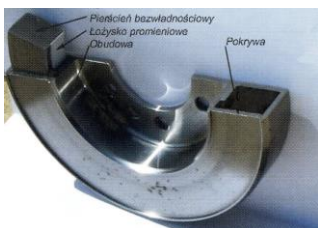


DOBÓR TŁUMIKÓW WISKOTYCZNYCH DO TŁUMIENIA DRGAŃ SKRĘTNYCH WAŁÓW KORBOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH

W pracy przedstawiono metodę doboru tłumika wiskotycznego na podstawie badania współczynnika tłumienia wiskotycznego tłumika drgań skrętnych. Podstawą metody są pomiary wymuszonych drgań skrętnych wału pomiarowego z tłumikiem na specjalnym stanowisku badawczym. Na podstawie wzoru teoretycznego uwzględniając wyniki pomiarów drgań wyznaczono współczynnik tłumienia.

WSTĘP

Tłumiki wiskotyczne (VD) stosowane są do tłumienia drgań skrętnych wałów korbowych (CS) niektórych typów wielocylindrowych silników spalinowych [WH]. Pierwsze tego typu tłumiki zastosowano w USA na początku XX wieku w przemyśle okrętowym do tłumienia drgań skrętnych wałów rozrządu w silnikach okrętów podwodnych. Przykładowe rozwiązanie konstrukcyjne tłumika VD pokazano na rys. 1 i rys.2.



Rys. 1. Wiskotyczny tłumik drgań skrętnych -przekrój [3,4]



Rys. 2. Wiskotyczny tłumik drgań skrętnych - widok z zamkniętą pokrywą [1,4]

Wiskotyczny tłumik drgań skrętnych składa się z trzech podstawowych części: obudowy, pokrywy i pierścienia bezwładnościowego. Pierścień bezwładnościowy zanurzony jest w cieczy, która wypełnia obudowę. Jednocześnie jest on pozycjonowany w obudowie przez łożyska promieniowe lub osiowe. [2].

Do napełniania tłumików wiskotycznych stosuje się stabilizowane oleje silikonowe o lepkości do 1 000 000 cSt.



Rys. 3. Olej silikonowy z widocznymi wtrąceniami metalicznymi [1,4]

Wymiary geometryczne tłumików zależą od wymagań stawianych przez producenta silnika oraz wielkości przestrzeni w komorze silnika w której ma być tłumik zamontowany. [WH] Tłumiki te powinny być serwisowane co 12 000 godzin. Serwisowanie tłumika polega na pobraniu próbki oleju silikonowego i określeniu jego stopnia zanieczyszczenia i lepkości. Usługę taką wykonują wyspecjalizowane firmy. Na podstawie wyników badań oleju silikonowego można dopuścić tłumik do dalszej eksploatacji, a w przypadku zdecydowanej zmiany lepkości oleju silikonowego lub dużej ilości zanieczyszczeń tłumik musi być poddany regeneracji [1].

Pod względem dynamicznym prawidłowo dobrany tłumik do danego typu silnika spalinowego powinien zapewniać odpowiednie tłumienie drgań skrętnych wału korbowego w całym zakresie eksploatacyjnych prędkości obrotowych w różnych warunkach pracy np. temperaturowych, co oznacza spełnienie warunku:

$$\max\{\Omega_A\} \leq \Omega_{DOP} \quad (1)$$

gdzie:

$\max\{\Omega_A\}$ - maksymalna amplituda wymuszonych drgań skrętnych wału korbowego w całym zakresie eksploatacyjnych prędkości obrotowych ;

Ω_{DOP} - dopuszczalny kąt skręcenia wału przy obciążeniu okresowym, wynikający z wytrzymałości zmęczeniowej wału korbowego i innych dodatkowych warunków np. eksploatacyjnych;

Prawidłowo dobrany tłumik drgań skrętnych nie powinien powodować zwiększenia drgań poprzecznych wału korbowego. Dobór tłumika do danego typu silnika tym samym, wału korbowego można przeprowadzić doświadczalnie, mierząc wymuszone drgania skrętnego wału, z tzw. różnymi tłumikami czyli o różnych współczynnikach tłumienia w całym zakresie eksploatacyjnych prędkości obrotowych,

co nie zawsze jest możliwe. Dlatego też, dobór tłumika powinien mieć miejsce już na etapie projektu silnika. Poza tym koszt badań dla dysponowanego silnika i typoszeregu tłumików może być znaczny i nieuzasadniony technicznie oraz ekonomicznie. Zatem do rozwiązania powyższego problemu można wykorzystać odpowiednie modele dynamiczne i badania doświadczalno-numeryczne.

Podstawowym wzorem, który umożliwia dobór tłumika VD do układu MS-VD jest teoretyczny wzór [2]

$$\alpha_{opt} = I_p \cdot \omega \quad (2)$$

gdzie: α_{opt} – optymalne (dla danego ω) tłumienie;

ω – częstość drgań skrętnych wymuszonych wału;

I_p – moment bezwładności pierścienia tłumika;

Ze wzoru (2) wynika, że optymalne tłumienie można dobrać tylko dla jednej częstości drgań skrętnych. Uwaga ta dotyczy wyłącznie tłumików „biernych”, ponieważ w odróżnieniu od tłumików „aktywnych”, gdzie współczynnik tłumienia zmienia się ze zmianą prędkości obrotowej wału. Są to tłumiki nowej generacji, stosowane w układach o wysokim poziomie bezpieczeństwa i dużej niezawodności. Tłumik największą sprawność pracy posiada w rezonansie.

W przypadku tłumienia drgań wałów CS wielocylindrowych silników spalinowych jest to 1-sza częstość odpowiadająca w przybliżeniu 1-szej formie własnej drgań skrętnych wału CS (łącznie z tzw. skutecznym momentem bezwładności tłumika. Natomiast częstość wymuszająca odpowiada, na ogół, wyższej harmonicznej związanej z prędkością obrotową wału CS, w zależności od ilości cylindrów silnika. Spełnienie warunku (2) nie oznacza równocześnie spełnienia warunku (1). Warunek (2) można uważać za warunek konieczny ale nie wystarczający. Tłumik VD do danego typu wału CS powinien być dobierany (pod względem dynamicznym) na podstawie wzoru (2), podstawiając w miejsce ω częstość własną układu MS-VD, która w sposób istotny zależy od współczynnika tłumienia α [4]

$$\omega = f_{\omega}(\alpha) \quad (3)$$

Zależność (3) można uważać za charakterystykę dynamiczną tłumika VD (łącznie z wałem, który można nazwać pomiarowym lub badawczym).

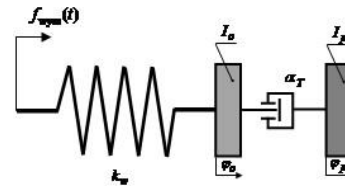
Podstawowym parametrem dynamicznym tłumika wiskotycznego jest współczynnik tłumienia α_T . Znajomość wartości współczynnika α_T jest niezbędna przy doborze tłumika do danego typu wału CS. Współczynnik α_T ma istotny wpływ na amplitudę drgań wymuszonych wału korbowego [3]. Pod względem dynamicznym tłumik powinien być tak dobrany, aby maksymalny współczynnik dynamiczny drgań skrętnych wału CS – $\mu_{d,max}(\alpha_T)$, osiągał minimum lokalne w całym zakresie eksploatacyjnych prędkości obrotowych. Wówczas $\alpha_T = \alpha_{opt}$ jest optymalnym współczynnikiem tłumienia dla danego wału.

1. METODYKA BADAŃ

Celem pracy jest dobór tłumika wiskotycznego na podstawie metody wyznaczenia współczynnika α_T dla konkretnego tłumika VD. Tłumiki wykonane wg tej samej dokumentacji konstrukcyjno – technologicznej będą miały inne wartości współczynników tłumienia, co wynika z wielu czynników. Na przykład z tolerancji wykonania poszczególnych części, głównie wartości luzów promieniowych

między pierścieniem, a obudową tłumika i chropowatością współpracujących powierzchni, zależec będzie także od warunków montażu, możemy tu brać pod uwagę temperaturę i wilgotności powietrza w pomieszczeniu, w którym przeprowadza się montaż tłumika, jak również ze zdarzeń losowych np. z nie zamierzonych błędów wykonania, itp. Oczywiście różnice te mogą nie mieć istotnego znaczenia dla dynamiki układu wał korbowy – tłumik, co jednak wymaga to sprawdzenia w warunkach doświadczalnych. Badania, o których wspomniano wyżej, powinny być prowadzone na specjalnym stanowisku badawczym (TS).

/-Główne elementy stanowiska TS to tłumik VD i wał pomiarowy (MS). Model dynamiczny stanowiska TS pokazano na rys.4



Rys. 4. Model dynamiczny stanowiska TS

Podstawowe parametry układu MS-VD:

k_w – sztywność dynamiczna skrętna wału [Nm/rd];

I_o – suma zredukowanego momentu bezwładności wału i momentu bezwładności obudowy tłumika [kgm^2];

I_p – moment bezwładności pierścienia (bezwładnik) [kgm^2];

α – współczynnik tłumienia tłumika VD [Nms/rd];

Przedstawiony układ jest układem liniowym o wymuszeniu kinematycznym, jedno-częstościowy o dwóch stopniach swobody. Przy wymuszeniu harmonicznym, współczynnik dynamiczny μ_{dyn} drgań wymuszonych wyraża się wzorem (3)[1]

$$\mu_d = \sqrt{\frac{\alpha_T^2 + I_p^2 \cdot v^2}{I_p^2 \cdot v^2 \cdot (1 - \frac{I_o}{k_w} \cdot v^2)^2 + \alpha_T^2 \cdot (1 - \frac{I_o + I_p}{k_w} \cdot v^2)^2}} \quad (3)$$

Ponieważ parametry układu: k_w ; I_p ; I_o – są parametrami, które można obliczyć lub wyznaczyć doświadczalnie, to współczynnik μ_d – jest funkcją 2-ch zmiennych

$$\mu_d = f_{\mu}(v, \alpha_T) \quad (4)$$

gdzie:

v – jest częstością drgań wymuszonych;

przy czym:

$$\mu_d(\alpha = 0; v) = \frac{1}{1 - (\frac{v}{\omega_{max}})^2} \quad (5)$$

$$\mu_d(\alpha \rightarrow \infty; \nu) = \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{\nu}{\omega_{\min}}\right)^2\right]} \quad (6)$$

Dla $\nu = 0$; $\mu_d(\alpha, 0) = 1$; dla $\nu \rightarrow \infty$;
 $\lim_{\nu \rightarrow \infty} \mu_d(\alpha, \nu) = 0$.

$$\nu_* = \sqrt{\frac{k_w}{I_{skut}}} \quad (7)$$

$$\mu_d^* = 1 + \frac{2I_o}{I_p} \quad (8)$$

gdzie: $I_{skut} = I_o + 0,5I_p$ – skuteczny moment bezwładności układu MS-VD.

Funkcja $\mu_d(\alpha_{opt}, \nu)$ – jest dla układu MS-VD charakterystyką optymalną (tzn. spełnia (w rezonansie) warunek

$$\left. \frac{d\mu_d(\alpha_{opt}, \nu)}{d\nu} \right|_{\nu=\nu_*} = 0 \quad (9)$$

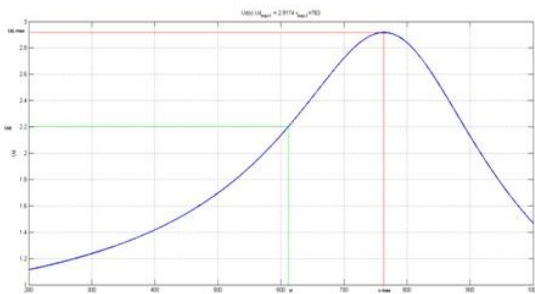
oraz dodatkowo warunek (1) w postaci:

$$\mu_d^* \leq \mu_{dop} \quad (10)$$

Na podstawie wzoru (2) i po uwzględnieniu zależności (7) można napisać:

$$\alpha_{opt} = I_p \cdot \sqrt{\frac{k_w}{I_o + 0,5I_p}} \quad (11)$$

Funkcja (4) dla ustalonego α_T (dla danego tłumika) nazywa się charakterystyką amplitudowo – częstościową (A-F). Przykładową charakterystykę A-F pokazano na rys. 5.



Rys. 5. Charakterystyka A-F dla zakresu częstości $\nu < 200, 1000 >$

Charakterystycznym punktem charakterystyki A-F jest maksimum; $\mu_{d,max} = f_{\mu}(\nu = \nu_m)$,
 gdzie

ν_m – jest częstością rezonansową układu wał MS – tłumik VD

Współczynnik $\mu_{d,max}$ – nie powinien przekraczać wartości dopuszczalnej μ_{dop} .

Charakterystyka przedstawiona na rys. 5 jest charakterystyką teoretyczną. Rzeczywista charakterystyka A-F tłumika będzie inna, ze względu na czynniki, o których wspomniano poprzednio. Taką charakterystykę można wyznaczyć praktycznie tylko na stanowisku TS, mierząc amplitudę wału w miejscu zamocowania tłumika, przy ustalonej prędkości obrotowej wału MS. Prędkość obrotowa wału MS powinna być tak dobrana, aby częstość drgań skrętnych znajdowała się w strefie rezonansowej. Ma to wpływ na dokładność pomiarów. Załóżmy, że μ_i jest współczynnikiem wyznaczonym na podstawie zmierzonej amplitudy Ω_i , przy częstości ν_i (rys. 5). Wówczas na podstawie zależności (4) można napisać

$$\mu_i = f_{\mu}(\nu_i, \alpha_T) \quad (12)$$

gdzie α_T – jest nieznanym współczynnikiem tłumienia, którego wartość należy wyznaczyć.

Przekształcając (12) i podstawiając $x = \alpha_T$, otrzymano funkcję

$$y_i(x) = \mu_i - f_{\mu}(\nu_i, x); \quad i = 1, 2, \dots, n \quad p[\quad (13)$$

i – numer pomiaru;

n – liczba przeprowadzonych pomiarów;

Miejsce zerowe funkcji $y_i(x)$ o najmniejszej wartości, jest szukaną wartością współczynnika α_T .

$$y_i(x_0^{(i)}) = 0 \rightarrow \alpha_T^{(i)} = x_0^{(i)} \quad (14)$$

Równania (14) można rozwiązać numerycznie (przy danych wartościach: k_w, I_p, I_o).

PODSUMOWANIE

Rozwiązując równania (14), otrzymamy zbiór liczb $X_{\alpha} = \{\alpha_T^{(i)}(\nu_i)\}$. Dodatkowo, każdej wartości $\alpha_T^{(i)}$ przypisano częstość ν_i przy której została wyznaczona.

Teoretycznie wszystkie wyznaczone w ten sposób wartości, powinny być jednakowe. Zgodnie z teorią Newtona dotyczącą cieczy „idealnej” współczynnik lepkości nie zależy od szybkości ścinania cieczy. W rzeczywistości lepkość zależy od szybkości ścinania, szczególnie przy dużych prędkościach. W przypadku tłumików stosowanych do wałów korbowych CS częstości drgań mogą być duże.

Ze wzoru (8) wynika, że im większe I_p tym mniejszy współczynnik dynamiczny μ_d^* , co mogłoby być korzystne. Wzrost masy

pierścienia może spowodować jednak zwiększenie drgań poprzecznych tłumika i pogorszenie ogólnej dynamiki całego układu MS-VD chyba, że zwiększenie momentu I_p nie spowoduje zwiększenia masy pierścienia.

Do wyznaczenia optymalnego tłumienia dla układu MS-VD należy znać: - momenty bezwładności I_o, I_p , oraz sztywność skrętną wału k_w . Obliczenie optymalnego współczynnika tłumienia dla układu MS-VD jest stosunkowo proste z wykorzystaniem przedstawionych w pracy wzorów.

Problemem jest obliczenie a następnie doświadczalne sprawdzenie współczynnika tłumienia danego tłumika, w warunkach zbliżonych do rzeczywistych a właściwie wyznaczenie jego charakterystyk np.:

$\alpha = f_v(\nu)$ - charakterystyka częstotściowa;

$\alpha = f_T(T)$ - charakterystyka temperaturowa;

$\alpha = f_k(k_w)$ - charakterystyka sztywnościowa (k_w – sztywność wału próbnego);
i inne.

BIBLIOGRAFIA

1. DAMPOL Budy Głogowskie
2. Giergiel J. : *Tłumienie drgań mechanicznych*, WNT, Warszawa, 1990;

3. Homik W.: *Szerokopasmowe tłumiki drgań skrętnych*, WNI-TE-PIB, Radom, 2012
4. Jagielowicz-Ryznar C.: *Badania wiskotycznych tłumików drgań skrętnych wału korbowego silnika spalinowego*, Przegląd Mechaniczny, nr 5, 2015 , str. 35-39, Warszawa

The fitting of the viscous dampers to dampen the torsional vibration of the combustion engine's crank shaft

The method of viscous damper fitting, on the base of damping factor of viscous torsion damper, was presented in this paper. The measurements of forced torsional vibration of measuring shaft with damper, on the special test bench are the basis of the method. According to the theoretical formula, including the results of the vibrations measuring, the damping coefficient was determined.

Autorzy:

dr inż. **Celina Jagielowicz-Ryznar** – Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Katedra Mechaniki Stosowanej i Robotyki, e-mail: cjr@prz.edu.pl

JEL: L64 **DOI:** 10.24136/atest.2018.117

Data zgłoszenia: 2018.05.23 **Data akceptacji:** 2018.06.15