłumiących jest w postaci obwodowej obudowy 5 komory pierścieniowej 6, z obudową 5 sztywno osadzoną na obwodowej ścianie pionowej zewnętrznego pierścienia bezwładnościowego 4, przy czym w komorze pierścieniowej 6 jest osadzony suwliwie wewnętrzny pierścień bezwładnościowy 7. Tłumik 1 ma koło pasowe 8 sztywno połączone z bokiem wieńca jego pierwszej gałęzi tłumiącej. Pierścień osadczy 3 pierwszej gałęzi tłumiącej tłumika 1 jest z gumy. Na zewnętrznej powierzchni walcowej wieńca pierwszej gałęzi tłumiącej tłumika 1 jest obwodowe wgłębienie, zaś na wewnętrznej powierzchni walcowej zewnętrznego pierścienia bezwładnościowego 4 tej gałęzi tłumiącej jest obwodowa wypukłość o kształcie dopasowanym do kształtu obwodowego wgłębienia. Obudowa 5 komory pierścieniowej 6 na wewnętrzny pierścień bezwładnościowy 7 tłumika 1 jest zamknięta od czoła tłumika 1 obwodową pokrywą 9. Wewnętrzny pierścień bezwładnościowy 7 w komorze pierścieniowej 6 tłumika 1 jest ułożyskowany na łożysku teflonowym 10, zaś powierzchnia wewnętrznego pierścienia bezwładnościowego 7 jest pokryta olejem silikonowym 11.

Zaprezentowany tłumik 1 jest typowym tłumikiem dynamicznym, w którym do redukcji drgań skrętnych wału (układu napędowego) wykorzystuje się siły bezwładności. Szeregowy układ tłumika 1 sprawia, że w podstawowym

zakresie prędkości eksploatacyjnych układu napędowego pracuje on jako typowy tłumik gumowy. Z chwilą wzrostu przemieszczeń względnych pomiędzy piastą 2 tłumika 1, a obudową 5 (praca w obszarze dopuszczalnego kąta względnych przemieszczeń), zaczyna pracować również część wiskotyczna tłumika 1 (tłumik wiskotyczny).

Analiza wyników badań przeprowadzonych na obiekcie o małej sztywności skrętnej oraz na obiekcie rzeczywistym wykazała, że szeregowy szerokopasmowy tłumik 1 drgań skrętnych nie tylko znacząco zmniejszył amplitudę drgań w rezonansie, ale także zwiększył pasma oddziaływania.

Okazało się, że zaletą tego tłumika 1 jest zdolność do skutecznego obniżania amplitud tych harmonicznycch, które w danym układzie dynamicznym stanowią dla niego największe zagrożenie - dla badanego układu dynamicznego o małej sztywności skrętnej (długi wał o małej średnicy) pierwszej i czwartej harmonicznycch (fig. 3 i 4), zaś dla układu rzeczywistego trzeciej i szóstej harmonicznycch (fig. 5 i 6).

Z przeprowadzonej analizy porównawczej jednoznacznie wynika, że tłumik 1 tego typu nie generuje gwałtownych zmian w przebiegach amplitud poszczególnych harmonicznycch, a różnica pomiędzy ekstremalnymi wartościami kąta skręcenia wałów badanych układów dynamicznycch jest najmniejsza.

Reasumując można stwierdzić, że szeregowy szerokopasmowy tłumik 1 drgań skrętnycch jest tłumikiem efektywniejszym od tłumików klasycznycch w tłumieniu drgań skrętnycch w układach napędowycch o małej sztywności skrętnej oraz złożonych układach napędowycch o podwyższonych osiągach (fig. 7 i 8).

000001749
POLITECHNIKA RZESZOWSKA
im. Ignacego Łukasiewicza
35-959 Rzeszów, Al. Powstańców Warszawy 12
tel. 17 865-21-40, 17 865-16-89
NIP 813 02-66-999

RZECZNIK PATENTOWY

inż. Henryk Pisiński