

Bronisław RAK

Institut Maszyn i Urządzeń Elektrycznych
Politechniki Śląskiej

WYBRANE ZAGADNIENIA KONSTRUKCYJNE HAMOWNIC ELEKTROMASZYNOWYCH

Streszczenie. Przedstawiono problemy mechaniczne konstrukcji hamownic elektromaszynowych przeznaczonych do badań silników i zespołów napędowych. Przeanalizowano zagadnienia: drgań mechanicznych w układzie pomiaru momentu hamowania, współpracy przekładni mechanicznej w zespole hamującym oraz optymalizacji zesprzęgła. Omówiono wyniki badań prototypów hamownic.

1. Wstęp

Współczesne hamownice elektromaszynowe, stosowane do badań silników elektrycznych, muszą spełniać między innymi wymagania normy Międzynarodowej Komisji Elektrotechniki (IEC) z 1980 r. Wymagania te dotyczą pracy hamowni w niestabilnych stanach pracy silników łącznie z układem przekładni (zespołem napędowym) i muszą zapewniać:

- obciążenie napędu lub zespołu napędowego momentem stałym niezależnym od prędkości obrotowej,
- obciążenie napędu momentem proporcjonalnym do kwadratu prędkości obrotowej,
- obciążenie napędu lub zespołu napędowego momentem o określonej charakterystyce i inercją zewnętrzną.

Warunki badań zespołów napędowych mogą stwarzać dodatkowe wymagania dla hamowni elektromechanicznych. Do nich może należeć:

- w szczególnych przypadkach zapewnienie stałego momentu obciążenia wolnoobrotowego wału badanego zespołu napędowego,
- zapewnienie małego lub określonego wpływu momentu bezwładności hamownicy na obciążenie badanego zespołu napędowego w stanach niestabilnych,

Najczęściej hamownice elektromaszynowe współpracują:

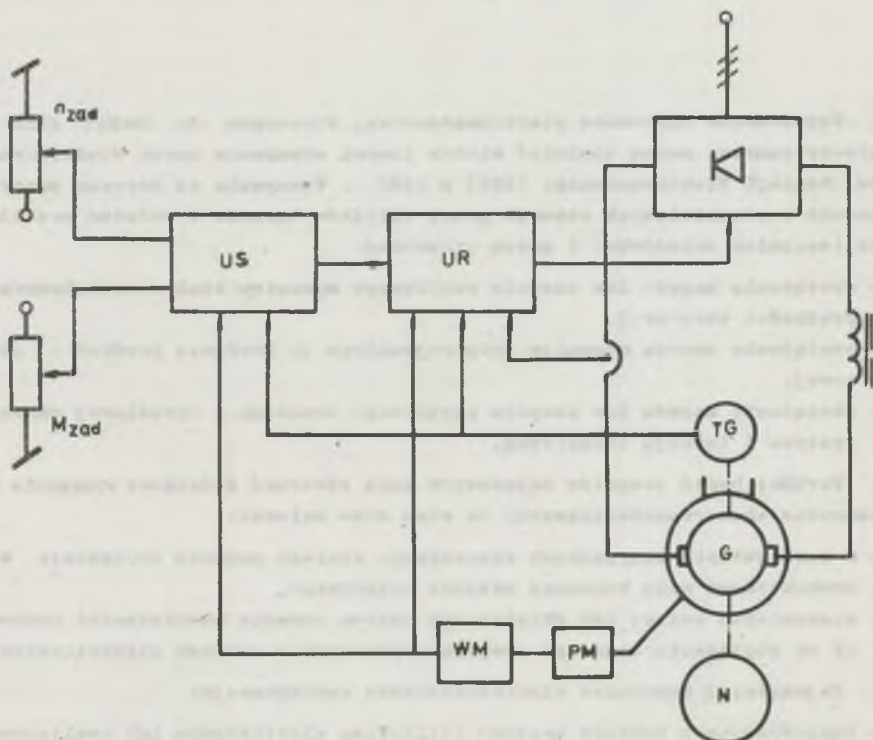
- bezpośrednio z badanym napędem (silnikiem elektrycznym lub spalinowym)
- z zespołem napędowym poprzez przekładnię mechaniczną.

W pierwszym układzie moment hamujący jest wierzony na korpusie maszyny hamującej, w drugim na wale wolnoobrotowym przekładni mechanicznej.

Wieloletnia współpraca Instytutu Maszyn i Urządzeń Elektrycznych Politechniki Śląskiej w Gliwicach w Ośrodkach Badawczo-Rozwojowych w przemyśle doprowadziła w efekcie do opracowania i wykonania hamownic elektromaszynowych przeznaczonych do badań napędów i zespołów napędowych zgodnie z współczesnymi warunkami badań.

2. Zasady działania hamownic elektromaszynowych

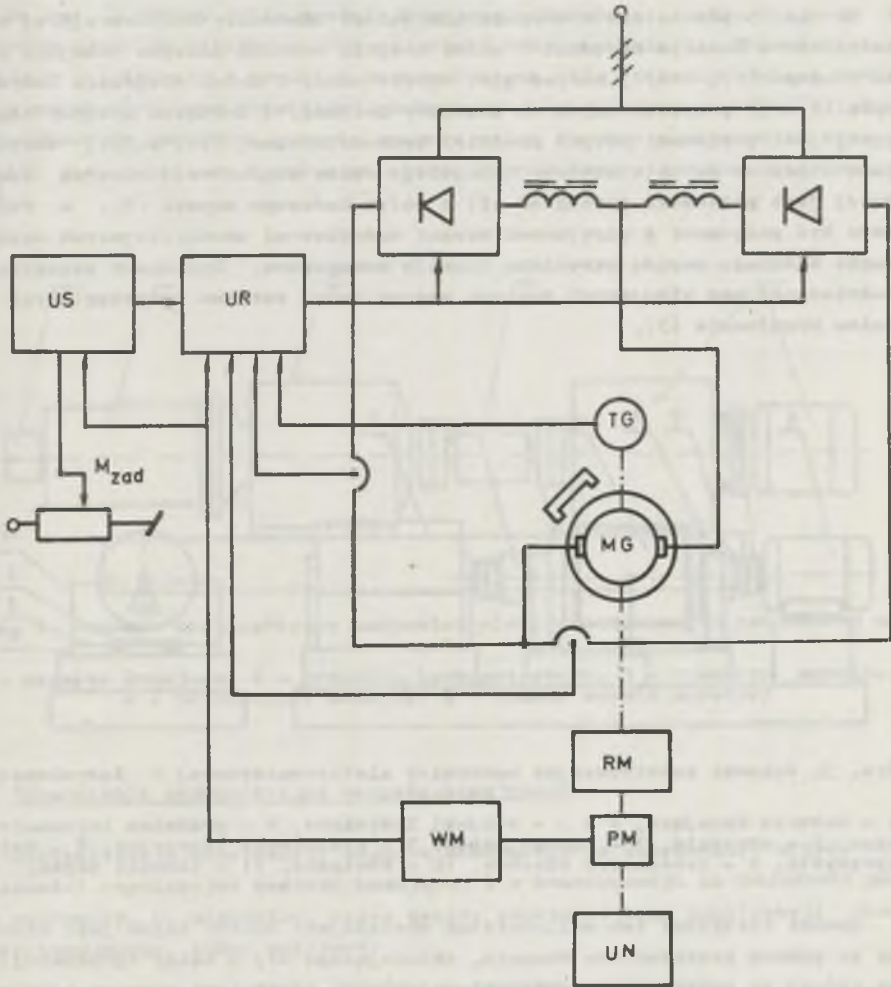
Hamownica elektromaszynowa, współpracująca bezpośrednio z badanym napędem, posiada ułożyskowany korpus maszyny hamującej, co umożliwia pomiar momentu obciążenia. Zasadę jej działania ilustruje rys. 1. Twornik maszyny hamującej prądu stałego jest zasilany przez pełnesterowny mostek tyrystorowy. Energia z wału badanego napędu jest przekazywana do sieci prądu przemiennego.



Dys. 1. Schemat blokowy hamownicy elektromaszynowej z ułożyskowanym korpusem

G - maszyna prądu stałego, TG - prędkościomierz, N - badany napęd, PM - przetwornik momentu, WM - wzmacniacz momentu, US - układ sterowania, UR - układ regulacji

Hamownica elektromaszynowa przeznaczona do badań zespołów napędowych jest najczęściej zestawem maszyny hamującej prądu stałego i przekładni mechanicznej. Do spełnienia warunków badań w niestabilnych stanach pracy zespołu napędowego konieczna jest możliwość pracy silnikowej i prądnicowej maszyny hamującej. Tego typu pracę maszyny hamującej można zrealizować, stosując przekształtnik rewersyjny w układzie krzyżowym. Schemat blokowy hamownicy elektromaszynowej tego typu podano na rys. 2.



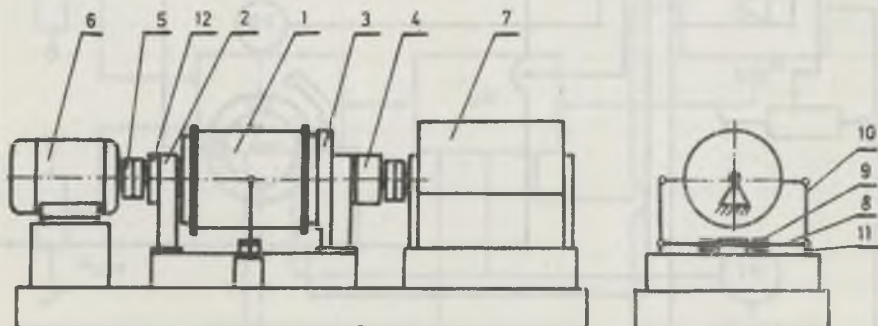
Rys. 2. Schemat blokowy hamownicy elektromaszynowej z reduktorem momentu
 MG - maszyna prądu stałego, TG - prądnicza tachometryczna, RM - reduktor momentu, UN - badany zespół napędowy, PM - przetwornik momentu, WM - wzmacniacz momentu, US - układ sterowania, UR - układ regulacji

W obu typach hamownic elektromaszynowych można wyróżnić:

- zespół hamujący badanego napędu,
- układ sterowania hamownicy,
- układ regulacji hamownicy.

3. Rozwiązania konstrukcyjne zespołów hamujących

Na rys. 3 podano szkic zespołu hamującego hamownicy współpracującej bezpośrednio z badanym napędem. W skład zespołu wchodzi maszyna hamująca prądu stałego (1), której korpus jest ułożyskowany w dwóch stojakach łożyskowych (2 i 3) przymocowanych do podstawy zespołu. Z korpusem maszyny hamującej jest połączony korpus prądnicy tachometrycznej (4), której twornik jest osadzony na wale maszyny hamującej. Jeden koniec wału maszyny hamującej jest połączony sprzęgłem (5) z wałem badanego napędu (6), a drugi może być połączony z wirującymi masami dodatkowymi umożliwiającymi obciążanie badanego napędu określoną inercją zewnętrzną. Dodatkowa zewnętrzna bezwładność mas wirujących zawiera energię także sztywno zesprzęglanych z wałem urządzenia (7).



Rys. 3. Schemat konstrukcyjny hamownicy elektromaszynowej o łożyskowanym korpusie:

1 - maszyna hamująca, 2 i 3 - stojaki łożyskowe, 4 - prądnica tachometryczna, 5 - sprzęgło, 6 - badany napęd, 7 - urządzenie inercyjne, 8 - belka sprężysta, 9 - tensometry oporowa, 10 - dźwignia, 11 - tłumiki drgań.

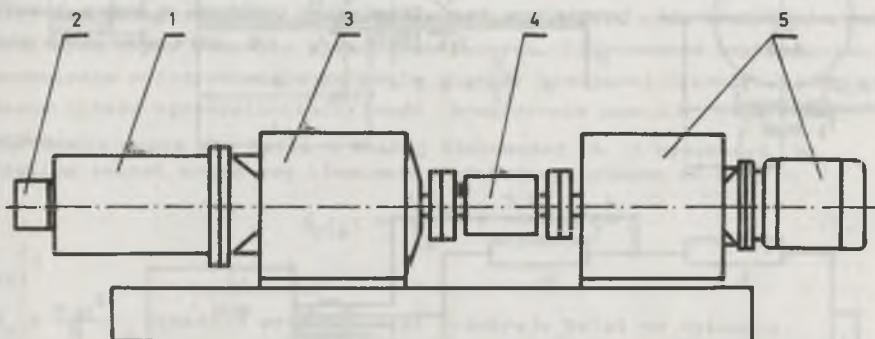
Moment statyczny lub wielozmienny obciążający badany napęd jest mierzony za pomocą przetwornika momentu, składającego się z belki sprężystej (8), na której są naklejone tensometry oporowa (9).

Dźwignia (10) przenoszą moment maszyny hamującej na przetwornik momentu i tłumik olejowy (11).

Sprzęgło wyprzedzające jednokierunkowo-wolnobieżne (12), zastosowane między stojakiem łożyskowym (2) i wałem maszyny hamującej, umożliwia nastawianie wartości momentu obciążenia przy zerowej prędkości obrotowej.

Przedstawione rozwiązanie konstrukcyjne zespołu hamującego zapewnia pomiar statycznego momentu obciążającego badany napęd z uwzględnieniem strat mechanicznych maszyny hamującej (bez strat wentylacyjnych) i prądnicy tachometrycznej. Straty wentylacyjne można zminimalizować przez zastosowanie chłodzenia zewnętrznego maszyny hamującej.

Na rys. 4 podano szkic zespołu hamującego hamowniocy współpracującej z badanym zespołem napędowym poprzez przekładnię mechaniczną. Maszyna prądu stałego (1) łącznie z prądnicą tachometryczną (2) jest zesprzęglona z wałkiem szybkoobrotowym przekładni mechanicznej (reduktorem momentu) (3). Wał wolnoobrotowy reduktora momentu poprzez wałek skrętny przetwornika momentu (4) jest połączony z wałem wolnoobrotowym badanego zespołu napędowego (5).



Rys. 4. Schemat konstrukcyjny hamowniocy elektromaszynowej z reduktorem momentu

1 - maszyna hamująca, 2 - prądnica tachometryczna, 3 - reduktor momentu,
4 - przetwornik momentu, 5 - badany zespół napędowy

4. Zagadnienia konstrukcyjne zespołu hamującego

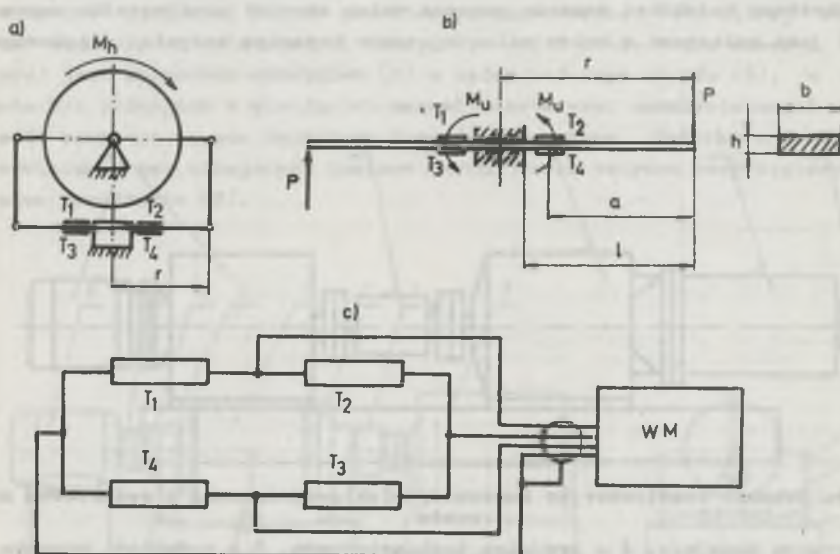
Optymalizacja konstrukcji zespołu hamującego ma decydujący wpływ na własności regulacyjne maszyny hamującej i w konsekwencji na dokładność pracy hamowniocy. Do zagadnień, które należy rozwiązać przy konstrukcji zespołu hamującego, można zaliczyć:

- pomiar momentu obciążenia napędu lub zespołu napędowego,
- optymalizację tłumienia drgań skrętnych maszyny hamującej o łożyskowym korpusie,

- współpracę przekładni mechanicznej w zespole hamującym z zespołem napędowym,
- optymalizację rozwiązania zesprzężenia zespołu hamującego z napędowym.

4.1. Pomiar momentu obciążenia napędu i zespołu napędowego

Dokładność pomiaru momentu obciążenia ma decydujący wpływ na pracę hamownicy. W hamownicach o łożyskowym korpusie maszyny hamującej moment hamownicy mierzy się za pomocą przetwornika momentu, połączonego z korpusem. Jednym z rozwiązań układu pomiarowego może być rozwiązanie podane na rys. 5.



Rys. 5. Układ pomiaru momentu hamownicy elektromaszynowej o łożyskowym korpusie

Moment hamownicy M_h jest przenoszony z korpusu maszyny hamującej na belkę sprężystą poprzez dwie dźwignie.

Siła osiowa P działająca na dźwignię wynosi:

$$P = \frac{M_h}{2r} \quad (4.1)$$

gdzie:

r - ramię działania siły P .

Maksymalny moment gnący występujący w miejscu utwierdzenia belki sprężystej:

$$M_u = \frac{M_h}{2r} l \quad (4.2)$$

wywołuje naprężenie gnące:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_u}{W_g} = \frac{3 M_h}{r b h^2} l < k_{go} \quad (4.3)$$

gdzie:

- l - odległość punktu działania siły P od miejsca utwierdzenia belki sprężystej,
- b, h - szerokość i wysokość przekroju poprzecznego belki sprężystej,
- k_{go} - dopuszczalne naprężenia przy dwustronnym zginaniu materiału belki sprężystej.

Moment gnący w średniej odległości bazy pomiarowej tensometrów a od punktu działania siły P:

$$M_g(a) = P a = \frac{M_h}{2r} a \quad (4.4)$$

a naprężenie gnące dla belki o stałej szerokości b i wysokości h:

$$\sigma_g(a) = \frac{M_g(a)}{W_g} = \frac{3 M_g(a) a}{r b h^2} \quad (4.5)$$

gdzie:

$W_g = \frac{b h^2}{6}$ - wskaźnik wytrzymałości przekroju belki na zginanie.

Z powyższego wynika, że odkształcenia względne na długości bazy pomiarowej tensometrów są różne. Równość odkształceń względnych można uzyskać, stosując na odcinku pomiarowym belkę sprężystą o równomiernej wytrzymałości na zginanie. Przy stałej wysokości belki h szerokość b zmienia się liniowo, tak że profil ma kształt trójkąta równoramiennego o podstawie równej b_1 w przekroju utwierdzenia, a wierzchołku w punkcie działania siły P.

Naprężenia gnące w każdym przekroju belki są równe na całej długości belki odpowiednio do równania (4.3).

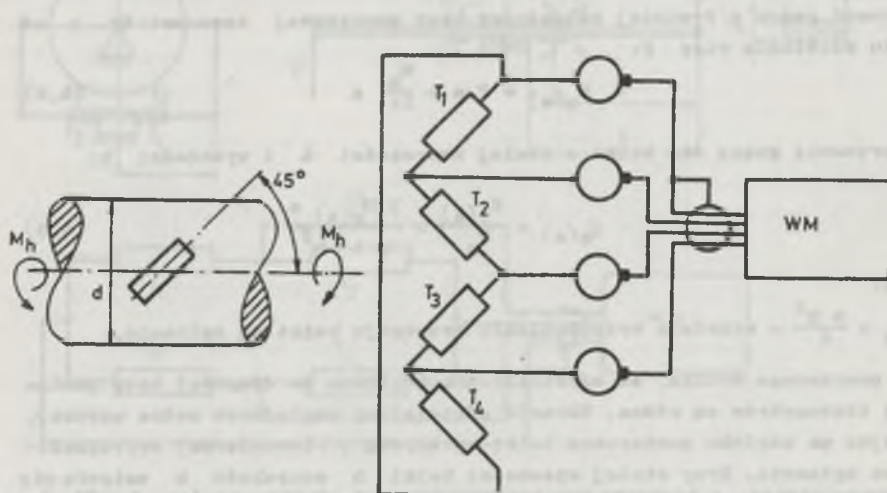
Cztery tensometry oporowe, rozmieszczone symetrycznie na belce sprężystej, są połączone ze wzmacniaczem tensometrycznym (WM) w układzie pełnego mostka (rys. 50).

Łożyskowanie przegubów dźwigni jest oparte na łożyskach tocznych. Przez wstępne ugięcie belki sprężystej można wyeliminować wpływ luzów promieniowych łożysk na dokładność wskazań przetwornika momentu.

Praktyka wykazała, że odpowiednie ugięcie wstępne ma duży wpływ na pożądaną prostoliniewość charakterystyki przetwornika momentu, która zależy od: dokładności wykonania elementu układu pomiarowego, dokładności montażu i lepkości oleju w tłumikach.

W zespołach hamujących (maszyna hamująca - reduktor momentu) dokonuje się pomiaru momentu hamującego za pomocą przetwornika momentu, wmontowanego między wał wolnoobrotowy reduktora momentu i wał wolnoobrotowy badanego zespołu napędowego.

Zasadniczym elementem takiego przetwornika momentu jest najczęściej wałek skrętny z naklejenymi pod kątem 45° rad do osi wałka czterema tensometrami oporowymi, połączonymi w układ pełnego mostka. Zasilanie i zbieranie sygnału nierównowagi mostka, proporcjonalnego do momentu hamującego, odbywa się za pomocą zespołu pierścieni osadzonych na wałku skrętnym i szczotek osadzonych w obudowach szczotkowych, przymocowanych do nie obracającej się obudowy przetwornika momentu. Na rys. 6 podano sposób rozmieszczenia i połączenia tensometrów ze wzmacniaczem momentu (WM).



Rys. 6. Rozmieszczenie i połączenia tensometrów do pomiaru momentu na wałku sprężystym

Wydłużenie względne każdego tensometru naklejonego na wałku o przekroju kołowym:

$$\epsilon = \frac{8 M_h}{d^3 G} \quad (4.6)$$

gdzie:

- M_h - moment hamujący,
- d - średnica wałka w miejscu naklejenia tensometrów,
- G - moduł sprężystości poprzecznej materiału wałka.

Wprawdzie możliwe jest zastosowanie niepełnych tensometrycznych mostków pomiarowych, jednak zastosowanie układu pełnego mostka zwiększa czterokrotnie sygnał nierównowagi mostka oraz umożliwia wyeliminowanie zakłóceń wynikających z pracy obracających się styków. Zakłócenia te zależą przede wszystkim od rozwiązań konstrukcyjnych zespołu stykowego oraz od materiału elementów stykowych.

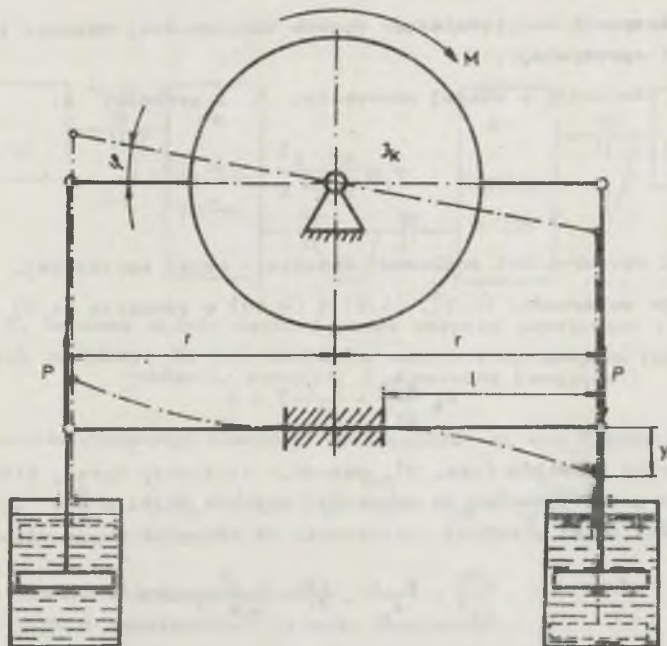
Można stwierdzić doświadczalnie, że dla dobrej współpracy zespołu stykowego jest wskazane stosować:

- obsady szcztkowe współpracujące parami, o wspólnej sprężynie naciągowej,
- pierścienie ślizgowe srebrne lub ze stopu srebra i miedzi,
- szcztki srebro-grafitowe (przy małych prędkościach obrotowych pierścieni ślizgowych można stosować szcztki miedziografitowe).

4.2. Tłumienie drgań skrętnych maszyny hamującej z łożyskowanym korpusem

Ułożyskowany korpus maszyny hamującej w połączeniu z przetwornikiem momentu tworzy układ sprężysto-inercyjny o określonej częstotliwości drgań własnych skrętnych (wokół osi łożysk korpusu). Częstotliwość drgań własnych zależy od sztywności belki sprężystej i inercji elementów układu o momencie bezwładności J_k .

Drgania skrętne układu można rozpatrywać, posługując się szkicem na rys. 7.



Rys. 7. Schemat układu sprężysto-inercyjnego hamownicy elektromaszynowej o łożyskowanym korpusie

Moment M równoważony parą sił:

$$P = \frac{M}{2r} \quad (4.7)$$

gdzie:

r - ramię działania siły P ,

powoduje ugięcie y belki sprężystej o sztywności EI .

Wyzyskując model układu drgającego krążka zamocowanego na pręcie:

$$J_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} = -M \quad (4.8)$$

można go adaptować do rozpatrywanego układu sprężysto-inercyjnego hamownicy.

Przy małych wartościach napięcia belki y otrzymuje się kąt obrotu korpusu maszyny hamującej:

$$\varphi = \frac{y}{r} \quad (4.9)$$

Ugięcie belki:

$$y = AP \quad (4.10)$$

gdzie:

A - współczynnik uwzględniający sposób zamocowania, wymiary i sztywność belki sprężystej.

Na przykład dla belki o stałej szerokości b i grubości h :

$$y = \frac{4P}{b h^3 E} l^3 \quad (4.11)$$

gdzie:

E - moduł sprężystości podłużnej materiału belki sprężystej.

Wyzyskując zależności (4.7), (4.9) i (4.10) w równaniu (4.8) otrzymuje się:

$$J_k \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{2}{\Lambda} r^2 \varphi = 0 \quad (4.12)$$

Zastosowanie tłumików (rys. 7), powoduje tłumienie drgań, które można przyjąć jako proporcjonalne do prędkości ugięcia belki $k \frac{dy}{dt}$. Uwzględnienie zależności (4.9) prowadzi ostatecznie do równania drgań własnych układu:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{k}{J_k} r \cdot \frac{d\varphi}{dt} + \frac{2}{J_k \Lambda} r^2 \varphi = 0 \quad (4.13)$$

gdzie:

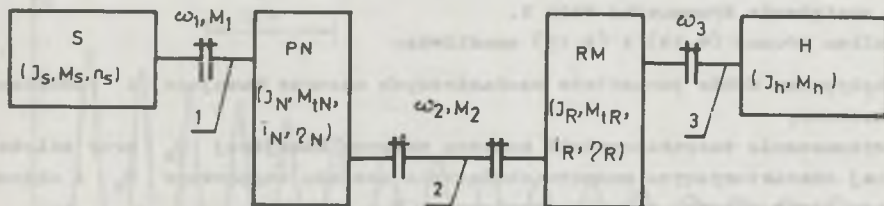
k - współczynnik tłumienia.

Równanie (4.13) umożliwia wyznaczenie częstotliwości drgań własnych rozpatrywanego układu sprężysto-inercyjnego oraz określenie wartości współczynnika tłumienia.

W stanach przejściowych pracy maszyny hamującej chwilowa zmiana momentu hamowania pobudza do drgań układ sprężysto-inercyjny. Szybkość zmiany momentu obciążającego zależy od parametrów elektrycznych maszyny i układu regulacji hamownicy. Ostatecznego doboru własności czynnika tłumiącego drgania układu dokonuje się doświadczalnie, podczas badań prototypów hamownicy.

4.3. Współpraca przekładni mechanicznej w zespole hamującym z zespołem napędowym

Do badań przekładni mechanicznych, motoreduktorów lub innych zespołów napędowych o małych prędkościach a dużych momentach obrotowych wskazana jest zastosowanie hamownicy elektromaszynowej współpracującej z przekładnią mechaniczną (reduktorem momentu). Zastosowanie takiego zespołu hamującego daje możliwość uzyskania dużych momentów obciążenia przy małych wielkościach mechanicznych maszyny hamującej. Podstawowym zagadnieniem jest wtedy wpływ momentów dynamicznych od mas wirujących zespołu hamującego na obciążanie zespołu napędowego. Przedstawiony na rys. 8 schemat mechanicznego układu zespołu napędowego i hamującego umożliwia analizę obciążeń poszczególnych elementów wału.



Rys. 8. Schemat układu mechanicznego zespołu napędowego i hamującego

S - silnik napędowy, PN - przekładnia mechaniczna zespołu napędowego, RM - reduktor momentu, H - maszyna hamująca

Z warunków równowagi momentów działających na wał 1 wynika:

$$M_s = (J_s + J_N) \frac{d\omega_1}{dt} + M_{tN} + \frac{M_2}{i_N \eta_N} \quad (4.14)$$

gdzie:

- M_s - moment silnika napędowego,
- J_s - moment bezwładności silnika napędowego,
- J_N - moment bezwładności przekładni zespołu napędowego,

- M_{tN} - moment strat mechanicznych przekładni zespołu napędowego,
 M_2 - moment obciążenia zespołu napędowego,
 i_N - przełożenie przekładni zespołu napędowego,
 η_{tN} - sprawność przekładni zespołu napędowego,
 ω_1 - prędkość kątowa wału 1.

Podobnie, z warunków równowagi momentów na wale 2 wynika moment:

$$M_2 = \left(J_R + \frac{J_h i_R^2}{\eta_R} \right) \frac{1}{i_N} \frac{d\omega_1}{dt} + \frac{M_h i_R}{\eta_R \pm 1} + M_{tR} \quad (4.15)$$

gdzie:

- J_R - moment bezwładności reduktora momentu,
 J_h - moment bezwładności maszyny hamującej,
 i_R - przełożenie przekładni reduktora momentu,
 η_R - sprawność przekładni reduktora momentu,
 M_h - moment obciążający maszyny hamującej,
 M_{tR} - moment strat mechanicznych przekładni reduktora momentu,
 η_R^{+1} - przy pracy prądnicowej maszyny hamującej,
 η_R^{-1} - przy pracy silnikowej maszyny hamującej.

Z uwagi na sprowadzanie momentów bezwładności z kwadratem przełożenia przekładni moment bezwładności maszyny hamującej J_h ma decydujący wpływ na obciążenie dynamiczne wału 2.

Analiza równań (4.14) i (4.15) umożliwia:

- optymalny dobór parametrów mechanicznych maszyny hamującej i reduktora momentu,
- wyznaczenie charakterystyki momentu maszyny hamującej M_h przy założonej charakterystyce momentu obciążenia zespołu napędowego M_2 i charakterystyce momentu silnika napędowego M_s .

4.4. Optymalizacja rozwiązania zesprzężenia zespołu napędowego i hamującego

Przeniesienie momentów obrotowych z napędu na maszynę hamującą zapewniają sprzęgła między łączonymi wałami. Warunki badań napędów i zespołów napędowych decydują o doborze sprzęgieł.

Jeśli badany napęd ma być obciążany momentem o założonej charakterystyce oraz momentem inercji zewnętrznej, zachodzi konieczność połączenia wałów bez luzów kątowych. Można stosować sprzęgła aktywne, ale wówczas trzeba zapewnić dokładną współosiowość łączonych wałów.

Zwykle stosuje się w omawianych zesprzężeniach sprzęgła sztywne pojedyncze lub podwójne, które zapewniają dobre warunki współpracy.

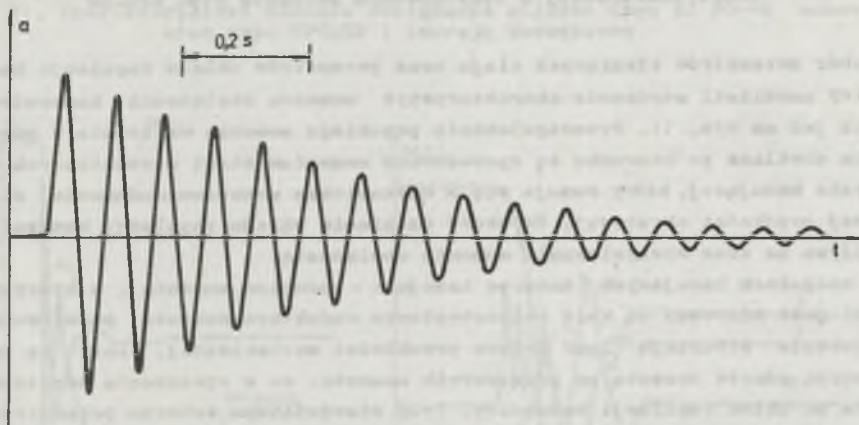
Jeśli badania napędów dotyczą tylko własności w stanach ustalonych, a stany nieustalone nie są ich przedmiotem, jest wskazane stosowanie sprzęgieł podatnych, które częściowo tłumią udarowe oddziaływanie momentu silnika napędowego, ochronią w ten sposób przekładnię mechaniczną zespołu hamującego.

Przy doborze sprzęgieł należy również zwrócić uwagę na dokładność przenoszenia prędkości kątowej ω z wału napędzającego na napędzany. Przy przecinających się osiach łączonych wałów, nachylonych pod kątem α , prędkość kątowa wału napędzanego w czasie jednego obrotu zmienia się od $\omega_{\min} = \omega \cos \alpha$ do $\omega_{\max} = \omega / \cos \alpha$, mimo stałej prędkości kątowej ω wału napędzającego. Zmiany prędkości powodują obciążanie badanego napędu w stanach ustalonych. Obciążenie to musiałoby być minimalizowane przez szybko działający układ regulacji hamownicy.

4.5. Wyniki badań prototypów hamowni elektromaszynowych

W Instytucie Maszyn i Urządzeń Elektrycznych Politechniki Śląskiej w Gliwicach przeprowadzono kompleksowe badania modeli oraz prototypów przedstawionych typów hamowni elektromaszynowych. Podstawowym zagadnieniem w hamownicach o łożyskowanym korpusie maszyny hamującej okazały się drgania własne układu sprężysto-inercyjnego (przetwornik momentu - łożyskowany korpus).

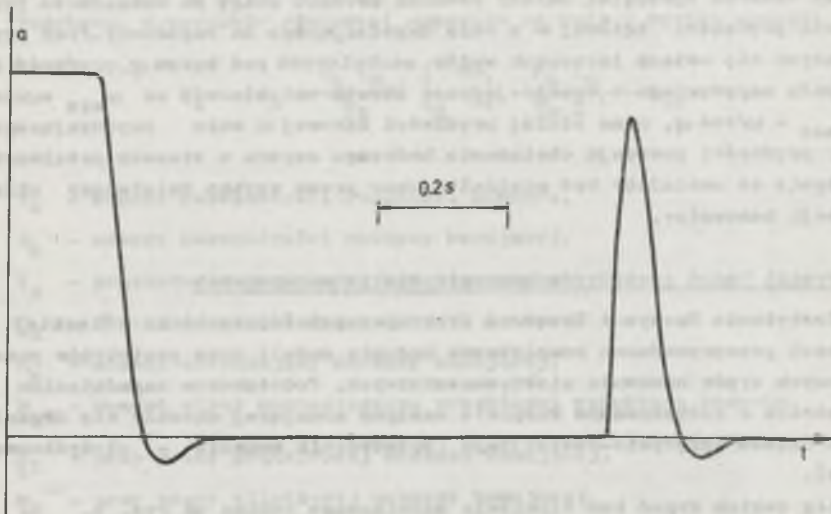
Przebieg takich drgań bez tłumienia dodatkowego podano na rys. 9.



Rys. 9. Drgania własne układu sprężysto-inercyjnego hamownicy elektromaszynowej o łożyskowanym korpusie typu HPS-M2

Jest możliwe uzyskanie dużego sygnału przetwornika momentu przy małej sztywności belki sprężystej. To z kolei zmniejsza częstotliwość drgań własnych układu i wpływa niekorzystnie na uzyskiwalną szybkość działania ca-

tego układu regulacji hamowniczej. Istnieje konieczność stosowania dodatkowego tłumienia drgań własnych układu. W przedstawionym rozwiązaniu konstrukcyjnym hamowniczej zastosowano tłumiki olejowe. Ich wpływ na drgania własne układu sprężysto-inercyjnego jest uwidoczniłony na rys. 10. Właści-

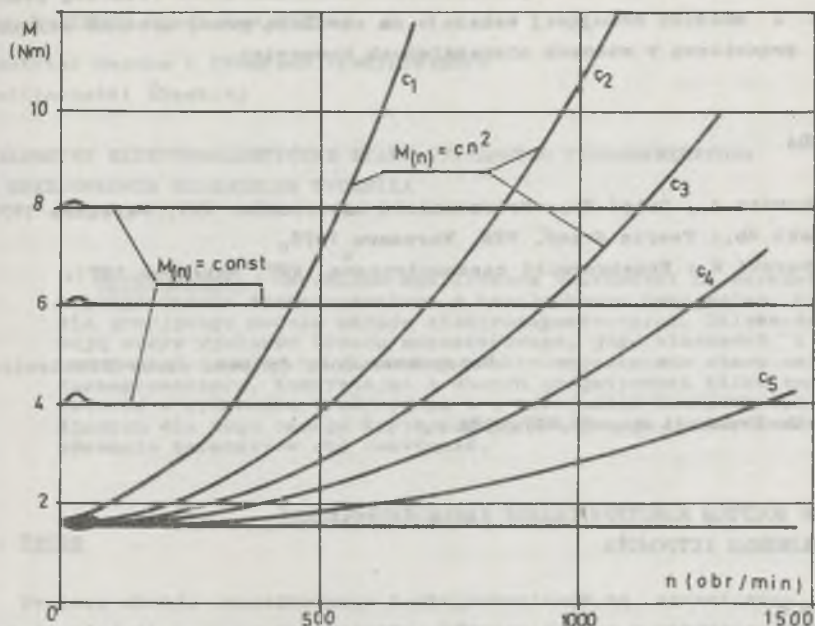


Rys. 10. Tłumione drgania własne układu sprężysto-inercyjnego hamownicy elektromaszynowej o łożyskowanym korpusie typu HPS-H2

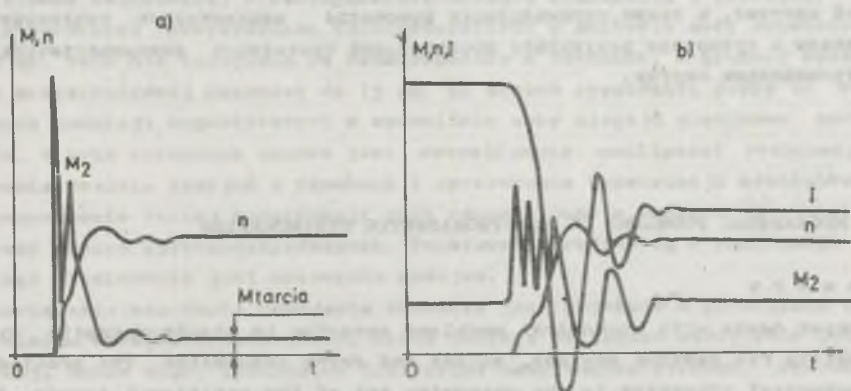
wy dobór parametrów tłumiących oleju oraz parametrów układu regulacji hamowniczej umożliwił uzyskanie charakterystyk momentu obciążenia hamowniczej takich jak na rys. 11. Przeregulowania przebiegu momentu obciążenia w pierwszych chwilach po rozruchu są spowodowane momentem strat mechanicznych w maszynie hamującej, który sumuje się z nastawionym momentem obciążenia dla zerowej prędkości obrotowej. Szybkość działania układu regulacji hamowniczej wpływa na czas wyregulowania momentu obciążenia.

W zespołach hamujących (maszyna hamująca - reduktor momentu), w których moment jest mierzony na wale wolnoobrotowym reduktora momentu, podstawowe utrudnienie stwarzają luzy kątowe przekładni mechanicznej. Luzy te są przyczyną uderzeń momentu na przetwornik momentu, co w sprzężeniu zwrotnym działa na układ regulacji hamowniczej. Przy niewłaściwym doborze parametrów układu regulacji hamowniczej wystąpić mogą duże oscylacje momentu obciążenia.

Przy dużym momencie bezwładności mas wirujących zespołu hamującego, spowodowanych na wale wolnoobrotowym, na którym mierzony jest moment obciążenia, występują trudności utrzymania stałego momentu obciążenia badanego zespołu napędowego w stanach nieustalonych.



Rys. 11. Charakterystyki momentu obciążenia silnika typu Sf 80-4b hamownicą typu HPS-H2 i inercją zewnętrzną



Rys. 12. Oscylogram przebiegów dynamicznych: momentu obciążenia M , prędkości obrotowej n i prądu twornika maszyny hamującej I w układzie szerepół napędowy - szerepół hamujący,

a - rozruch przy wyłączonym układzie regulacji hamownicy, b - rozruch przy działającym układzie regulacji hamownicy

Na rys. 12 podano oscylogram przebiegów dynamicznych hamownicy przeznaczony do badań motoreduktorów o przekładniach samohamownych. Przebieg prądu twornika I maszyny hamującej wskazuje na obwilotą pracę zarówno silnikową jak i prądnicową w stanach nieustalonych hamownicy.

LITERATURA

- [1] Jakubowicz A., Orłóś Zb.: Wytrzymałość materiałów. WNT, Warszawa 1978.
- [2] Osiński Zb.: Teoria drgań. PWN, Warszawa 1978.
- [3] Stryburski W.: Przetworniki tensometryczne. WNT, Warszawa 1971.

Recenzent: doc. dr inż. Jerzy Niekiewicz

Wpłynęło do Redakcji dn. 15.XII.1982 r.

ИЗБРАННЫЕ ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ДИНАМОМЕТРИЧЕСКИХ ЭЛЕКТРОМАШИНЫХ УСТРОЙСТВ

Резюме

В работе представлены проблемы, связанные с механикой конструкции динамометрических электромашиных устройств, предназначенных для исследований двигателей и приводных агрегатов. Дан анализ механических колебаний в системе измерения момента торможения, содействия механической передачи в тормозной системе, а также оптимизации имеющихся механических соединений. Приведены и оговорены результаты исследований прототипов динамометрических электромашиных систем.

SOME MECHANICAL PROBLEMS IN ELECTROMAGNETIC DYNAMOMETERS

Summary

The paper deals with mechanical problems occurring in electromagnetic dynamometers for testing engines, motors and drive assemblies. The problems of mechanical vibration in the measuring set of the rotational torque, in the mechanical transmission and mechanical coupling in the dynamometer are considered. Test results of prototype dynamometers have been discussed.