

The initial diagnostics of the dual-mass flywheel in quasi-static conditions

Abstract: In the article the original stand for designating the quasi-static characteristics of the dual-mass flywheel torsional vibrations damper was presented. The supplementing program identifying range characteristics parameters gives opportunity of direct evaluation of the flywheel state, especially in the case of the difficulty of the further operation use classification. Unfortunately this involves the necessity of the DMF disassembly. On the other hand, the designated characteristics is used for application purpose in modelling the vehicle motion process.

Keywords: vehicle drive system, dual-mass flywheel, research

Diagnostyka wstępna dwumasowego koła zamachowego w warunkach quasistatycznych

Streszczenie: W artykule przedstawiono oryginalne stanowisko do wyznaczania charakterystyk quasistatycznych tłumika drgań skrętnych dwumasowego koła zamachowego. Uzupełnienie o program identyfikujący parametry zakresowej charakterystyki, daje możliwość bezpośredniej oceny stanu koła, szczególnie w przypadku trudności w kwalifikacji zdolności do dalszej eksploatacji. Niestety wiąże się to z koniecznością demontażu DKZ. Z drugiej strony wyznaczona charakterystyka służy celom aplikacyjnym w modelowaniu procesu ruchu pojazdu.

Słowa kluczowe: układ napędowy pojazdu, dwumasowe koło zamachowe, badania

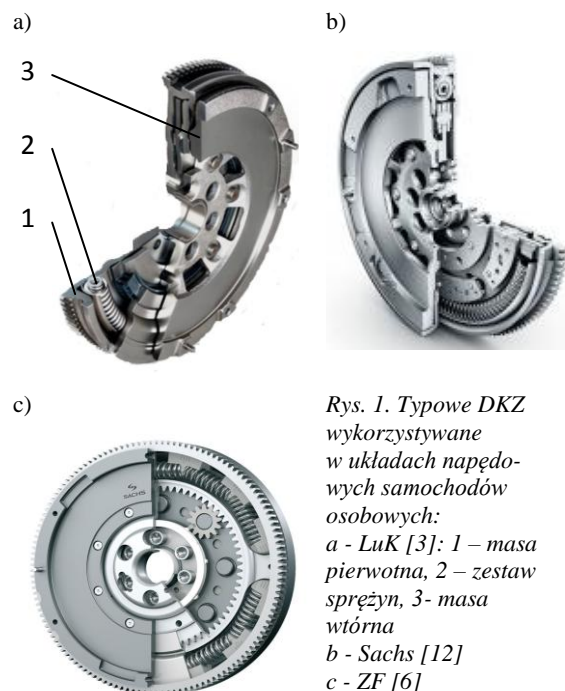
1. Wprowadzenie

W połowie lat osiemdziesiątych XX wieku, rozwijana przez wiele lat technologia klasycznych tłumików drgań skrętnych, osadzonych w tarczy sprzęgłowej nie była w stanie sprostać wymaganiom najnowszych układów napędowych, ze względu na występowanie rezonansu w zakresie roboczym jednostki napędowej.

Pierwsze dwumasowe koło zamachowe (DKZ) produkowane seryjnie wprowadzono około roku 1985. Używano w tej konstrukcji tłumika bez użycia środków smarnych, jedynie ciężkie sprężyny umieszczone daleko od osi obrotu koła. Powodowało to szybkie zacieranie się ruchomych części, więc w 1987 roku wprowadzono pierwsze DKZ smarowane smarem plastycznym.

Nadal jednak występowały problemy z tłumieniem drgań w zakresie rezonansu sprężyn (przy długich sprężynach, rezonans występuje przy ok. 300 obr/min, w rozwiązaniu poprzednim 1500 obr/min). Nieprzyjemne dźwięki pochodzące ze skrzyni biegów zostały wyeliminowane, drgania nadwozia zostały znacząco zredukowane [4].

W 1998 roku produkcję DKZ oszacowano na 2 mln rocznie. Wtedy w co piątym samochodzie wyposażonym w manualną skrzynię biegów drgania skrętne silnika tłumione były przez DKZ. Najbardziej popularne są w silnikach o zapłonie samoczynnym, jednak spotykane są w silnikach benzynowych [8].



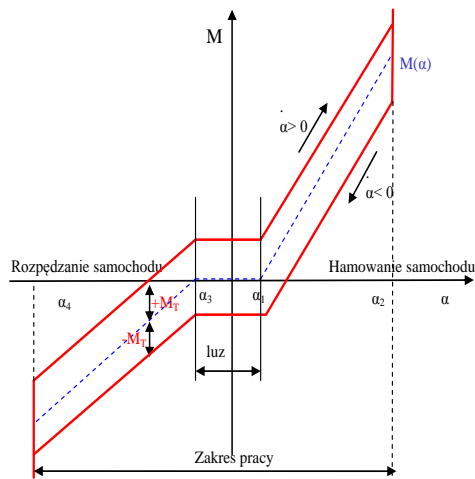
Rys. 1. Typowe DKZ wykorzystywane w układach napędowych samochodów osobowych:
a - LuK [3]: 1 – masa pierwotna, 2 – zestaw sprężyn, 3- masa wtórna
b - Sachs [12]
c - ZF [6]

Działanie DKZ zbliżone jest do klasycznego tłumika drgań skrętnych, montowanego w tarczy sprzęgłowej, jednak znaczącą różnicą jest kąt skreślenia i średnica montażowa sprężyn. Moment obrotowy jest wartością wejściową na masę pierwotną 1 (rys. 1a) mocowaną do wału korbowego silnika poprzez połączenie śrubowe z kołkiem ustalającym. Następnie z masy pierwotnej moment obrotowy jest

przenoszony ma masę wtórną 3 poprzez układ sprężyn 2. Wielkość momentu obrotowego decyduje o stopniu skręcenia masy wtórnej względem pierwotnej, a tarcie pomiędzy elementami stykającymi się o względnym przemieszczeniu jest odpowiedzialne za tłumienie układu.

DKZ poza wskazanymi powyżej zaletami, sprawiają sporo problemów eksploatacyjnych [2]:

- jednakowe DKZ montowane są do silników o różnych maksymalnych momentach obrotowych,
- „tuning” – zwiększanie maksymalnego momentu obrotowego silnika poza zakres deklarowany przez producenta,
- gwałtowne hamowanie, w tym kolizje powodują zużycie lub usterki DKZ,
- przegrzanie masy wtórnej DKZ w wyniku współpracy z okładziną tarczy sprzęgłowej,
- oderwanie i przedostanie się cząstek powierzchni ciernej tarczy sprzęgłowej do przestrzeni roboczej DKZ,
- nacięcia na powierzchni ciernej masy wtórnej DKZ,
- pęknięcia na powierzchni ciernej DKZ,
- uszkodzenia i zużycie łożyska w DKZ,
- nadtopiona tarcza regulująca tarcie,
- nadmierne ocieranie się masy wtórnej o masę pierwotną DKZ,
- uszkodzenie wieńca zębatego
- wyciek smaru z przestrzeni sprężyn DKZ.



Rys. 2. Charakterystyka progresywna tłumika drgań skrętnych

Charakterystyka statyczna DKZ (zależność momentu na masie wtórnej od kąta skręcenia) może być liniowa bądź nieliniowa. Charakterystyka ta jest zwykle progresywna z widoczną pętlą histerezy wynikającą z tarcia wewnętrznego elementów o siebie i sprężyn o prowadnice. Wymaganą charakterystykę uzyskuje się przez stosowanie grup sprężyn, które w zależności od narastania obciążenia włączają się do pracy. Przykładową charakterystykę statyczną koła DKZ przedstawiono na rys. 2.

Ogólny model matematyczny charakterystyki statycznej DKZ z tarcie wewnętrznym o stałej wartości można przedstawić wyrażeniem:

$$M_{DKZ}(\alpha) = M(\alpha) + \text{sign}(\alpha)M_T \quad (1)$$

gdzie: $M_{DKZ}(\alpha)$ - moment przenoszony przez DKZ z uwzględnieniem tarcia, $M(\alpha)$ - moment przenoszony przez DKZ z pominięciem tarcia, M_T - wartości momentu tarcia wewnętrznego, α - kąt skręcenia masy wtórnej względem pierwotnej, $\dot{\alpha}$ - prędkość kątowa skręcenia masy wtórnej względem pierwotnej.

2. Obiekt badań

Jako obiekt badań wstępnych wybrano fabrycznie nowe dwumasowe koło zamachowe firmy LuK.



Rys. 3. Dwumasowe koło zamachowe LuK 415 0168 10 montowane w pojazdach Ford i Jaguar

Producent nie przedstawia charakterystyki podzespołu, dlatego problemem jest odniesienie do wzorca w trakcie badań diagnostycznych.

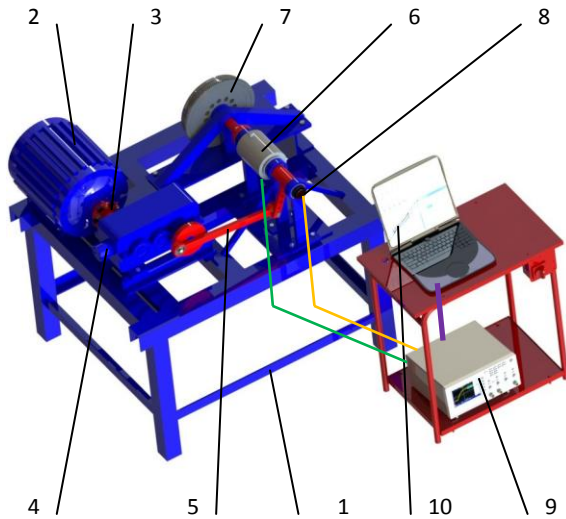
3. Metodyka badań

W celu wyznaczenia charakterystyki quasistatycznej DKZ zmodyfikowano zbudowane w Katedrze Budowy i Eksploatacji Maszyn Wydziału Mechanicznego Politechniki Białostockiej stanowisko pomiarowe ST2 (rys. 4) [11]. Znajomość przedmiotowych charakterystyk umożliwi w późniejszym czasie modelowanie procesu włączania sprzęgła, jak również ocenę diagnostyczną DKZ [2].

Elementy wykonawcze zamontowano na ramie (1). Napęd z silnika (2) jest przekazywany poprzez sprzęgło (3) do reduktora (4). Układ dźwigniowy (5) wywołuje ruchy wahadłowe wałka wejściowego momentomierza (6) i dalej poprzez wałek wyjściowy i osadzoną na jego wielowypuszcie tarczę trafia do masy wtórnej badanego DKZ (7). Masa pierwotna DKZ jest przytwierdzona na sztywno do ramy (1).

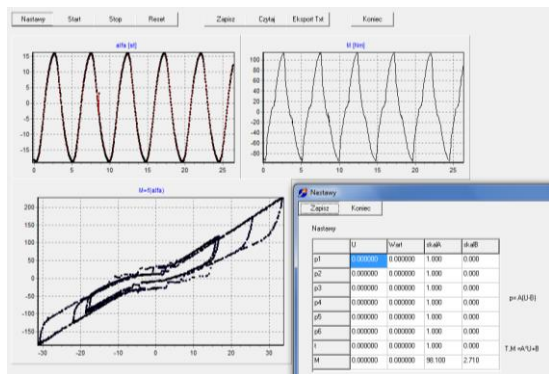
Stanowisko jest tak zbudowane, aby można było badać (diagnozować) DKZ z różnych układów napędowych, poprzez specjalne adaptory montażowe i wymienne fragmenty wałka wyjściowego momentomierza, oraz zmianę przełożenia dźwigni (5), za pomocą którego zmienia się maksymalne wychylenia kątowe (powinny one być dostosowane do badanego DKZ). Wielkościami mierzonymi są

moment obrotowy oraz wychylenia kątowe. Do pomiaru tych wielkości służy czujnik momentu Mc 201 Nr.73130 ZMUR-7/86A (6) oraz czujnik położenia kąowego (8) (enkoder obrotowy Kubler 3700.1322.1024). Sygnały z czujników są rejestrowane poprzez rejestrator (9) (mikrokontroler oraz przetwornik momentu obrotowego) i zapisywane w pamięci komputera (10). Ze względu na cyfrowy charakter sygnału enkodera wykonano własny mikrokontroler umożliwiający precyzyjne wyznaczenie kąta wychylenia DKZ.



Rys. 4. Schemat stanowiska (opis w tekście)

Do analizy zarejestrowanych pomiarów napisano w środowisku programistycznym Borland Delphi własny program komputerowy 2MASS. Przykładowe okna dialogowe programu przedstawiono na rys. 5.



Rys. 5. Przykładowe okna dialogowe programu 2MASS

Program umożliwia wizualizację otrzymanych wyników badań poprzez przedstawienie przebiegów czasowych rejestrowanych sygnałów oraz charakterystyk quasistatycznych DKZ. Dodatkowo program wyposażono w moduł identyfikacji parametrów sztywności skrętnej oraz momentu tarcia wewnętrznego (1) poprzez poszukiwanie współczynników funkcji w równaniu (2).

Zakładając symetryczność charakterystyki statycznej przyjęto funkcje $M(\alpha)$ i M_T w następującej postaci:

$$M(\alpha) = \begin{cases} a\alpha + b & \text{dla } \alpha \leq \alpha_3 \\ 0 & \text{dla } \alpha_3 < \alpha < \alpha_1 \\ a\alpha - b & \text{dla } \alpha \geq \alpha_1 \end{cases} \quad (2)$$

$$M_T = c; \quad \alpha_3 = -b/a; \quad \alpha_1 = b/a$$

gdzie: $a, b, c, \alpha_3 = -\alpha_1$ - parametry modelu matematycznego.

Parametry a, b, c identyfikuje się numerycznie bezgradientową metodą poszukiwań prostych Hoka-Jeevesa minimalizując wyrażenie:

$$\sum_{i=1}^n (M_{\text{expi}} - M_{\text{modi}})^2 = \text{MIN} \quad (3)$$

gdzie: n - liczba punktów doświadczenia, M_{expi} , M_{modi} - moment zarejestrowany i modelowy dla i -tego punktu doświadczenia.

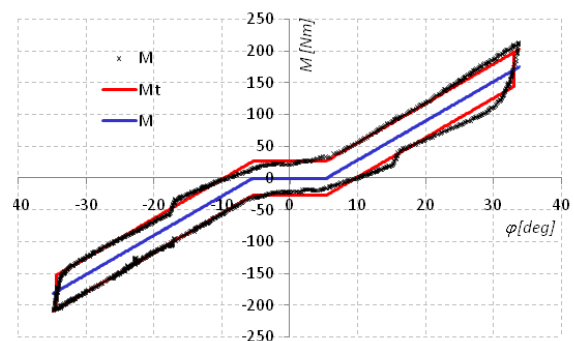
Obliczenia prowadzone są do osiągnięcia zadanej dokładności obliczeń ($1E-06$). Do identyfikacji wykorzystano procedury numeryczne zawarte w [1].

3. Wyniki badań i ich dyskusja

Podczas badania koła dwumasowego stwierdzono, że moment tarcia w kole jest równy $M_T=26,84 \text{ N}\cdot\text{m}$, natomiast charakterystyka $M(\alpha)$ opisana jest następującym wyrażeniem:

$$M(\alpha) = \begin{cases} 6,196\alpha + 33,36 & \text{dla } \alpha \leq -5,38 \\ 0 & \text{dla } -5,38 < \alpha < 5,38 \\ 6,196\alpha - 33,36 & \text{dla } \alpha \geq 5,38 \end{cases} \quad (4)$$

Wykresy przebiegów doświadczalnych i modelu matematycznego przedstawia rys. 6.



Rys. 6. Przykładowa charakterystyka DKZ Ford

W wyniku przeprowadzonych badań, można stwierdzić symetrię charakterystyki DKZ, a przebiegi są podobne, do opisanych w [4, 5, 7–10]. W opracowaniach tych jednak nie podano zależności funkcyjnej charakterystyki, która może mieć zastosowania aplikacyjne w modelowaniu procesu ruchu pojazdu.

2. Podsumowanie

Przedstawione w pracy oryginalne stanowisko pozwala na identyfikację parametrów opisujących charakterystykę quasistatyczną dwumasowego koła zamachowego. Wykorzystując opracowane torę pomiarowe wraz z własnym oprogramowaniem identyfikującym parametry charakterystyki DKZ możliwe jest wyznaczenie danych niezbędnych do zainicjowania późniejszych obliczeń symulacyjnych. Zaprezentowana, zakresowa charakterystyka pracy dwumasowego koła zamachowego została

wyznaczona w warunkach quasistatycznych, jednak możliwości stanowiska badawczego pozwalają na wyznaczenie charakteru tłumienia przy różnej częstotliwości wymuszeń, co jest tematem dalszych prac. Dodatkowo stanowisko i metodyka badań mogą służyć diagnostyce stanu DKZ i klasyfikacji do dalszej eksploatacji, choć wiąże się to z demontażem podzespołu. Proponowane komercyjnie przyrządy do oceny zdadności eksploatacyjnej koła oceniają jedynie luz osiowy i opory przy niewielkim kącie skrętu w sposób manualny [13].

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

$M_{DKZ}(\alpha)$	moment przenoszony przez DKZ z uwzględnieniem tarcia,	$\dot{\alpha}$	prędkość kątowa skręcenia masy wtórnej względem pierwotnej
$M(\alpha)$	moment przenoszony przez DKZ z pominięciem tarcia,	a, b, c, $\alpha_3 = -\alpha_1$	parametry modelu charakterystyki statycznej DKZ
M_T	wartości momentu tarcia wewnętrznego	n	liczba punktów doświadczenia
α	kąt skręcenia masy wtórnej względem pierwotnej	M_{expi}, M_{modi}	moment zarejestrowany i modelowy dla i-tego punktu doświadczenia

Bibliography/Literatura

- [1] Baron B., Marcol A. Pawlikowski St.: Metody numeryczne w Delphi 4, Helion, Gliwice, 1999.
- [2] Czaban J., Szpica D.: Badania modelowe i stanowiskowe procesów przejściowych włączania sprzęgła głównego samochodu, Przegląd Mechaniczny, nr 2, s. 35-42, 2011.
- [3] Dwumasowe koło zamachowe (DKZ). Technika. Diagnoza uszkodzeń. Przyrząd pomiarowy: Materiały LuK, Herzogenaurach, s. 4, 2010.
- [4] Fidlin A., Seebacher R.: DMF simulation techniques - Finding the needle in haystack, LuK Symposium 2006, Herzogenaurach, s. 56.
- [5] Kroll J., Kooy A., Seebacher R.: Torsional dampers for engines of the future, Schaeffler SYMPOSIUM, 2010.
- [6] Kupplungssysteme, ZF, prospekt.
- [7] Pitchaikani A., Venkataraman S., Koppu K., Batteh J., Emmeskay M.: Powertrain Torsional Vibration System Model Development in Modelica for NVH Studies, Proceedings 7th Modelica Conference, Como, Italy, Sep. 20-22, 2009
- [8] Reik W., Seebacher R., Kooy A.: Dual Mass Flywheel, LuK Symposium 1998, Herzogenaurach, s. 69-93.
- [9] Reik W.: Torsional vibrations and transmission noise, Clutch Symposium, LuK, 1986.
- [10] Schulte L.F.: The Dual Mass Flywheel, LuK, 1986.
- [11] Szpica D., Czaban J.: Stanowisko do badania tłumika drgań skrętnych tarczy sprzęgłowej samochodu osobowego : [rozdz.], Podstawy konstrukcji maszyn : kierunki badań i rozwoju, T. 2, pod red. nauk. Michała Wasilczuka, Politechnika Gdańska, s. 339-345, Gdańsk, 2011.
- [12] Technisches Training, Fahrzeugteile im Pkw Antriebsstrang, Sachs, prospekt.
- [13] <http://www.swiatmotoryzacji.com.pl/index.php?modul=numery&page=czytaj&id=608>

Mr Jarosław Czaban, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Białystok University of Technology.

Dr inż. Jarosław Czaban – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Białostockiej.

e-mail: j.czaban@pb.edu.pl



Mr Dariusz Szpica, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Białystok University of Technology.

Dr inż. Dariusz Szpica – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Białostockiej.

e-mail: d.szpica@pb.edu.pl

