

Aleksander KOWAL, Krzysztof FILIPOWICZ
Politechnika Śląska, Gliwice

METALOWE SPRZĘGŁO O DUŻEJ PODATNOŚCI SKRĘTNEJ W ZASTOSOWANIU DO MASZYN GÓRNICZYCH

Streszczenie. Obciążenia dynamiczne i udarowe w maszynach górniczych wymagają stosowania w układach napędowych sprzęgieł podatnych skrętnie. W opracowaniu pokazano oryginalną konstrukcję metalowego sprzęgła, bardzo podatnego skrętnie, które opracowano w Instytucie Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej. Przedstawiono także sposób doboru jego zasadniczych elementów.

METAL CLUTCH WITH A SIGNIFICANT TORSIONAL FLEXIBILITY FOR MINING MACHINES

Summary. Dynamic and stroke loads in mining machines need using torsionally flexible clutches in power transmission systems. In the paper the original construction of a metal clutch, with significant torsional flexibility, made in Silesian Technical University's Mining Mechanisation Institute has been shown. The way of fitting its main elements has been presented as well.

1. Wstęp

Układy napędowe maszyn górniczych pracują w określonych trudnych warunkach, które charakteryzują się, m.in. dużą częstością rozruchów i często pod przeciążeniem. Warunki te wymagają stosowania różnych rodzajów zabezpieczeń silników, przekładni zębatych oraz samych maszyn roboczych. Jednym ze sposobów takiego zabezpieczenia układów napędowych jest zastosowanie w nich odpowiednich sprzęgieł, dobranych w zależności od charakterystyki obciążenia maszyny [4, 5, 6].

W przypadku maszyn urabiających i transportujących urobek, sprzęgła w układach napędowych powinny charakteryzować się dużą podatnością skrętną. W Instytucie

Mechanizacji Górnictwa opracowano konstrukcję sprzęgła charakteryzującego się wymienionymi cechami (rys. 1).

2. Konstrukcja metalowego sprzęgła podatnego skrętnie

Istota działania oryginalnego sprzęgła o bardzo dużej podatności skrętnej polega na tym, że moment obrotowy przenoszony jest od strony czynnej do biernej za pomocą dwóch połączeń gwintowych, przy czym wykorzystuje się także element sprężysty. Połączenia gwintowe wykonuje się między zewnętrznie nagwintowanym wałem wejściowym (rys. 1, poz. 1) i nakrętką (poz. 2), która posiada także gwint na zewnętrznej powierzchni walcowej. Ten zewnętrzny gwint współpracuje z gwintem wewnętrznym wykonanym w obudowie (rys. 1, poz. 4). Obydwa połączenia gwintowe różnią się skokami i kierunkami. Gwinty o różnych kierunkach i skokach powodują, że przy obrotach wału wejściowego (śruby), nakrętka przesuwa się jedynie o różnicę w skokach tych gwintów.

Skoki gwintów wielozwojowych są na tyle duże, że kąt wzniosu linii śrubowej jest większy od kąta tarcia dla materiałów śruby i nakrętki.

Opór elementu sprężysto-tłumiącego, przy ruchu obrotowym wału wejściowego, a więc nacisk sprężyny na nakrętkę, powoduje wzrost składowych sił w kierunku obwodowym na gwincie. Wzrost tych sił na gwincie powoduje zwiększanie się momentu obrotowego, a gdy osiągnie on wartość momentu roboczego maszyny, rozpoczyna się jej ruch obrotowy będący jednocześnie ruchem roboczym.

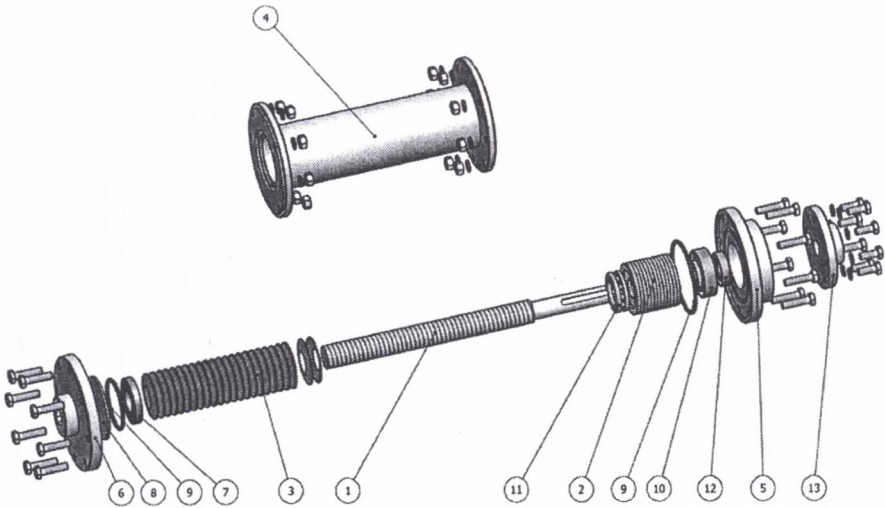
Chwilowe przeciążenia maszyny roboczej powodują dodatkowe ściskanie elementów sprężystych, a niedociążenia maszyny, odprężanie tych elementów. Po wyłączeniu układu napędowego, nakrętka naciskana przez sprężynę wraca w kierunku położenia wstępnego na wale wejściowym. Przy odpowiednio dużym wstępnym ściśnięciu sprężyny i po wyłączeniu układu, nakrętka powraca do położenia początkowego.

Element sprężysty może składać się z dowolnie usytuowanych sprężyn, od pojedynczej walcowej śrubowej naciskowej, poprzez pakiety sprężyn talerzowych do pierścieni elastomerowych. Dobór elementów sprężysto-tłumiących (US-T) oraz ich układu zależy jedynie od zakładanej charakterystyki sprzęgła.

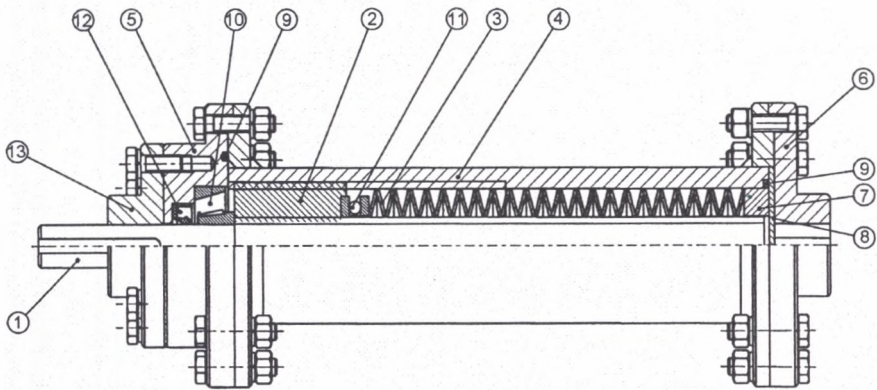
Kąt skręcenia członów sprzęgła, pod wpływem nominalnego obciążenia między wejściem i wyjściem, może być bardzo duży i wynosić, np. kilka obrotów wału wejściowego (czynnego) zanim wał wyjściowy (bierny) rozpocznie ruch obrotowy.

Pokazana na rysunku 1 piasta z tarczą (poz. 13) służy do blokowania sprzęgła podatnego skrotnie podczas jego badań.

a)



b)



Rys. 1. Przykład budowy jednokierunkowego sprzęgła podatnego skrotnie: a – widok sprzęgła, b – rysunek złożeniowy sprzęgła, gdzie: 1 – wał wejściowy z gwintem, 2 – nakrętka z gwintem wewnętrznym i zewnętrznym, 3 – zespół sprężyn talerzowych, 4 – obudowa z gwintem wewnętrznym, 5 – pokrywa prawa, 6 – pokrywa lewa, 7 – pierścień regulacyjny, 8 – tarcza uszczelniająca, 9 – uszczelnienia gumowe, 10 – łożysko stożkowe, 11 – łożysko wzdłużne, 12 – pierścień uszczelniający, 13 – blokada sprzęgła

Fig. 1. The example of one directional, torsionally flexible clutch: a – clutch view, b – clutch assembly drawing where: 1 – threaded entrance shaft, 2 – screw cap with inside and outside thread, 3 – dished disc springs set, 4 – inner thread housing, 5 – right lid, 6 – left lid, 7 – regulation ring, 8 – sealing target, 9 – rubber seals, 10 – cone bearing, 11 – thrust bearing, 12 – sealing ring, 13 – clutch blocking

Omawiane sprzęgło, przy małej średnicy, posiada znaczną długość, która jest zależna od oczekiwanej podatności skrętnej. Sprzęgło bardzo podatne skrętnie może posiadać element sprężysty w postaci walcowej sprężyny śrubowej naciskowej, a sprzęgło mniej podatne, ale krótsze, np. odpowiednio dobrane sprężyny talerzowe.

3. Obliczanie momentu obrotowego i średnicy rdzenia śruby

Moment obrotowy z uwzględnieniem przeciążeń działających w układzie napędowym typowej maszyny górniczej, przy założonym współczynniku przeciążenia K_p , wynosi

$$M_o = K_p \cdot 9550 \frac{P}{n} \quad (1)$$

gdzie: M_o – moment obrotowy, N·m,

P – moc, kW,

n – prędkość obrotowa, min^{-1} ,

K_p – współczynnik przeciążenia (w maszynach górniczych przyjmuje się wartości od 1,2 do 1,3) [1].

Wstępną średnicę wału (rdzenia śruby) d w mm wyznacza się z zależności

$$d = \sqrt[3]{\frac{5M_o}{k_{so}}} \quad (2)$$

gdzie: k_{so} – naprężenia dopuszczalne dla obustronnego skręcania, N/mm^2 .

Wartość naprężeń dopuszczalnych oblicza się z warunku:

$$k_{so} = \frac{R_e}{x_e} \quad (3)$$

gdzie: R_e – wytrzymałość doraźna materiału wału, N/mm^2 (tabl. 1),

x_e – współczynnik bezpieczeństwa, który jest dobierany w zależności od rodzaju wpływu ew. awarii na układ maszynowy i bezpieczeństwo ludzi.

Najczęściej stosowane współczynniki bezpieczeństwa zamieszczono w tablicy 2.

Tablica 1

Wartości wytrzymałości materiałów (dane orientacyjne) [1]

Lp.	Materiał	Wytrzymałość doraźna R_e , MPa
1.	Stale węglowe konstrukcyjne: St3 (0,2 % C, 0,6 % Mn, 0,35 % Si), St5 (0,4 % C, 0,8 % Mn, 0,3 % Si), St7 (0,6 % C, 0,8 % Mn, 0,4 % Si).	370–460 490–610 700–840
2.	Stale stopowe konstrukcyjne do ulepszania cieplnego: 40H (0,4 % C, 0,8 % Mn, 0,4 % Si, 1,1 % Cr, 0,3 % Ni), 40HM (0,45 % C, 0,7 % Mn, 0,4 % Si, 1,2 % Cr, 0,3 % Ni)	1000–1200 1000–1300
3.	Stale odporne na korozję: 0H18N9 (0,1% C, 2% Mn, 0,8% Si, 18% Cr, 9% Ni) H18N10MT (0,1% C, 2% Mn, 0,8% Si, 18% Cr, 10% Ni)	550–750 550–750

Tablica 2

Współczynniki bezpieczeństwa x_e [1]

Lp.	Rodzaj pracy	Wartość przyjmowanego współczynnika bezpieczeństwa x_e
1.	Obciążenia statyczne, elementy maszyn	1,6–1,8
2.	Obciążenia quasi-statyczne, elementy budowlane	1,8–1,9
3.	Obciążenia zmienne elementy maszyn górniczych	1,8–2,0
4.	Obciążenia udarowe w maszynach górniczych	1,9–2,2

4. Obliczanie wartości siły wzdłużnej w ruchowym połączeniu śrubowym sprzęgła

Wartość siły obwodowej F_o w wyniku działania momentu obrotowego M_o wynosi

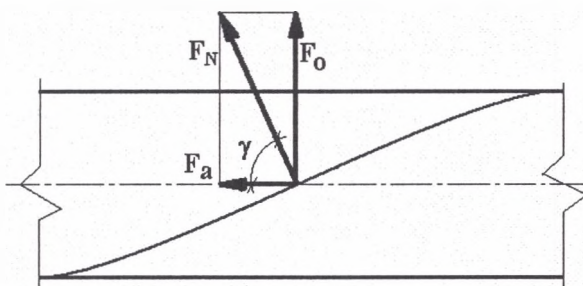
$$F_o = \frac{2 \cdot M_o}{d_{sr}} \quad (4)$$

gdzie: d_{sr} – średnia średnica gwintu, mm.

Kąt wzniosu linii śrubowej γ dobiera się z warunku niesamohamowności połączenia ruchowego, połączenia gwintowego lub zębatego (sprzężenie zębate o zębach śrubowych). W połączeniach metalowych (stal–stal, stal–żeliwo) kąt tarcia nie przekracza 25° . Stąd też kąt wzniosu linii śrubowej może zawierać się w dość szerokich granicach. Większa wartość kąta ma istotny wpływ na możliwość wymuszenia ruchu powrotnego energią akumulowaną w sprężynie ściskanej przez nakrętkę, przy rozruchu sprzęgła.

Optymalną wartością, ze względu na sprawność połączenia, jest kąt $\gamma = 45^\circ$, jednak ze względu na wartość siły wzdłużnej oraz ze względu na oczekiwaną dużą wartość kąta obrotu śruby względem nakrętki, co ma istotny wpływ na łagodność rozruchu i długość sprzęgła, dobierany może być kąt γ o wartościach w granicach od 25° do 75° .

Kąt γ oraz siły działające między śrubą i nakrętką pokazane są na rysunku 2.



Rys. 2. Zwoj gwintu na śrubie z kątem γ i rozkładem sił, gdzie: F_N – siła normalna, F_a – siła wzdłużna, F_o – siła obwodowa

Fig. 2. Thread coil on a screw with γ angle and force distribution, where: F_N – normal force, F_a – thrust force, F_o – circumferential force

Wartość siły wzdłużnej F_a , po dobraniu kąta γ , wyznacza się z zależności:

$$F_a = F_o \cdot \operatorname{ctg} \gamma \quad (5)$$

a wartość siły normalnej F_N wynosi:

$$F_N = \frac{F_o}{\sin \gamma} \quad (6)$$

Natomiast wartość siły tarcia T zależnej od wartości siły normalnej F_N i współczynnika tarcia μ wynosi:

$$T = \mu \cdot F_N = \mu \cdot \frac{F_o}{\sin \gamma} \quad (7)$$

5. Dobór układu sprężysto-tłumiącego (US-T)

Nominalnym obciążeniem układu sprężysto-tłumiącego jest składowa wzdłużna F_a siły normalnej F_N między zwojami gwintu. Wartość nacisku układu sprężysto-tłumiącego na nakrętkę, przy zmniejszaniu się obciążenia roboczego, pomniejszona o dyssypowaną energię (histereza) oznaczono przez F_{ap} . Wartość tej siły wzdłużnej, powrotnej F_{ap} , jako składowej siły normalnej F_{Np} , będzie miała wpływ na siłę tarcia powrotnego T_p .

$$F_{Np} = \frac{F_{ap}}{\cos \gamma} \quad (8)$$

Siła tarcia powrotnego

$$T_p = F_{Np} \cdot \mu \quad (9)$$

po podstawieniu (8) do (9) otrzymuje się

$$T_p \cong \frac{F_a}{\cos \gamma} \cdot \mu \leq F_{ap} \quad (10)$$

Wyrażenie we wzorze (10) $\mu/\cos \gamma$ powinno mieć małą wartość i przy założonych wartościach kątów $\gamma = 25^\circ \div 60^\circ$ oraz współczynnikach tarcia $\mu = 0,08 \div 0,25$, wartość tego ilorazu powinna mieścić się w granicach od 0,1 do 0,4.

Wartości współczynników tarcia dla niektórych skojarzeń materiałów podano w tablicy 3.

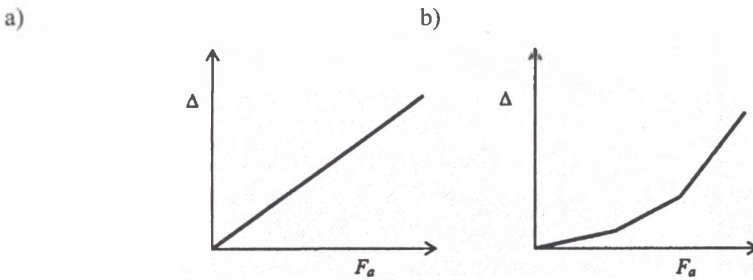
Tablica 3

Przykładowe wartości współczynników tarcia μ

Materiały pary trącej	Warunki pracy	Współczynnik tarcia μ		Nacisk dopuszczalny MPa
		na sucho	z olejem	
Stal–stal	Obciążenie uderzeniowe kierunkowo zmienne, złe smarowanie, materiały o małej dokładności kształtu i gładkości powierzchni	0,15–0,22	0,12–0,17	30–100
	Obciążenie jednokierunkowe, dobre smarowanie, dobra dokładności kształtu i wysoka klasa gładkości powierzchni	–	0,08–0,12	100–200
Stal–żeliwo	Obciążenie zmienne, przeciętna dokładności kształtu i gładkość powierzchni	0,15–0,20	0,03–0,06	80–140

6. Dobór charakterystyki układu sprężysto-tłumiącego (US-T)

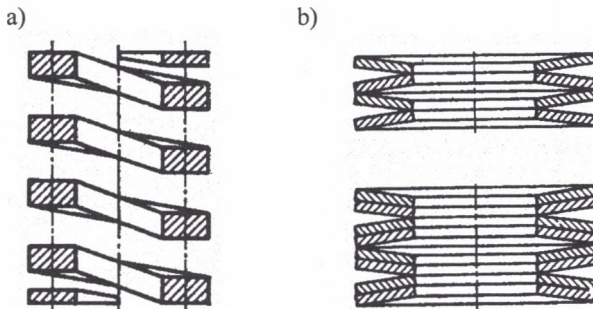
Do metalowego sprzęgła o oczekiwanej podatności skrętnej, dobiera się odpowiednią charakterystykę układu sprężysto-tłumiącego (US-T), który ma za zadanie przenoszenie zmiennego obciążenia ściskającego zależnego od rodzaju obciążenia maszyny roboczej. Charakterystyki układu sprężystego mogą być liniowe lub złożone. Na rysunku 3 przedstawiono przykładowe charakterystyki układu sprężystego.



Rys. 3. Ugięcia wzdłużne sprężyn Δ w zależności od siły osiowej F_a , gdzie: a – charakterystyka liniowa elementu sprężystego, b – charakterystyka złożona układu sprężystego

Fig. 3. Thrust spring deflection Δ depending on axial force F_a , where: a – linear characteristics of springing element, b – complex characteristics of springing set

W przypadku wyboru charakterystyki sprzęgła pokazanej na rysunku 3a, można w nim zastosować metalową naciskową sprężynę śrubową (rys. 4a) lub jeden z układów sprężyn talerzowych (rys. 4b).



Rys. 4. Przykłady sprężyn stosowanych w sprzęgle, gdzie: a – walcowa sprężyna śrubowa z drutu prostokątnego, b – szeregowe układy sprężyn talerzowych

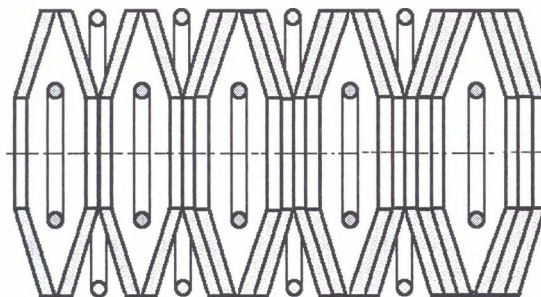
Fig. 4. Examples of springs used in clutch, where: a – cylindrical screw spring made of rectangular wire, b – serial sets of dish disc springs

Sprężyny walcowe naciskowe mogą być zastosowane w sprzęgle metalowym przy przenoszeniu małych momentów obrotowych, przy czym kąty wzniosu linii śrubowych γ powinny być duże, np. od 65° do 75° .

W przypadku doboru sprężyny naciskowej należy uwzględnić obliczenia podane w polskiej normie: PN/EN-13906-1:2003 (U) Sprężyny śrubowe walcowe z drutu lub pręta okrągłego. Obliczenia i konstrukcja. Część 1: Sprężyny naciskowe.

Zazwyczaj jednak, obciążenia wzdłużne w sprzęgłach metalowych podatnych skrętnie są duże, stąd też najczęściej jako elementy sprężyste stosowane będą sprężyny talerzowe usytuowane w różnych konfiguracjach, w zależności od zakładanej charakterystyki sprzęgła.

W układzie sprężyn talerzowych przedstawionym na rysunku 5 uzyskuje się charakterystykę złożoną US-T (rys. 3b). Pomiędzy pojedyncze lub wielokrotne pakiety sprężyn korzystnie jest umieścić pierścienie, np. typu o-ring, co zabezpieczy sprężyny przed ich całkowitym zaciśnięciem się.



Rys. 5. Przykładowy układ sprężyn talerzowych (o charakterystyce jak na rysunku 3b) z pierścieniami zabezpieczającymi przed zaciskaniem się sprężyn

Fig. 5. Sample set of dish disc springs (with characteristics as in Fig 3b) with rings protecting against spring clamping

Dla sprężyny talerzowej można dopuścić odkształcenie δ do wartości $\delta = 0,8 \cdot h_1$, bez obawy o przekroczenie odkształceń sprężystych, gdzie h_1 jest największym odkształceniem sprężyny talerzowej (do ich spłaszczenia).

Sprężyny talerzowe; ich wymiary można, w zależności od wartości obciążenia i wymaganego odkształcenia, dobierać z polskich norm: PN-73/M-80707 Sprężyny talerzowe lub wg normy DIN 2093.

Obliczanie naprężeń w sprężynach talerzowych można przeprowadzić na podstawie podręczników podstaw konstrukcji maszyn lub korzystać z wielu dostępnych programów komputerowych opartych najczęściej na procedurach zawartych w normie DIN 2092.

Ważnym zagadnieniem w sprzęgle metalowym jest także dobór kąta względnego obrotu między wałem wejściowym i wyjściowym, do osiągnięcia założonego momentu obrotowego z uwzględnieniem przeciążenia, np. jeden pełny obrót. W tym przypadku jeden obrót wymaga odkształcenia sprężyn o wartość jednego skoku gwintu.

Wymaganą liczbę sprężyn talerzowych w zestawie naprzemiennym US-T sprzęgła (rys. 4b oraz 5) można wyznaczyć z zależności:

$$i = n_w \cdot (s_1 - s_2) / 0,8 \cdot h_1 \quad (11)$$

gdzie: i – wymagana liczba sprężyn talerzowych pojedynczych w zestawie naprzemiennym,

- n_w – liczba względnych obrotów między wałem wejściowym i wyjściowym przy maksymalnym momencie obrotowym,
 s_1, s_2 – różne skoki gwintów w sprzęgle metalowym, mm,
 h_1 – największe odkształcenie sprężyny talerzowej, mm.

7. Podsumowanie

Omówione w artykule sprzęgło (por. rys. 1) charakteryzuje się dużą podatnością skrętną. Sprzęgło to może znaleźć zastosowanie w układach napędowych maszyn górniczych po zaprojektowaniu ich do określonych, konkretnych obiektów oraz po przeprowadzeniu badań trwałościowych.

Przedstawione obliczenia mogą być pomocne do wstępnego doboru określonych wielkości geometrycznych metalowego sprzęgła podatnego skrętnie.

Problematyka trwałości połączeń i prawdopodobnego występowania korozji frettingowej będzie rozpatrywana w następnych pracach Autorów.

Praca wykonana w ramach projektu badawczego Ministerstwa Nauki i Informatyzacji nr 4T12A03628.

LITERATURA

1. Dietrich M. (red.), Markusik S.: Podstawy konstrukcji maszyn. Tom III, wyd. 3. WN-T, Warszawa 1999.
2. Kowal A.: Sprzęgło mechaniczne. Zgłoszenia patentowe o numerach P 330656, P 330657. Biuletyn UP RP nr 14/2000.
3. Kowal A.: Metalowe sprzęgła podatne skrętnie. Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych, XII Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna TEMAG 2004. Gliwice-Ustroń, 26-28.X.2004, s.103-110.
4. Markusik S.: Sprzęgła mechaniczne. WN-T, Warszawa 1979.
5. Markusik S.: Wysokopodatne sprzęgła do napędów dużej mocy w napędach przenośnikowych. II Sympozjum – Eksploatacja napędów górniczych. Komel, Katowice 1995.
6. Osiński Z.: Sprzęgła i hamulce. PWN, Warszawa 1985.