

Paweł GRUSZKA¹

ZALETY SPRZĘGŁA PODATNEGO ZE ZMIENNĄ CHARAKTERYSTYKĄ W NAPĘDZIE

Streszczenie. Artykuł porusza problem drgań w napędzie i sposobu skutecznego ich ograniczania poprzez zastosowanie sprzęgła ze zmienną charakterystyką, dopasowywaną do rzeczywistych warunków pracy.

ADVANTAGES OF FLEXIBLE COUPLING WITH CHANGEABLE CHARACTERISTIC IN DRIVE

Summary. This article upon a question of vibrations in drive and efficient way of their reduction, through use of coupling with changeable characteristic adjusted to actual conditions of work.

1. WPROWADZENIE

Bardzo często spotykanymi zespołami w budowie maszyn są sprzęgła, które łączą ze sobą poszczególne elementy maszyny w jedną całość. W zależności od charakteru obciążenia, warunków pracy, a także zadania stawianego przed sprzęgłem w określonym miejscu urządzenia, stosowane są ich różne rodzaje, tj: sprzęgła sztywne, samonastawne, przeciążeniowe, rozruchowe, i inne, w tym - najczęściej stosowane w budowie maszyn - sprzęgła podatne (skrętne). Mają one za zadanie łagodzić przebieg zmian momentu obrotowego, tłumić drgania i kompensować błędy ustawienia łączonych sprzęgłem elementów, w celu zapewnienia długiej i bezawaryjnej pracy całego urządzenia. Aby było to jednak możliwe, sprzęgło musi być odpowiednio dobrane. Przy doborze konieczna jest więc znajomość np. charakterystyki zmian momentu obrotowego i drgań powstających w maszynie, co nie zawsze jest możliwe do wyznaczenia, a odpowiednia symulacja mogłaby być nieuzasadniona ekonomicznie. W związku z tym najczęściej dobór sprzęgła przeprowadza się opierając się na ilości danych, korzystając z doświadczenia i wg zasad określanych przez producentów sprzęgieł. W większości przypadków gwarantuje to prawidłowy ich dobór. Jednak w przypadku maszyn pracujących w szczególnie ciężkich warunkach i w przypadku nałożenia się kilku czynników negatywnych, dobór taki może okazać się błędny, a nieprawidłowo dobrane sprzęgło może skracać trwałość poszczególnych elementów maszyny. Stąd wynikała potrzeba budowy sprzęgieł ze zmienną charakterystyką $M=f(\varphi)$, która może być dostosowywana do aktualnych warunków pracy napędu maszyny.

¹ Fabryka Elementów Napędowych „FENA” Sp. z .o.o., ul. Kościuszki 191, 40-525 Katowice
tel. (+48 32) 2451755, fena@fena.pl

2. CHARAKTERYSTYKI SPRZĘGŁA PODATNEGO

Bardzo dużo o własnościach sprzęgła może nam powiedzieć jego charakterystyka. W zależności od kształtu elementu elastycznego zastosowanego w sprzęgle, jak i materiału, z jakiego ten element jest wykonany, charakterystyka sprzęgła przybiera różne kształty. Najczęściej spotykanymi w praktyce sprzęgłami są sprzęgła podatne z charakterystyką nieliniową z tłumieniem (rys. 1) [1].

Praktycznymi parametrami charakteryzującymi sprzęgło podatne są:

- współczynnik tłumienia „ ψ ”

$$\psi = \frac{A_r}{A_s} \quad (1)$$

gdzie:

A_r - praca tłumienia podczas jednego cyklu obciążenia;

A_s - praca odkształcenia podczas jednego cyklu obciążenia;

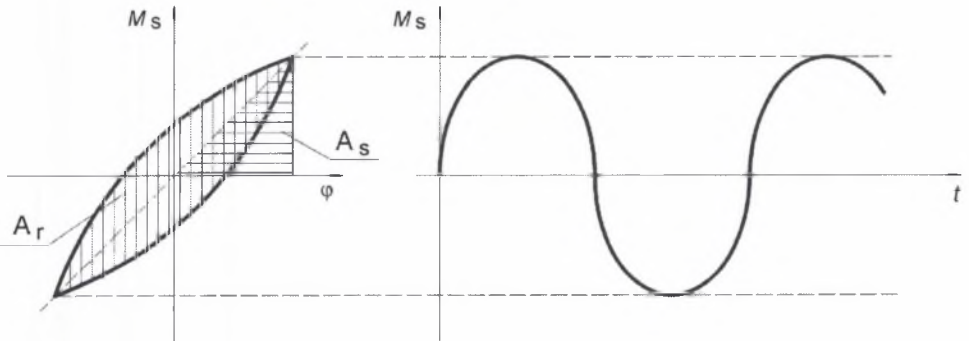
- sztywność skrętna „ c ”

$$c = \frac{M_s}{\varphi} \quad (2)$$

gdzie:

M_s - maksymalna amplituda momentu skręcającego;

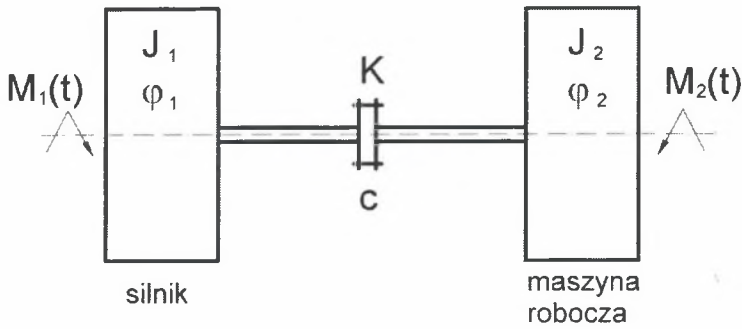
φ - kąt względnego skręcenia członów sprzęgła.



Rys. 1. Charakterystyka sprzęgła podatnego z tłumieniem

Fig. 1. Characteristic of flexible coupling with stifle

Napęd ze sprzęgłem podatnym można w uproszczeniu przedstawić w postaci następującego modelu (rys. 2) [1, 2]:



Rys. 2. Model dynamiczny napędu ze sprzęgłem podatnym
 Fig. 2. Dynamic model of drive with flexible coupling

gdzie:

J_1 - zredukowany moment bezwładności mas od strony silnika;

J_2 - zredukowany moment bezwładności mas maszyny roboczej zredukowany na wał sprzęgła;

φ_1 - kąt skręcenia członu sprzęgła od strony silnika;

φ_2 - kąt skręcenia członu sprzęgła od strony maszyny roboczej;

c - sztywność sprzęgła;

K - tłumienie sprzęgła;

M_1 - zredukowany moment napędowy;

M_2 - zredukowany moment oporu.

Przy założeniu, że sztywność wałów jest nieskończenie duża w stosunku do sztywności sprzęgła, można ten model opisać równaniami [1, 3]:

$$J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + K \frac{d\varphi}{dt} + c\varphi = M_1(t) \quad (3)$$

$$J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - K \frac{d\varphi}{dt} - c\varphi = -M_2(t) \quad (4)$$

gdzie:

$$\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$$

Po przekształceniach równanie (3) można przedstawić następująco:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{K}{J_z} \frac{d\varphi}{dt} + \frac{c}{J_z} \varphi = N \quad (5)$$

gdzie:

$$J_z = \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2};$$

$$N = \frac{M_1 J_2 + M_2 J_1}{J_1 J_2}$$

Rozwiązanie ogólne tego równania dla zerowych warunków brzegowych jest następujące [1]:

$$\varphi = A \cos(\omega t + \gamma_0) \quad (6)$$

gdzie:

A-amplituda drgań układu,

ω - częstość drgań wymuszenia,

γ_0 -kąt przesunięcia amplitudy drgań układu względem amplitudy momentu wymuszającego

$$A = \frac{N}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4H^2\omega^2}} \quad (7)$$

gdzie:

ω_0 - częstość drgań własnych układu;

$H = \frac{K}{2J_z}$ - tłumienie zredukowane układu napędowego ze sprzęgłem podatnym

$$\omega_0^2 = \frac{1}{\pi A J_z} \int_0^{2\pi} M_s (\gamma_0 + A \cos \omega t) \cos \omega t d\omega t \quad (8)$$

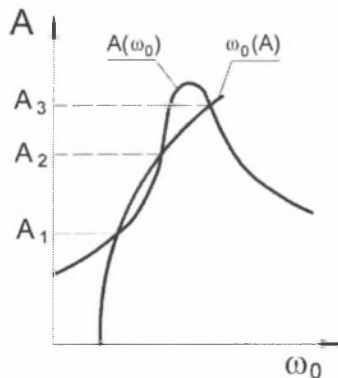
Przedstawiając zależność między częstością własną układu i amplitudą przy drganiach swobodnych (8) oraz charakterystyką amplitudowo-częstotliwościową (7), można wyznaczyć maksymalne amplitudy drgań, które występują w miejscu przecięcia się obydwu krzywych. (rys. 3) [1].

Korzystając z tego modelu można także wyznaczyć współczynnik dynamiczny zwiększający amplitudę drgań układu K_d , który przyjmuje maksymalną wartość w obszarze rezonansu, tj. gdy $\omega = \omega_0$ [1]

$$K_{d \max} = \sqrt{\frac{4\pi^2}{\psi} + 1} \cong \frac{2\pi}{\psi} \quad (9)$$

gdzie:

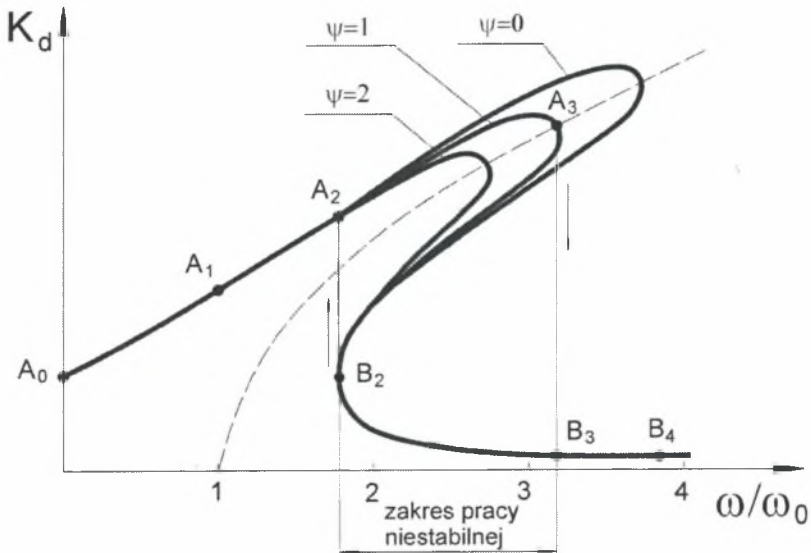
ψ - współczynnik tłumienia sprzęgła



Rys. 3. Zależność $A(\omega_0)$ i $\omega_0(A)$

Fig. 3. Dependence $A(\omega_0)$ and $\omega_0(A)$

Współczynnik ten graficznie przedstawia rozwiązanie równania (7) przy określonych wartościach ω (ω_0 przyjmuje się jako stałą wartość, natomiast ω zmienia się harmonicznje) (rys. 4) [1, 3].

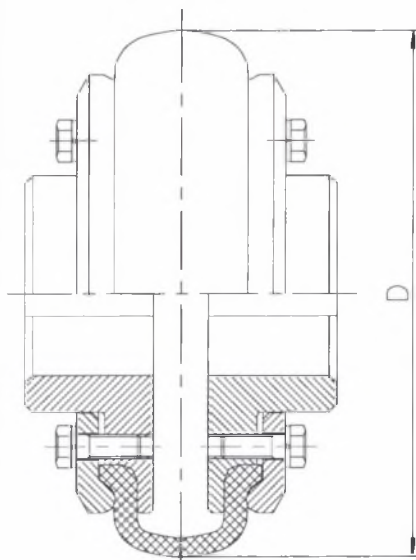


Rys. 4. Wykres rezonansowy sprzęgła podatnego z charakterystyką nieliniową
Fig. 4. Resonance graph of flexible coupling with unlineal characteristic

Z wykresu wynika, że przy wzroście częstotliwości drgań układu amplituda zmienia się stopniowo wg krzywej od punktu A_0 przez punktu A_1 , A_2 , A_3 do B_3 , B_4 , a zmniejszając częstotliwość zmienia się od punktu B_4 przez punktu B_3 , B_2 do A_2 , A_1 , A_0 . Drgania odpowiadające liniom A_3B_2 są niestabilne i w rzeczywistości nie występują. W zakresach A_2A_3 i B_3B_2 możliwe są dwie amplitudy drgań - jest to zakres pracy niestabilnej sprzęgła. Nieduże zaburzenia mogą spowodować duże skoki amplitudy. Mniejsza amplituda jest niegroźna, natomiast większa może spowodować duże momenty grożące uszkodzeniem sprzęgła i awarią napędu. W zakresie A_0A_2 i B_3B_4 drgania są stabilne, tzn. że gdy siły wywołują niewielkie zaburzenia ruchu, układ ma tendencję do drgań pierwotnych. Z tego względu należy tak dobierać sprzęgło do napędu, aby praca odbywała się tylko w zakresie, gdzie występuje jedna, mniejsza amplituda drgań, tzn. w zakresie B_3B_4 .

3. DOBÓR SPRZĘGŁA Z ODPOWIEDNIĄ CHARAKTERYSTYKĄ

Z analizy wykresu rezonansowego (rys. 4) wynika, że najlepiej zadanie stawiane przed sprzęgłem podatnym spełnia sprzęgło charakteryzujące się dużym tłumieniem ψ i małą sztywnością c . Tłumienie i sztywność w praktyce zależą od kształtu elementu elastycznego i materiału, z jakiego jest on wykonany, jak i również od dokładności ustawienia sprzęgła. Wzrost odchyłek powoduje bowiem zmniejszenie tłumienia sprzęgła i wzrost jego sztywności [2]. Sprzęgłem, które charakteryzuje się dużym tłumieniem i małą sztywnością oraz małą, w porównaniu z innymi sprzęgłami, wrażliwością na błędy ustawienia, jest sprzęgło oponowe.



Rys. 5. Sprzęgło oponowe

Fig. 5. Tyre coupling

Kształt elementu elastycznego w tym sprzęgłe i rodzaj materiału, z jakiego jest on wykonany (tj. guma wzmocniona tkaniną kordową), powoduje duży wzrost średnicy zewnętrznej sprzęgła w porównaniu z innymi sprzęgłami o podobnych przenoszonych momentach nominalnych oraz bardzo utrudnia wyważenie sprzęgła. Powoduje to ograniczenie maksymalnej dopuszczalnej prędkości obrotowej, gdyż w skrajnie niekorzystnych przypadkach, przy większych prędkościach obrotowych, sprzęgło to mogłoby samo stać się źródłem drgań w napędzie. Jeżeli ilość dostępnego miejsca w napędzie jest jeszcze ograniczona, może się okazać, że jego zastosowanie jest niemożliwe. Konieczne jest wtedy zastosowanie sprzęgła o mniejszym tłumieniu i większej sztywności. W większości standardowych napędów ich parametry są całkowicie „wystarczające”, jednak przy napędach charakteryzujących się dużymi drganiami i przy złym wyosiowaniu może się okazać, że sprzęgło nie zapewni prawidłowej pracy napędu, tj. będzie pracować w obszarze rezonansu i zwiększać drgania. W takim przypadku przydatna byłaby możliwość zmiany jego parametrów. Umożliwiłoby to zmianę jego charakterystyki, czyli pozwoliło na przesunięcie obszaru rezonansu poza prędkości robocze napędu, a przy przechodzeniu przez ten obszar zmniejszyło wartości momentu dynamicznego do wartości bezpiecznej. Zmianę charakterystyki można osiągnąć poprzez zastosowanie wkładki z materiału o innej twardości lub poprzez zmianę sztywności tego materiału. Nie można jednak zapominać, że zmiana materiału wkładki na bardziej miękkiej ogranicza wielkość przenoszonego momentu obrotowego i co za tym idzie, przy nie zmienionym obciążeniu skraca trwałość sprzęgła (wkładek elastycznych). Wielkości przenoszonego nominalnego momentu obrotowego przez to samo sprzęgło, ale z wkładkami wykonanymi z materiałów o różnych twardościach (na przykładzie sprzęgła jednowkładkowego) przedstawia tabl. 1.

Tablica 1

Nominalny moment obrotowy sprzęgła jednowkładkowego

Średnica zewnętrzna sprzęgła D [mm]	Moment nominalny sprzęgła M_n [Nm]	
	twardość 92 Shore A	twardość 95-98 Shore A
40	10	17
80	190	325
120	410	685
160	975	1465
200	2400	3600
320	7300	11000
420	11750	17500

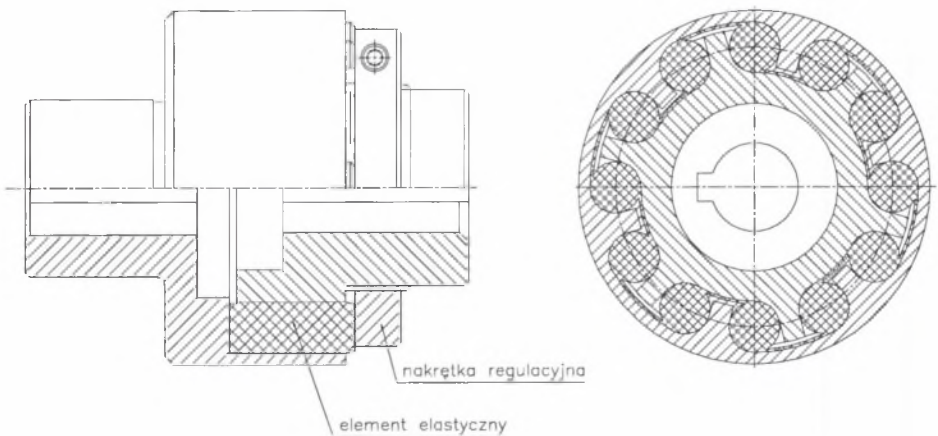
Źródło: „FENA” Katowice

Dlatego regulacja tłumienia i sztywności sprzęgła bez znacznej utraty jego trwałości mogłyby się odbywać tylko w pewnym ograniczonym zakresie.

4. PROJEKT SPRZĘGŁA ZE ZMIENNĄ CHARAKTERYSTYKĄ

W celu przeprowadzenia odpowiednich badań, wstępnie przyjęto następujący model sprzęgła umożliwiającego zmianę jego charakterystyki (rys. 6)

Na modelu tym będą przeprowadzone badania, które wykażą, w jakim zakresie bez znaczącej zmiany momentu nominalnego można zmienić charakterystykę sprzęgła oraz jaki kształt wkładki elastycznej (wymiary, ilość), jak i materiał tej wkładki byłyby najlepsze. Zmianę charakterystyki będzie można osiągnąć poprzez równomierne ściśnięcie lub poluzowanie wkładek elastycznych w sprzęgle.



Rys. 6. Model sprzęgła ze zmienną charakterystyką

Fig. 6. Model of coupling with changeable characteristic

5. PODSUMOWANIE

Na podstawie powyższych rozważań wydaje się, że w niektórych maszynach, w których występują zmienne obciążenia, mogłyby znaleźć zastosowanie sprzęgła o zmiennej

charakterystyce. Umożliwiałyby one ustawienie takich parametrów sprzęgła, które byłyby dostosowane do rzeczywistych warunków pracy występujących w maszynie. Takie rozwiązanie umożliwiłoby pracę poza obszarem rezonansu i dobre tłumienie drgań występujących w maszynie, przy uwzględnieniu niedokładności ustawienia i zachowaniu określonej trwałości sprzęgła. Zastosowanie takich sprzęgieł mogłoby znaleźć techniczne i ekonomiczne uzasadnienie w napędach większych mocy i o dużej prędkości obrotowej oraz w maszynach o zmiennych obciążeniach, w których mogą powstawać duże drgania. W przypadku opracowania konstrukcji sprzęgła spełniającego te wymagania, następnym krokiem mogłoby być zaprojektowanie sprzęgła z możliwością zmiany charakterystyki w trakcie pracy napędu. Pozwalałoby to na płynne i natychmiastowe dostosowanie parametrów sprzęgła do zmieniających się warunków pracy napędu i pozwalało na bardzo skuteczne ograniczenie wpływu drgań jednego elementu układu na drugi. Konieczne by było oczywiście wyposażenie napędu w czujniki diagnozujące pracę poszczególnych elementów napędu, a komputer mógłby wysyłać odpowiednie sygnały sterujące do sprzęgieł.

Literatura

1. Markusik S.: Sprzęgła mechaniczne. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1979.
2. Opasiak T.: Wpływ błędów montażu sprzęgieł skrzętnie podatnych na ich stabilność mechaniczną. Maszyny Dźwigowo-Transportowe nr 4, 2002.
3. Osiński Z.: Tłumienie drgań mechanicznych. PWT, Warszawa 1979.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Sylwester Markusik