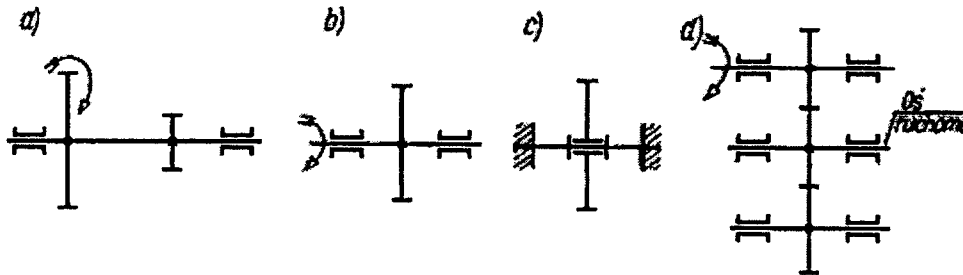


### III Części maszyn

#### Osie, wały i łożyska

**Osią** lub **wałem** nazywa się element maszyny podparty w łożyskach i podtrzymujący osadzone na nim części maszyn, które wykonują ruchy obrotowe (np. koła zębate, pasowe) lub wahadłowe (np. koło zębate współpracujące z zębatką). Głównym zadaniem wału jest przenoszenie momentu obrotowego. Są one narażone na skręcanie i zginanie. Wały krótkie oblicza się tylko na skręcanie.

Oś nie przenosi momentu obrotowego i jest narażona na zginanie. Osie mogą być ruchome (obracające się wraz z zamocowanymi częściami) i nieruchome (pozostające w spoczynku, podczas gdy osadzone części wykonują ruch obrotowy).



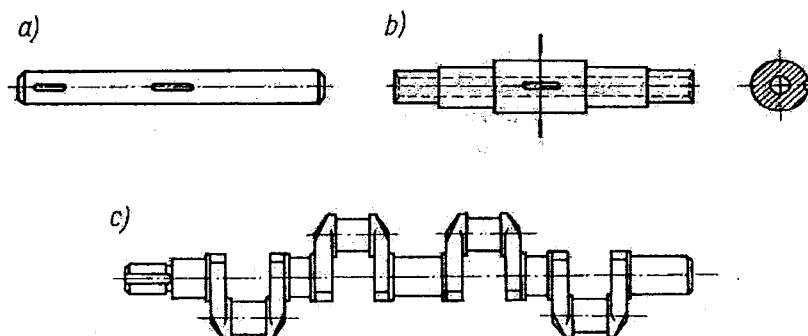
Rys. 3.1 Schematy: a, b) wału, c) osi nieruchomej, d) osi ruchomej

#### Rodzaje osi, wałów i czopów

Osie i wały są to pręty o przekroju kołowym, rzadziej sześciokątnym lub innym. Pod względem kształtu, sposobu podparcia i sztywności wały lub osie mogą być:

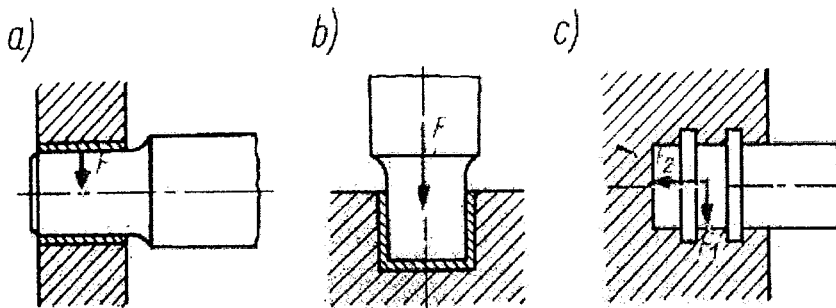
- gładkie – gdy ich przekrój poprzeczny jest jednakowy na całej długości oraz kształtowe – o zmiennych przekrojach (najczęściej schodkowe zwane stopniowymi),
- pełne lub drążone (z otworem wzdłużnym),
- proste (osie są z reguły proste), korbkowe lub wykorbione,
- dwupodporowe lub wielopodporowe,
- sztywne lub podatne (giętne, skrętne lub gietno-skrętne, do których należą m.in. wały giętne).

Wały giętne są wałami podatnymi o bardzo dużej zdolności do odkształceń. Składają się z 2 do 8 warstw drutów stalowych nawiniętych na siebie śrubowo, na przemian w przeciwnych kierunkach.



Rys. 3.2. Rodzaje wałów i osi: a) wał gładki, b) wały schodkowy, c) wał wykorbiony

**Czopami** nazywa się odcinki osi i wałów, na których są osadzone inne elementy maszyn np. łożyska, koła zębate, pasowe i inne. Zależnie od pasowania między czopem z częścią na nim osadzoną rozróżnia się czopy ruchome i spoczynkowe. Jeżeli czop jest umieszczony na końcu wału lub osi, nazywamy go czopem końcowym, a jeśli w części środkowej, wówczas nosi nazwę czopa środkowego. W zależności od kierunku przenoszonych obciążeń rozróżniamy czopy poprzeczne, wzdłużne i poprzeczno-wzdłużne. Średnice czopów są znormalizowane.



Rys. 3.3 Rodzaje czopów; a) poprzeczny, b) wzdłużny, c) poprzeczno-wzdłużny

### Materiały stosowane na osie i wały

Wybór materiału jest szczególnie ważny w przypadku wałów kształtowych obrabianych cieplnie, ponieważ wały pracują przeważnie pod obciążeniem zmiennym. Na dobór materiałów mają wpływ: wymagana wytrzymałość, sztywność, przeznaczenie osi i wałów oraz cena produktu. Osie i wały wykonuje się najczęściej ze stali:

- niestopowej podstawowej maszynowej maszynowe (*E295, E335, E360*), gdy elementy są mało obciążone w maszynach mniej ważnych, stosowane bez obróbki cieplnej i gdy bardziej wymagana jest sztywność elementu niż jego wytrzymałość,

- niestopowej jakościowej (*najczęściej C35, C45 i 5C5*),

- stopowej specjalnej do ulepszenia cieplnego np. *41Cr4*, gdy wymagana jest mała średnica wału,

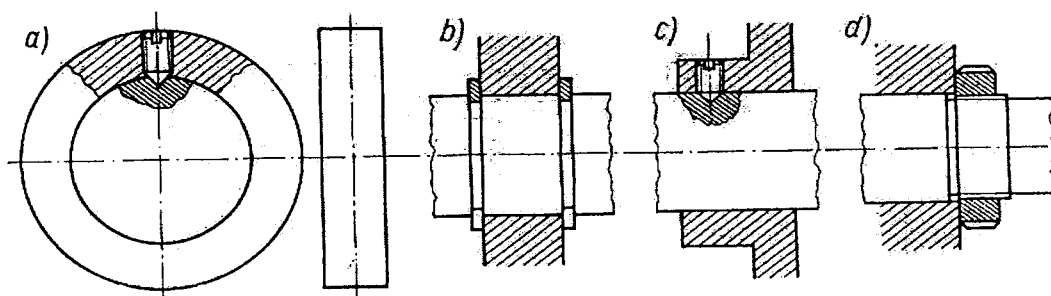
W przypadku wałów o skomplikowanych kształtach (*wykorbionych*), lub wałów wielkogabarytowych wykonuje się wały odlewane lub kute, stalowe lub żeliwne.

### Konstrukcja osi i wałów

Ustalenie ostatecznego kształtu projektowanego wału (*osi*) wymaga spełnienia następujących zaleceń:

- we wszystkich przekrojach wału musi być zapewniona wymagana wytrzymałość,
- kształt wału musi zapewniać żądane ustalenie części osadzanych na wale (*np. przez stosowanie odsadzeń zabezpieczających przed przesunięciem wzdłużnym części*),
- konstrukcja wału musi być dostosowana do warunków montażu i demontażu wału oraz osadzonych na nim części,
- kształt wału powinien być możliwie najprostszy w celu zapewnienia łatwości wykonania oraz możliwie niskich kosztów.

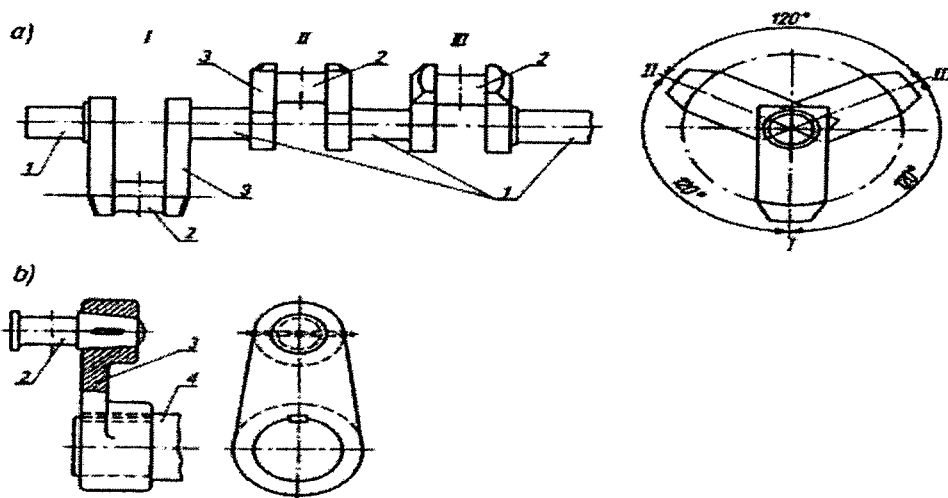
Do ustalenia części na czopach najczęściej wykorzystuje się z jednej strony powierzchnie oporowe, z drugiej zaś - zależnie od wymagań konstrukcyjnych - pierścienie osadcze lub sprężynujące, nakrętki, docisk wkrętem itp.



Rys. 3.4. Przykłady zabezpieczeń elementów przed przesunięciem wzdłużnym

**Wały wykorbione** służą do zmiany ruchu postępowo-zwrotnego na ruch obrotowy i odwrotnie; stanowią one podstawowy element silników tłokowych (*np. spalinowych*), pomp i sprężarek, niektórych rodzajów pras i in.

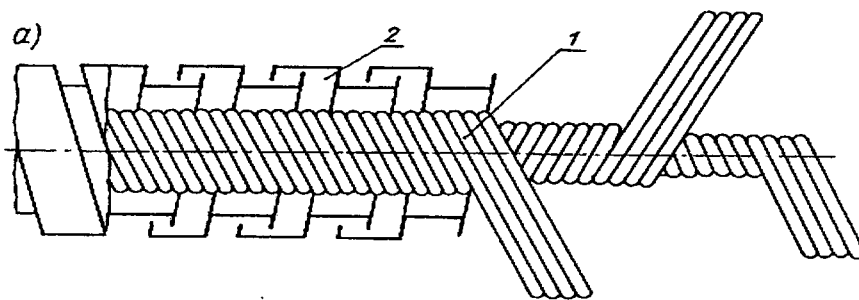
W wałe wykorbionym wyróżnia się (rys. 3.5 a): czopy główne 1 - ułożyskowane w kadłubie maszyny, czopy korbowe 2 - na których są zaczepione korbowody, oraz ramiona korb 3, łączące czopy główne z korbowymi. Wałem wykorbionym nazywa się wał, w którym korby są osadzone między łożyskami. Wały, w których korba jest osadzona poza łożyskami, nazywa się wałami korbowymi (rys. 3.5 b); w budowie silników spalinowych nazwa ta jest nadawana zazwyczaj wałom wykorbionym.



Rys. 3.5. Wały wykorbione i korbowe: a) wał trzykorbowy, b) korba maszynowa  
1 - czopy główne, 2 - czopy korbowe, 3 - ramię korby, 4 - wał korbowy

Wały wykorbione wykonuje się, jako jednolite (*kute lub odlewane*) oraz jako składane. Konstrukcja wału wykorbionego zależy od jego wymiarów oraz od rodzaju łożyskowania (*np. przy łożyskach tocznych wał musi być składany ze względów montażowych*). Liczba czopów korbowych (2, 3, 4 itd.) zależy od przeznaczenia wału.

**Wały giętkie.** Budowę wału giętkiego przedstawiono na rys. 3.6a. Jest to wał wykonany z kilku warstw cienkiego drutu, nawiniętych kolejno prawo- i lewoskrętnie, umieszczony w osłonie z taśmy stalowej profilowanej. Kierunek nawinięcia warstwy zewnętrznej jest przeciwny do kierunku ruchu obrotowego, co powoduje ściskanie warstw wewnętrznych wału w czasie pracy. Osłona jest uszczelniona i stanowi zabezpieczenie przed wyciekaniem smaru, zanieczyszczeniem wału oraz zwiększa bezpieczeństwo obsługi.



Rys. 3.6. Wał giętki: a) budowa wału, 1 - wał giętki, 2 - osłona,

Wały giętkie służą do przenoszenia napędu w urządzeniach, w których element napędzany zmienia często swoje położenie (*np. w szlifierkach ręcznych*), do napędu prędkościomierzy itp. Dobór wałów giętkich przeprowadza się wg katalogów wytwórców.

### Wiadomości ogólne o łożyskach

W celu zapewnienia prawidłowej pracy elementów maszyn poruszających się ruchem obrotowym (*osi, wałów oraz części maszyn na nich osadzonych*) powinno być zachowane stałe położenie osi obrotu wałów względem nieruchomej podstawy (*np. korpusu obrabiarki*). Zadanie to spełniają łożyska, a ustalanie położenia osi i wałów względem korpusu maszyn i urządzeń nazywa się łożyskowaniem.

Łożyska służą do podtrzymywania osi i wałów oraz przenoszenia obciążeń z jednego elementu na drugi. Powinny się one charakteryzować małymi oporami ruchu, stabilną pracą, niezawodnością działania oraz odpornością na zużycie, czyli dużą trwałością. Powinny też spełniać określone wymagania technologiczno-konstrukcyjne.

Ze względu na budowę oraz rodzaj tarcia w łożyskach dzieli się je na **ślizgowe** i **toczne**. W łożyskach **ślizgowych** powierzchnia czopa wału ślizga się po powierzchni panewki (części łożyska współpracującej z czopem) natomiast w łożyskach **tocznych** między współpracującymi powierzchniami czopa i łożyska są umieszczone elementy toczne (np. kulki).

Do zalet łożysk **ślizgowych** zalicza się:

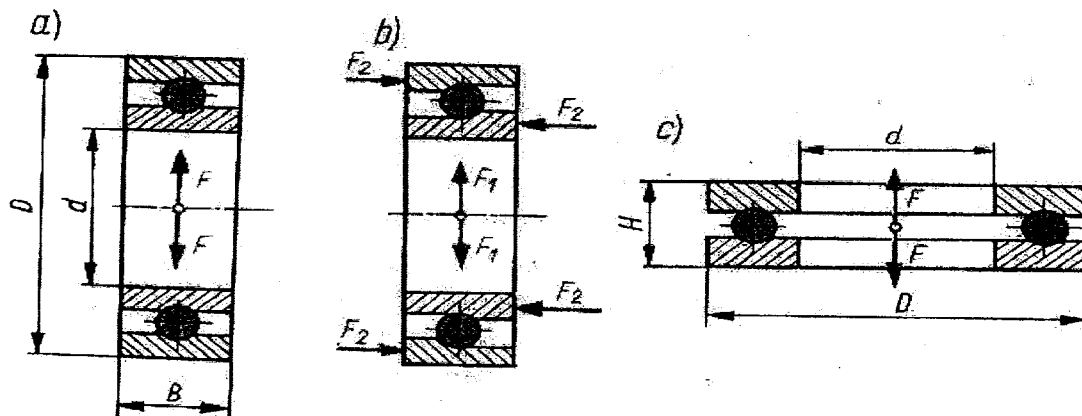
- przenoszenie bardzo dużych obciążeń,
- możliwość pracy przy dużych prędkościach obrotowych,
- cichobieżność łożyska,
- łatwy montaż i demontaż,
- małe wymiary promieniowe,
- w drobnych konstrukcjach o bardzo małych obciążeniach (m. in. w urządzeniach mechaniki precyzyjnej)

Do zalet łożysk **tocznych** zalicza się:

- małe opory ruchu,
- możliwość pracy przy zmiennych prędkościach obrotowych wału,
- możliwość pracy przy częstszym zatrzymywaniu i uruchamianiu maszyn (gdyż w takich warunkach pracy łożyska ślizgowe zbyt szybko ulegają zużyciu),
- duża niezawodność pracy i duża trwałość łożyska,

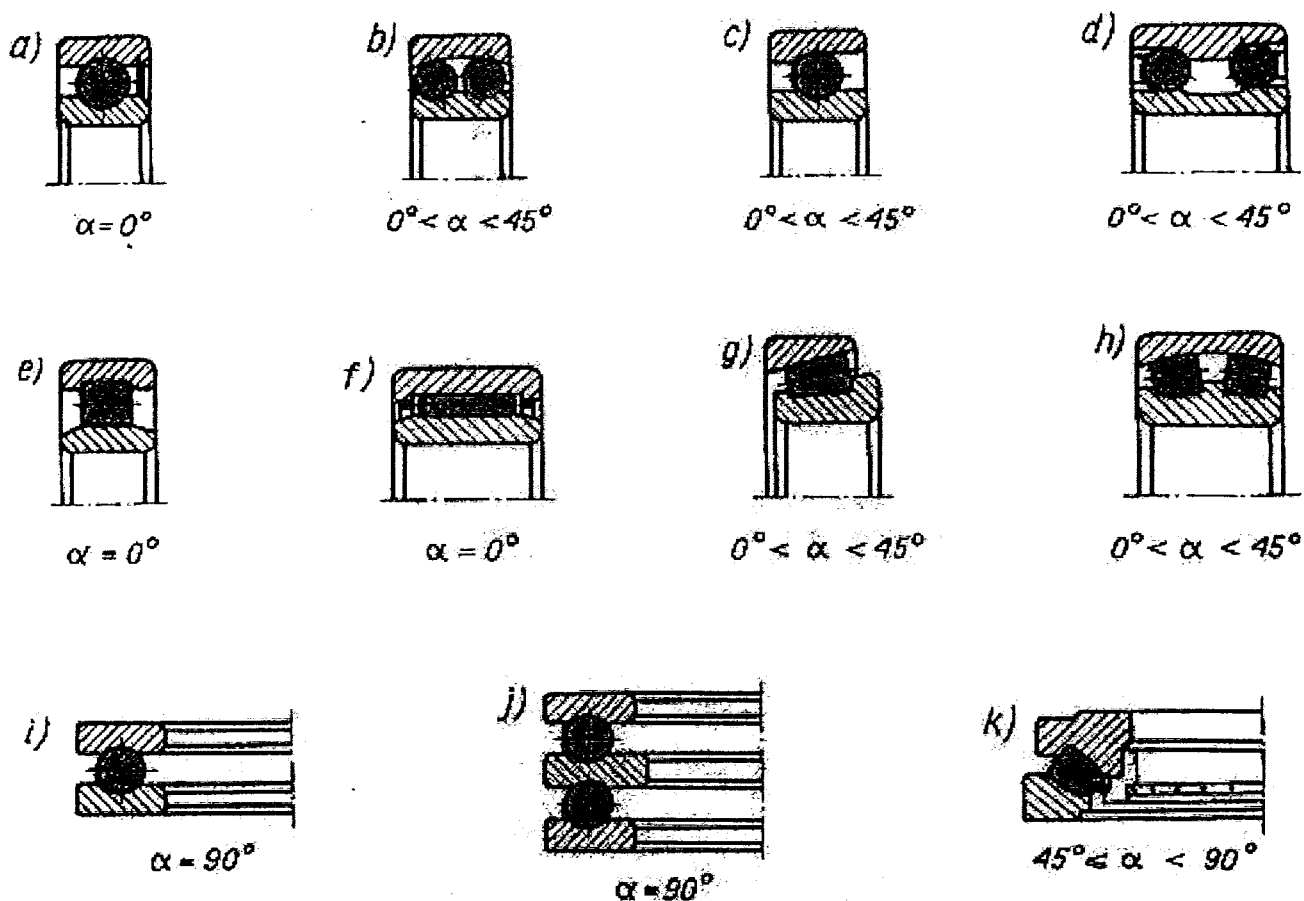
### Łożyska toczne

Łożysko toczne składa się z pierścienia zewnętrznego o średnicy  $D$ , pierścienia wewnętrznego o średnicy  $d$ , elementów tocznych umieszczonych w koszyczku. Pierścień zewnętrzny łożyska jest osadzony w gnieździe korpusu maszyny lub w gnieździe oprawy łożyska, a pierścień wewnętrzny – na czopie wału. Koszyczek służy do zapewniania równomiernego rozmieszczenia elementów tocznych na obwodzie łożyska. Łożyska toczne dzielimy na: poprzeczne, wzdłużne i skośne.



Rys. 3.7 Łożyska toczne; a, b ) poprzeczne, c) wzdłużne

W zależności od kształtu elementów tocznych rozróżnia się łożyska **kulkowe** i **walcowe**. Wałeczki mogą być kształtu walcowego, stożkowego lub baryłkowego.



Rys. 3.8 Główne rodzaje łożysk tocznych; łożyska kulkowe: a) zwykłe, b) wahliwe, c) skośne, d) skośne dwurzędowe; łożyska walcowe: e) walcowe jednorzędowe, f) igielkowe, g) stożkowe, h) baryłkowe dwurzędowe, i) kulkowe wzdłużne jednokierunkowe, j) kulkowe wzdłużne dwukierunkowe, k) baryłkowe wzdłużne

Podstawowe wymiary łożysk: średnice otworów  $d$ , średnice zewnętrzne  $D$  oraz szerokości łożysk  $B$ , lub ich wysokości  $H$  w łożyskach wzdłużnych (rys.3.11), są znormalizowane.

Łożyska oznaczone są symbolami, w których znajdują się dane na temat rodzaju, konstrukcji, typu i ewentualnie odmiany. Każde łożysko jest oznaczone symbolem cyfrowym, w którym wyróżnia się: oznaczenie serii i oznaczenie wymiaru średnicy otworu ( $d$ ) łożyska oraz inne informacje.

Ostatnie dwie cyfry symbolu cyfrowego określają średnicę  $d$  otworu łożyska: 00 – oznacza  $d = 10\text{mm}$ , 01- 12mm, 02- 15mm, 03- 17mm, wyższe liczby ( $4 \div 96$ ) mnoży się przez 5, otrzymując średnicę otworu łożyska. Przy  $d \geq 500\text{mm}$  wymiar otworu podaje się bezpośrednio za kreską ułamkową (po znaku serii), np. 60/500. Dla średnic  $d \leq 500\text{mm}$ , wymiar ten podaje się pojedynczą cyfrą, równą średnicy otworu; dla  $d = 7\text{mm}$  oznaczenie jest np. 607.

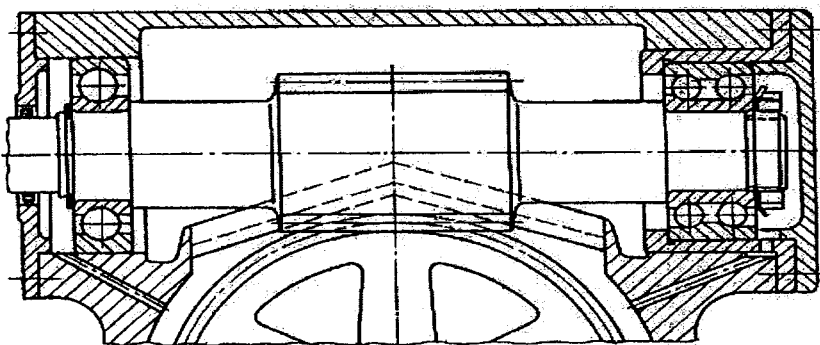
## Podział łożysk tocznych wg głównych cech konstrukcyjnych oraz oznaczenia łożysk

Podział łożysk		Serie	Przykłady oznaczeń	Odmiany łożysk	
Kulkowe	zwykłe	618, 619, 160, 60, 62, 63, 64	61802, 625, 16011, 6208—2Z, 6313-RS	sym-bol	Nazwa
	skośne 1-rzędowe	70, 72, 73	7016C, 7220A, 7308B	Odmiana średnicowa	
	skośne 1-rzędowe dwukierunkowe	Q2, QJ2, Q3, QJ3, QJ10	Q211, QJ315, QJ1024	7 } 8 } 9 }	szczególnie lekka
	skośne 2-rzędowe	32, 33	3206, 3316	0	bardzo lekka
	wahliwe	12, 13, 22, 23	126, 1303, 2218K	1 } 2 } 3 } 4 } 5 }	lżejsza lekka średnia ciężka bardzo ciężka
Walcowe	poprzeczne 1-rzędowe	2, 3, 4, 10, 22, 23, typ: NU, NJ, NUP, N	NU207, NJ2218E, NUP2326, N219	Odmiana szerokości	
	dwurzędowe	NN30, NNU49	NN3017K, NNU4920	8 } 0 } 1 }	bardzo wąska wąska normalna
	wielorzędowe	NNU60	NNU6012	2 } 3 } 4 } 5 } 6 }	szeroka bardzo szeroka
Igielkowe		NA (RNA) 48, 49, 69	NA4900, RNA6916	Odmiana wysokości	
Stożkowe		302, 303, 313, 320, 322, 323	30218A, 32212A	7 } 9 }	bardzo niska niska
Baryłkowe poprzeczne		213, 222, 223, 230, 231, 232, 239, 240, 241	22309, 23226K	1 } 2 }	normalna
Kulkowe wzdłużne	jednokierunkowe	511 ÷ 514, 532 ÷ 534	51208, 53312		
	dwukierunkowe	522 ÷ 524, 542 ÷ 544	52218, 54309		
Baryłkowe wzdłużne		292, 293, 294	29318, 29412		

### Osadzanie łożysk na wałach

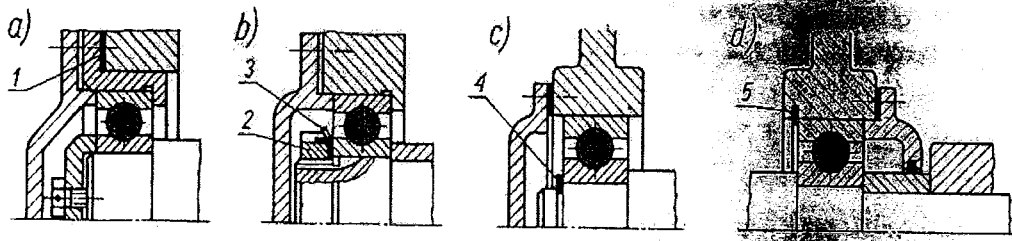
Osadzanie łożysk tocznych powinno zapewnić ustalenie wzdłużne wału i łożysk oraz uzyskanie właściwego luzu łożyskowego w czasie pracy łożyska. Prawidłowe ustalenie wzdłużne polega na tym, że jedno łożysko ustala wał w kierunku wzdłużnym, tzn. zapewnia stałe położenie jednego czopa wału wzg. maszyny, natomiast drugie łożysko powinno mieć możliwość wzdłużnego przesuwu względem korpusu, aby nie krępować odkształceń cieplnych wału oraz dla zabezpieczenia przed nadmiernym wzrostem naprężeń np. w wyniku usterek montażu.

Najczęściej stosowany sposób przedstawia rys. 3.13. Pierścienie wewnętrzne obu łożysk są osadzone na wcisk na czopach wału i opierają się o odsadzenia, a ponadto są zabezpieczone przed przesunięciem za pomocą pierścienia osadczego lub nakrętki. Pierścień zewnętrzny łożyska prawego jest osadzony sztywno między powierzchnią tulei a pokrywą, natomiast pierścień zewnętrzny lewego łożyska może się przesuwać względem korpusu.



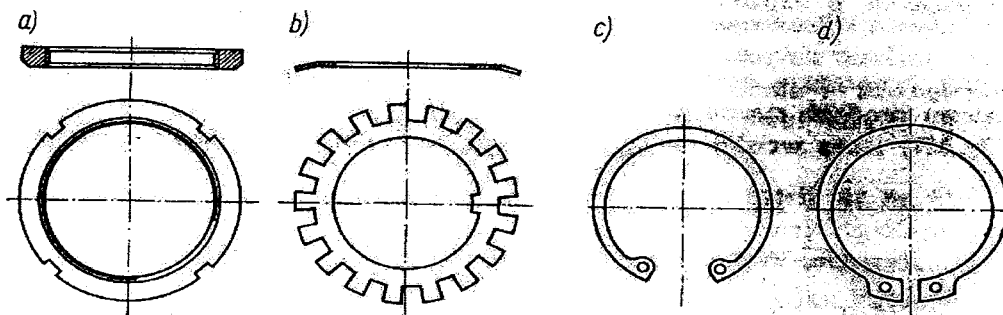
Rys. 3.9 Ustalenie wzdłużne łożysk tocznych

Typowe obudowy łożysk tocznych pokazano na rys. 3.10. Obudowa łożyska wpływa na jego trwałość: z jednej strony zapewnia odpowiednie luzy osiowe, uniemożliwiając jednocześnie uszkodzenie łożyska podczas pracy, z drugiej strony chroni je przed zanieczyszczeniami zewnątrz.



Rys. 3.10 Budowa i sposoby ustalania łożysk tocznych: 1 – pakiet podkładek do regulacji osiowego położenia łożyska, 2 – nakrętka, 3 – podkładka zębata, 4 – pierścień osadczy sprężynujący zewnętrzny, 5 - pierścień osadczy sprężynujący wewnętrzny

Elementami obudowy łożysk są: różnego rodzaju nakrętki, podkładki i pierścienie osadcze oraz pierścienie uszczelniające.



Rys. 3.11 Elementy obudowy łożysk: a) nakrętka, b) podkładka zębata, c) pierścień osadczy sprężynujący wewnętrzny, d) pierścień osadczy sprężynujący zewnętrzny

### Pasowania łożysk tocznych

Zasadniczym zadaniem przy wyborze pasowań łożysk tocznych jest zabezpieczenie ich pierścieni przed ślizganiem się w miejscu zabudowy. Pierścień obciążony siłą i obracający się nie może być obsadzony z luzem gdyż grozi to wystąpieniem poślizgu. W przypadku ruchomego wałka musi być wciśnięty pierścień wewnętrzny, natomiast w przypadku ruchomej oprawy łożyska pierścień zewnętrzny.

Szczegółowe wytyczne doboru pasowań są podawane w katalogach łożysk tocznych. Dla najczęściej stosowanych łożysk kulkowych w przypadku **ruchomego wałka** odchyłki wałka powinny odpowiadać tolerancjom typu j6 do n6. W przypadku **ruchomej oprawy**, powinny być stosowane tolerancje dla otworu oprawy typu J7 do P7.

### Smarowanie i uszczelnianie

W łożyskach tocznych smar spełnia następujące zadania:

- zmniejsza zużycie powierzchni bieżni i elementów tocznych,
- odprowadza ciepło,
- chroni łożysk przed zanieczyszczeniami i wilgocią.

W zależności od rodzaju smaru i systemu smarowania konieczne jest odpowiednie uszczelnienie łożysk, zabezpieczające je przed wyciekami smaru.

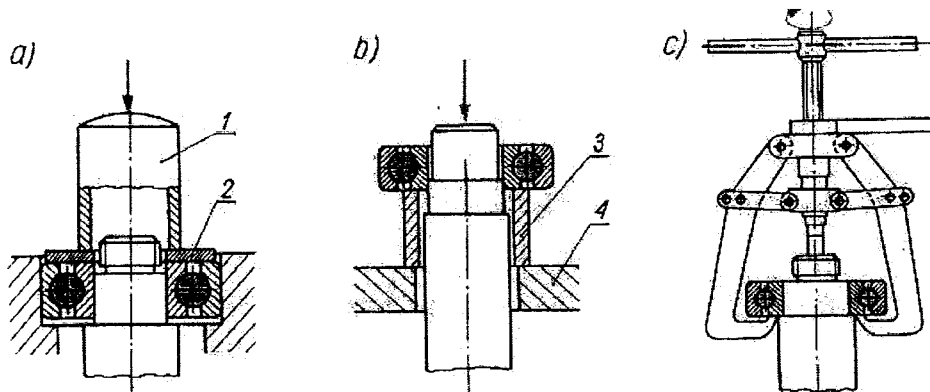
Wśród łożysk z uszczelnieniem rozróżnia się m.in. łożyska z blaszkami ochronnymi, łożyska z uszczelkami gumowymi oraz łożyska uszczelnione obustronnie (*zakryte*), – które są napełniane smarem, który wystarcza na cały okres pracy łożyska.

## Zakładanie i zdejmowanie łożysk

Mniejsze łożyska wtlacza się najczęściej za pomocą młotka i tulei lub za pomocą prasy, zwracając uwagę na współosiowość otworu łożyska i czopa wału. W celu ułatwienia montażu można podgrzać łożyska w oleju do temp 80 – 90 C. Przy zakładaniu lub zdejmowaniu łożyska należy przestrzegać by siły użyte do zakładania lub zdejmowania nie działały na elementy toczne.

Łożyska toczne zdejmuje się w celu:

- wymiany łożyska zużytego,
- umożliwienia wymiany innych elementów osadzonych na wale.



Rys. 3.12 Sposoby montażu i demontażu łożysk tocznych: a) wciskanie łożyska w korpus i na czop za pomocą prasy lub młotka, b) zdejmowanie łożyska z czopa z użyciem prasy, c) zdejmowanie łożyska z czopa za pomocą ściągacza uniwersalnego

1 – trzpień drążony, 2- podkładka, 3 – tulejka, 4 – płytą ściągającą

## Klasyfikacja łożysk ślizgowych.

W zależności od kierunku obciążeń, działających na łożysko, istnieją łożyska ślizgowe:

- poprzeczne, przeznaczone do przejmowania obciążeń prostopadłych do osi obrotu wału,
- wzdluzne, obciążone siłami działającymi zgodnie z kierunkiem osi obrotu wału,
- poprzeczno-wzdluzne, przeznaczone do przejmowania obciążeń zarówno prostopadłych, jak i zgodnych z kierunkiem osi obrotu.

## Tarcie w łożyskach ślizgowych

Tarcie ślizgowe, występujące pomiędzy panwią łożyska a czopem wału, zależy od materiałów współpracujących elementów, od stanu ich powierzchni, od rodzaju smarowania oraz od sił nacisku. Ciepło wydzielające się podczas tarcia może spowodować nagrzanie się łożyska do zbyt wysokiej temperatury i szybkie jego zużycie, dlatego trzeba dążyć do osiągnięcia możliwie małego tarcia.

Rozróżnia się tarcie:

- suche, przy którym współpracujące części nie są smarowane,
- płynne, gdy między powierzchniami czopa i panwi stale występuje warstewka smaru,
- mieszane, przy którym powierzchnie współpracujące częściowo stykają się (*głównie na wierzchołkach nierówności*), zaś na pozostałym obszarze są rozdzielone warstewką smaru.

W łożyskach ślizgowych dąży się do uzyskania tarcia płynnego, ale w praktyce najczęściej występuje tarcie mieszane. Praca łożysk ślizgowych w warunkach tarcia suchego (*bez smarowania*) nie jest stosowana. Uzyskania tarcia płynnego jest możliwe przy zapewnieniu takich warunków pracy, aby ten smar stale znajdował się w szczelinie między czopem i panewką. Warunek ten jest spełniony, gdy ciśnienie smaru w szczelinie nie jest większe niż naciski jednostkowe czopa na panewkę.



## Smary i smarowanie

Podstawowym zadaniem smarów jest zmniejszenie tarcia między współpracującymi powierzchniami, a tym samym zmniejszenie ich zużycie. Smary często odgrywają rolę czynnika chłodzącego. Rozróżnia się smary: stałe, plastyczne i ciekłe, a ze względu na pochodzenie: roślinne, zwierzęce i mineralne.

Do **smarów stałych** zalicza się ciała stałe, jak np. grafit, dwusiarczek molibdenu, talk. Stosuje się je (zwykle w postaci proszkowej) dość rzadko, głównie do pracy w wysokich temperaturach.

**Smary plastyczne** (potocznie zwanymi stałymi) powstają przez zagęszczenie olejów mineralnych mydlami wapniowymi, sodowymi, potasowymi itp. Stosowane są w łożyskach trudno dostępnych i rzadko kontrolowanych.

Do łożysk ślizgowych najczęściej stosuje się smary ciekłe, a zwłaszcza oleje mineralne. Ze względu na lepkość dzielą się one na oleje wrzecionowe, maszynowe, cylindryczne. Ze względu na sposób smarowania wyróżnia się smarowanie przelotowe, obiegowe oraz zanurzeniowe.

## Materiały na panwie łożysk.

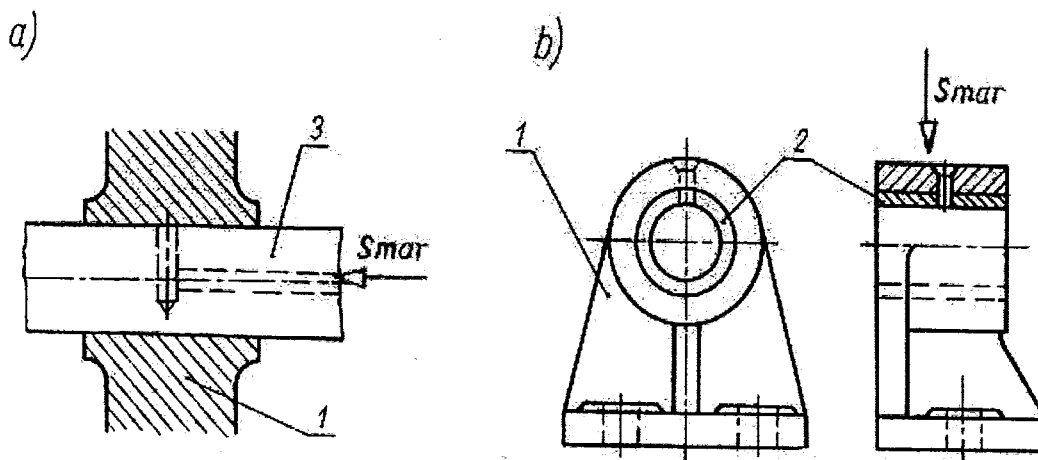
Praca łożyska ślizgowego zależy w dużym stopniu od własności pary materiałów: czopa i panwi łożyska. Od materiałów łożyskowych wymaga się, wysokiej wytrzymałości mechanicznej na obciążenia statyczne i dynamiczne, odporności na zatarcie, odporność na korozję, małego współczynnika tarcia, odpowiedniej rozszerzalności cieplnej, dobrego przewodzenia ciepła, dobrej odkształcalności, dobrej obrabialności, a także niskiej ceny.

Do materiałów często stosowanych należą: brązy odlewnicze cynowe i ołowiowe, mosiądze i stopy łożyskowe. Poza stopami metali na panewki łożysk stosuje się inne materiały, jak twarde drewno (*dąb*), tworzywa sztuczne (głównie żywice fenolowe, poliamidy, teflon itp.), gumę oraz grafit. W mechanizmach precyzyjnych na łożyska są stosowane kamienie szlachetne (*rubin, szafir*), szkło i inne materiały.

## Budowa łożysk ślizgowych - łożyska poprzeczne

Podstawową częścią łożysk ślizgowych jest korpus, w którym czop jest osadzony bezpośrednio lub pośrednio. Elementem pośrednim jest najczęściej osadzona w korpusie tuleja, której powierzchnia wewnętrzna stanowi panew łożyska. Tuleja może być wylana warstwą stopu łożyskowego. Tuleje łożyskowe stanowią wymienne części łożysk, przy czym mogą być one jednolite lub dwudzielne.

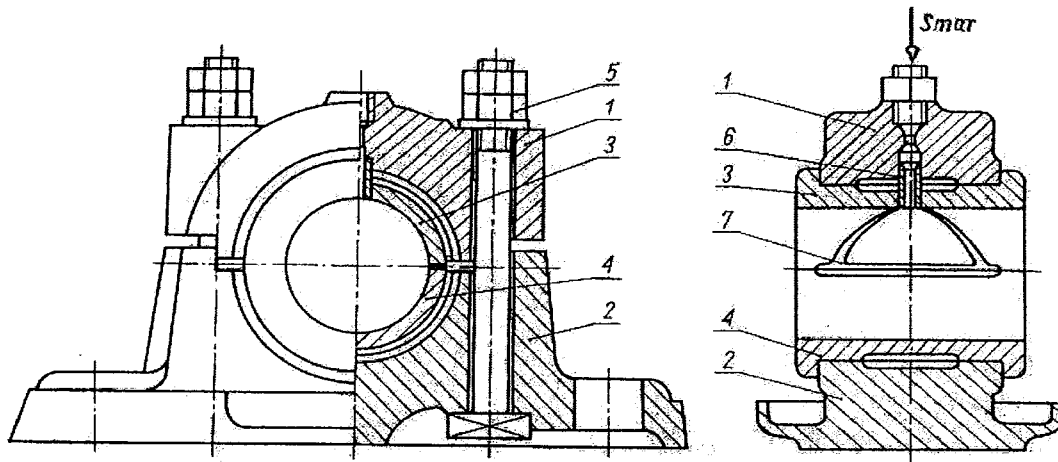
Łożyskiem może być otwór wykonany bezpośrednio w korpusie (*rys. 3.7a*), jednak rozwiązanie takie jest rzadko stosowane. Rysunek 3.7 b przedstawia typowe łożysko niedzielne (*w korpus 1, najczęściej żeliwny jest wciśnięta tuleja 2*). W korpusie i tulei wykonuje się otwór, którym smar przedostaje się do współpracujących powierzchni czopa i panwi. Podstawa korpusu łożyska jest mocowana do płyty maszyny za pomocą śrub.



**Rys. 3.13** Łożyska ślizgowie poprzeczne niedzielne: a) bezpośrednio wykonane w korpusie maszyny, b) z tuleją (*panwią*) 1- korpus, 2- tuleja, 3- czop wału

Częściej są jednak stosowane łożyska dzielone. Panwie tych łożysk, zwykle dwudzielne, o płaszczyźnie podziału przechodzącej przez oś czopa ułatwiają montaż i demontaż.

Łożysko na rys. 3.8 składa się z korpusu 2, do którego za pomocą śrub 5 jest przymocowana pokrywa 1. Panew składa się z dwóch półpanwi: górnej 3 i dolnej 4. Otwór w pokrywie i rowek 7, wykonany na wewnętrznych powierzchniach panwi, umożliwia doprowadzenie smaru do całej powierzchni współpracujących części ruchomych.

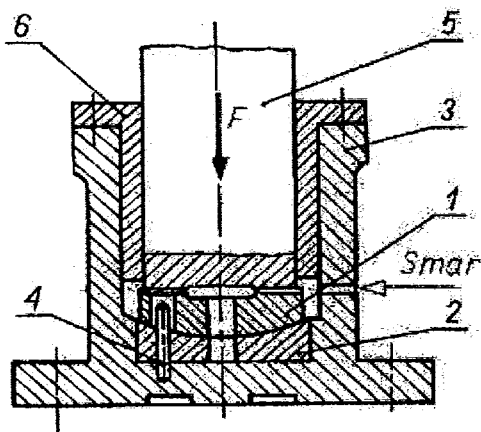


Rys. 3.14 Łożyska ślizgowe poprzeczne dzielne

1- pokrywa, 2- korpus, 3- półpanew górna, 4- półpanew dolna, 5- śruby, 6- rurka, 7- rowek smarowy

### Łożyska wzdłużne

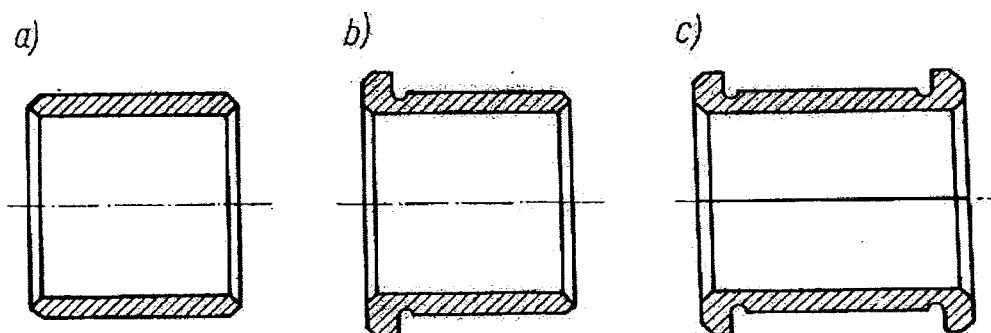
Podstawowe łożyska wzdłużne służą do przenoszenia obciążeń, gdy wały pracują w położeniu pionowym. Łożyska te są smarowane pod ciśnieniem.



Łożysko wzdłużne składa się z płytki oporowej 1 o powierzchni kulistej, wahlwie osadzonej na podkładce 2. Płyta oporowa i podkładka są ustalone w korpusie 3 za pomocą kołka 4, zabezpieczającego je przed obrotem względem siebie. Na płaskiej powierzchni płytki oporowej opiera się czop 5, który dodatkowo jest prowadzony w tulei 6 osadzonej w korpusie.

Rys. 3.15 Łożysko ślizgowe wzdłużne

Panwie łożysk ślizgowych powinny być łatwo wymienne, umożliwiać przenoszenie dużych obciążeń i odznaczać się wysoką dokładnością wykonania.



Rys. 3.16 Panwie; a) niedzielna prosta, b) dzielona z kołnierzem, c) dzielona dwukołnierzowa

## Przekładnie zębate z kołami walcowymi

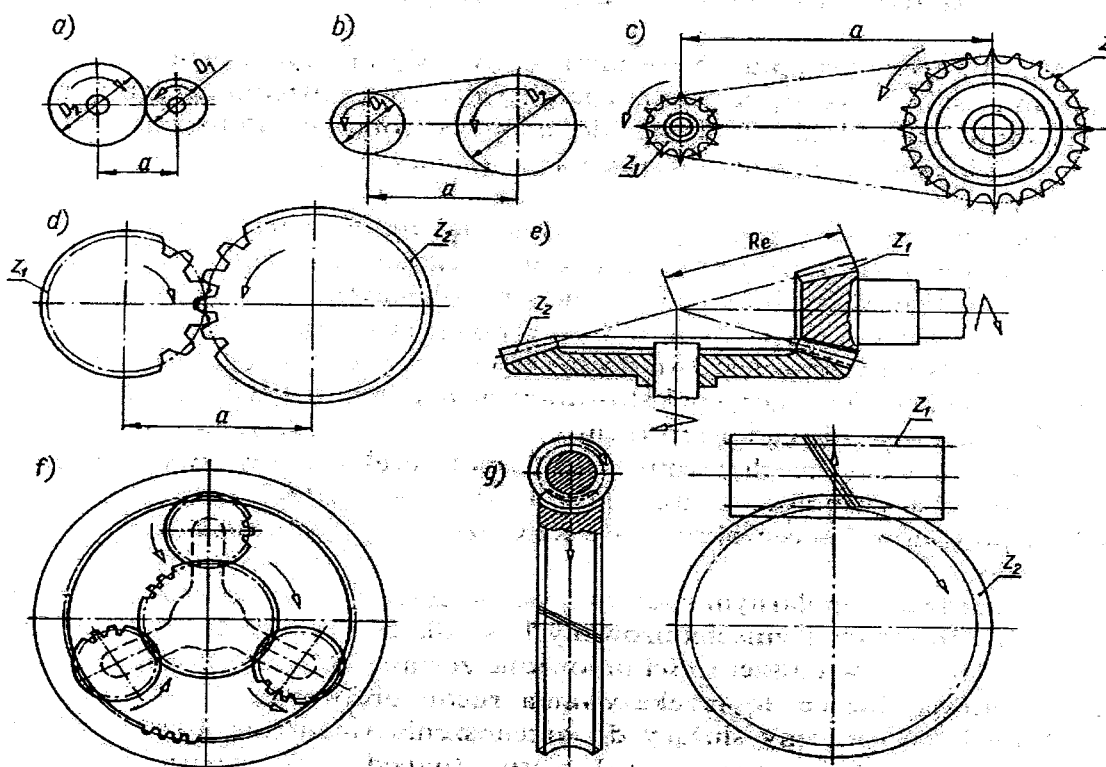
### Wiadomości wstępne

Napędami nazywa się urządzenia służące do napędzania, składające się ze źródła napędu, przekładni i odbiornika napędu (*maszyny roboczej*).



Napęd mechaniczny służący do przenoszenia ruchu obrotowego z wału czynnego (*napędzającego*) na wał bierny (*napędzany*) nazywa się **przekładnią mechaniczną**.

Typowym przykładem napędu mechanicznego jest mechanizm składający się z silnika spalinowego, z którego – za pośrednictwem sprzęgła, skrzyni biegów, wału napędowego i mostu – jest przenoszony ruch na koła jezdne pojazdu samochodowego.



Rys.3.17 Rodzaje przekładni mechanicznych: a) cierna, b) pasowa, c) łańcuchowa, d ÷ g) przekładnie zębate: d – walcowa, e) stożkowa, f – planetarna, g – ślimakowa

### Parametry przekładni

**Prędkość kątowna, obrotowa i obwodowa.** Ruch obrotowy kół przekładni można scharakteryzować przez podanie prędkości kątowej  $\omega$ , obrotowej  $n$  lub obwodowej  $v$  danego koła. Relacje między wymienionymi prędkościami określają zależności

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}; \quad \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30}$$

w których:

$\omega_{1,2}$  – prędkości kątowe wyrażone w [rad/s],

$n_{1,2}$  – prędkości obrotowe w [obr/min].

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60}; \quad v_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60}$$

przy czym:

$v_{1,2}$ - prędkości liniowe wyrażone w [m/s];

$D_{1,2}$ - średnice w [m].

Indeks 1 odnosi się zawsze do elementu czynnego (*koło napędzające*), a indeks 2 do koła biernego (*napędzanego*).

**Przełożenie.** Podstawowym parametrem przekładni jest **przełożenie  $i$** , wyrażone stosunkiem prędkości kątowej  $\omega_1$  wału napędzającego (*czynnego*) do prędkości kątowej  $\omega_2$  wału napędzanego (*biernego*).

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Częściej stosowany jest wzór na przełożenie – jako stosunek prędkości obrotowej  $n_1$  wału napędzającego (*czynnego*) do prędkości obrotowej  $n_2$  wału napędzanego (*biernego*).

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

Jeżeli:  $i > 0$  – przekładnia zwalniająca – reduktor

$i < 0$  – przekładnia przyspieszająca – multiplikator

W przekładniach zębatych wartość przełożenia może być wyrażona stosunkiem średnic podziałowych lub stosunkiem zębów

$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

Przełożenie przedstawione powyższą zależnością nazywa się **przełożeniem geometrycznym**.

**Moment obrotowy.** Kolejną wielkością charakterystyczną dla przekładni mechanicznych jest przenoszony moment obrotowy. Wartość momentu obrotowego na każdym wale  $i$  kole oblicza się z zależności

$$M = \frac{P [W]}{\omega \left[ \frac{rad}{s} \right]} [N \cdot m]$$

lub wg wzoru liczbowego

$$M_s = 9550 \frac{P [kW]}{n [obr / min]} [N \cdot m]$$

**Moc i sprawność.** W czasie przenoszenia mocy z wału czynnego na wał bierny powstają straty energii, spowodowane oporami tarcia, poślizgiem itp., zatem moc  $P_2$  na wale biernym jest mniejsza od mocy  $P_1$  na wale czynnym. Stosunek mocy  $P_2$  do mocy  $P_1$  nazywa się sprawnością mechaniczną  $\eta$

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

Sprawność pojedynczych przekładni mechanicznych jest wysoka (0,95 - 0,99), co stanowi jedną z ich zalet. Wyjątek stanowią przekładnie samohamowne, w których sprawność jest niewielka (<0,5). Sprawność całkowita przekładni złożonych wielostopniowych jest równa iloczynowi sprawności przekładni pojedynczych.

$$i_c = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \cdot i_n$$

## Rodzaje kół i przekładni zębatych

**Przekładnia zębata** - przekładnia mechaniczna, w której przeniesienie napędu odbywa się za pośrednictwem nawzajem zazębiających się kół zębatych.

Przekładnie walcowe są najczęściej używanymi przekładniami zębatymi. Zwykle posiadają zęby proste lub skośne, rzadziej daszkowe lub śrubowe. Koła zębate mogą być zazębione zewnętrznie lub wewnętrznie

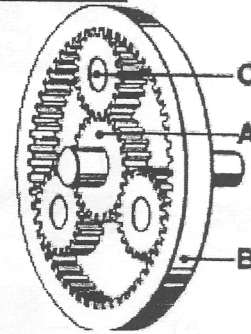
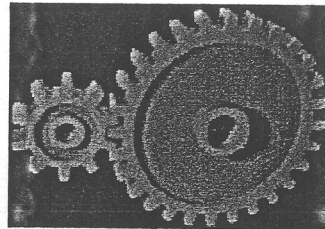
## Przekładnia zębata:

### Zalety:

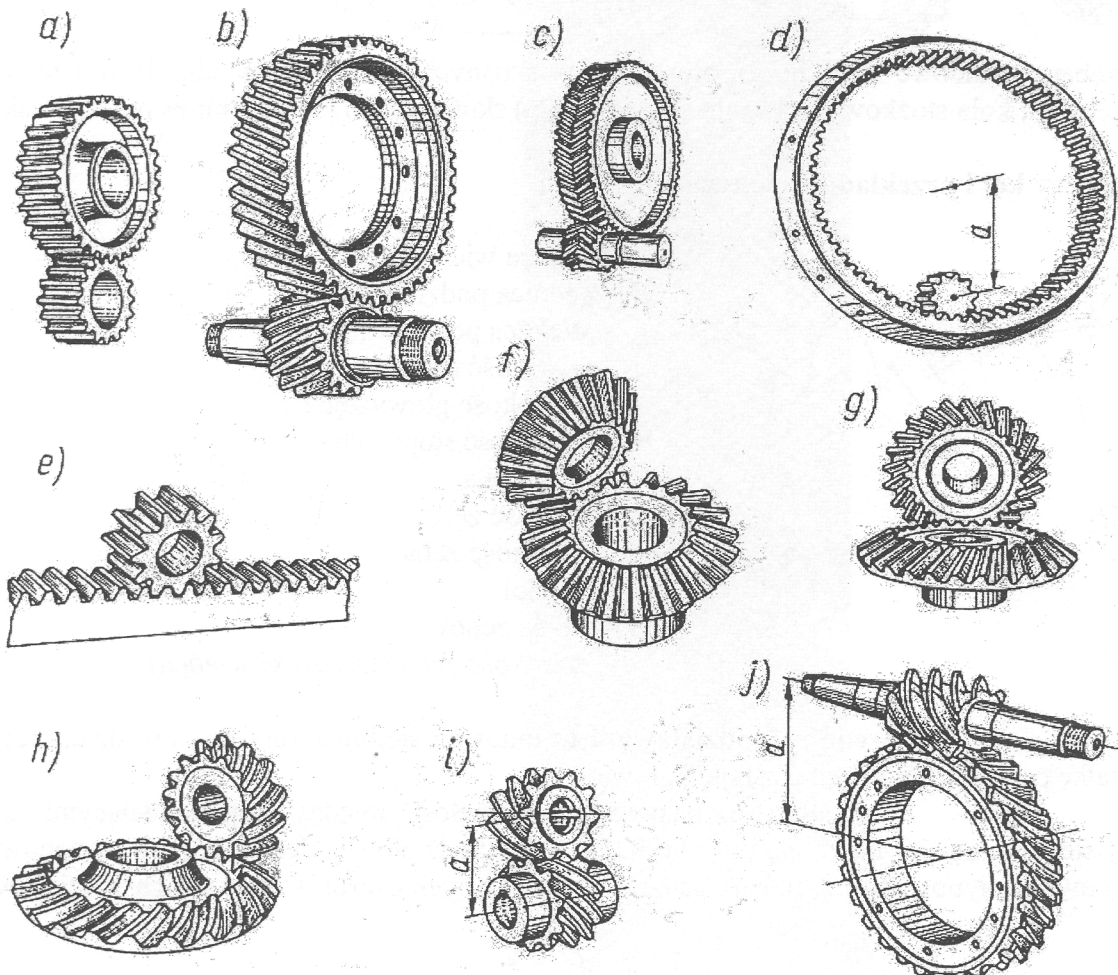
- najwyższa sprawność (0,98 – 0,99)
- duża niezawodność
- małe zużycie
- duża zwartość
- możliwość przenoszenia dużych mocy

### Wady:

- hałaśliwość
- duży koszt wykonania
- brak odporności na przeciążenia

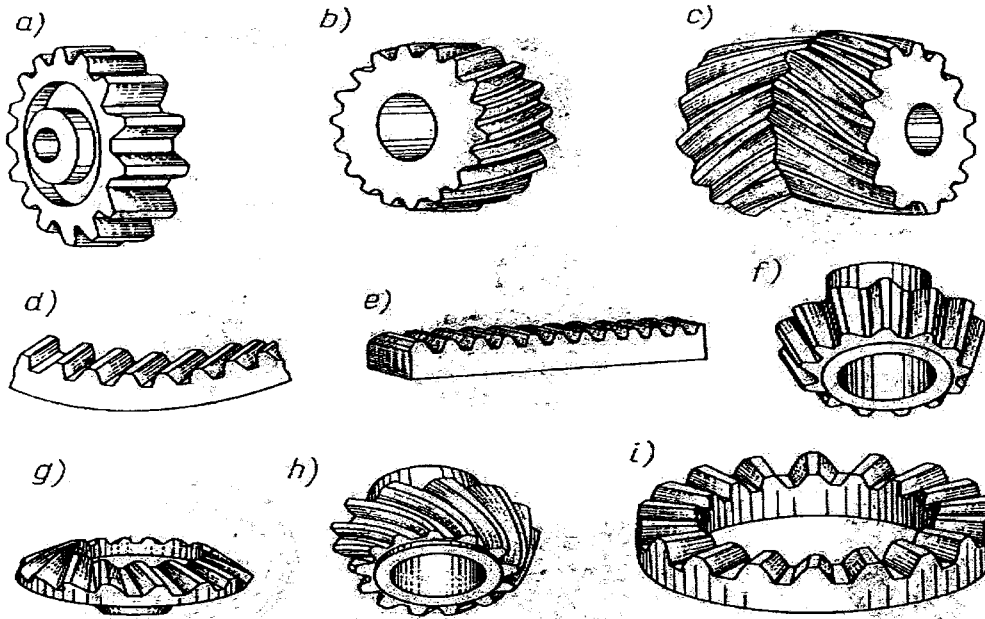


- Klasyfikacja przekładni zębatych



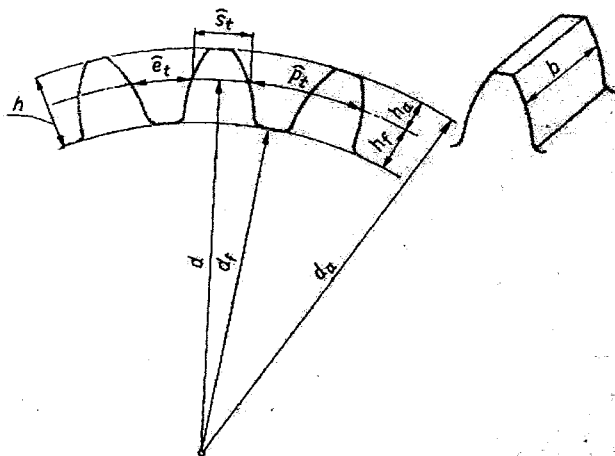
Rys. 3.18 Przekładnie zębata walcowe o zazębieniu zewnętrznym o zębach: a) prostych, b) skośnych, c) daszkowych, d) walcowe o zazębieniu wewnętrznym, g) zębatkowe; przekładnie stożkowe o zębach: f) prostych, g) skośnych, h) krzywoliniowych, i) śrubowe, j) ślimakowe

- Koła zębate



Rys. 3.19 Koła zębate: walcowe zębach: a) prostych, b) skośnych, c) daszkowych, d) o użębieniu wewnętrznym, e) zębatka; koła stożkowe o zębach: f) prostych, g) skośnych, h) krzywoliniowych, i) płaskie

### Podstawowe parametry kół i przekładni zębatych



- $d_a$  – średnica wierzchołków (głów)
- $d$  – średnica podziałowa
- $d_f$  – średnica podstaw (stóp)
- $h$  – wysokość całkowita zęba
- $h_a$  – wysokość głowy zęba
- $h_f$  – wysokość stopy zęba
- $p_t$  – podziałka
- $s_t$  – grubość zęba
- $e_t$  – szerokość zęba
- $m$  – moduł
- $z$  – liczba zębów
- $b$  – szerokość zęba (szerokość wieńca)

**Średnica podziałowa  $d$**  to umowna średnica koła na obwodzie, którego odmierza się podziałkę  $p_t$  i które dzieli ząb na stopę i głowę.

**Podziałką  $p_t$**  nazywa się odległość między odpowiadającymi sobie punktami dwóch sąsiednich zębów mierzona po łuku na średnicy podziałowej. Jeżeli koło ma  $z$  zębów, to obwód koła podziałowego wynoszący  $\pi d$ , można podzielić na  $z$  równych części. Każda z nich będzie równa podziałce

$$p_t = \frac{\pi \cdot d}{z}$$

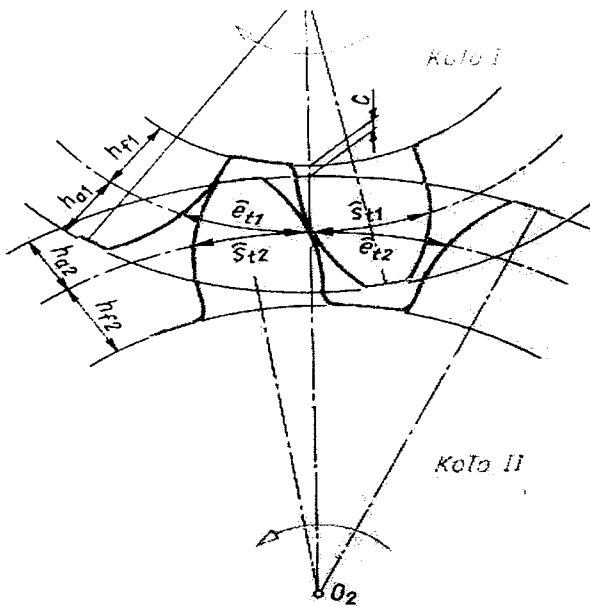
Gdy obie strony tego równania podzielimy przez  $\pi$  i oznaczymy

$$\frac{p_t}{\pi} = \frac{d}{z} = \mathbf{m}$$

otrzymamy

$$\mathbf{m} = \frac{d}{z}$$

Wielkość  $m$ , zwana modułem, oraz liczba zębów  $z$ , są podstawowymi parametrami koła zębatego. Wymiary zębów normalnych przyjmuje się zgodnie z PN-78/M-88503



- wysokość głowy zęba  $h_a$   
 $h_a = m$
- wysokość stopy zęba  $h_f$   
 $h_f = 1,25 m$
- wysokość całkowita zęba  $h$   
 $h = h_a + h_f = m + 1,25 m = 2,25 m$

Podstawowe wielkości kół zębatych oblicza się z następujących wzorów:

- średnica podziałowa  $d$   
 $d = m \cdot z$
- średnica wierzchołków  $d_a$   
 $d_a = d + 2 h_a = m(z + 2)$
- średnica podstaw  $d_f$   
 $d_f = d + 2 h_f = m(z - 2,5)$

- luz obwodowy  $c$  występujący podczas współpracy uzębień przekładni  
 $c = h_f - h_a = 1,25 m - m = 0,25 m$

Odległość osi dwóch współpracujących kół zębatych oblicza się wg wzoru

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m$$

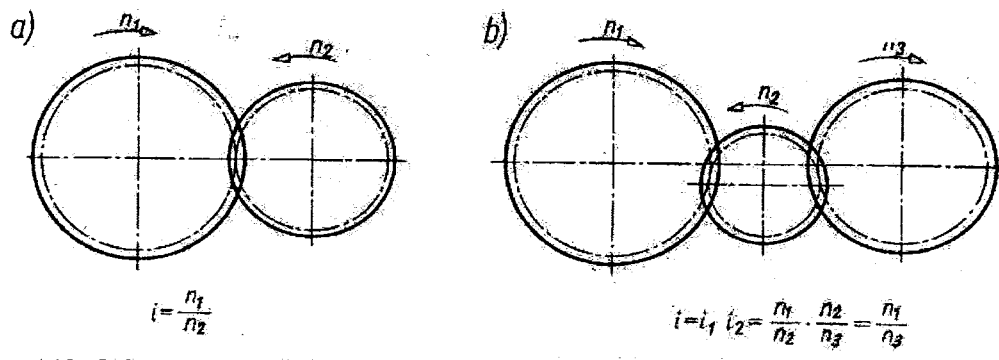
w którym koło napędzające (*czynne*) jest oznaczone indeksem 1, a napędzane (*bierne*) indeksem 2.

Przełożenie przekładni zębatej wyznacza się z zależności

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

Dla przekładni wielostopniowej przełożenie całkowite jest iloczynem przełożeń poszczególnych stopni

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \cdot i_n$$



Rys. 3.20 Schematy przekładni: a) jednostopniowej, b) dwustopniowej

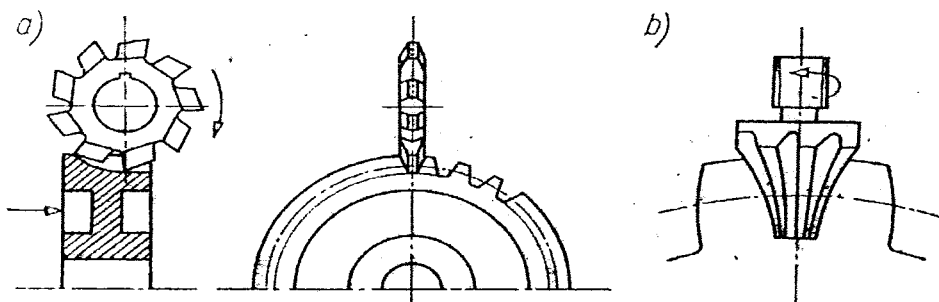
Typowy przykładem zastosowania przekładni zębatych w pojazdach samochodowych jest skrzynia biegów.

## Metody wytwarzania kół zębatych

### Metody kształtowe obróbki kół zębatych

W metodzie kształtowej zarys zęba koła jest odwzorowaniem zarysu krawędzi skrawającej narzędzia. Do metod tych zalicza się: frezowanie, dłutowanie i przeciąganie. Są to metody mało dokładne oraz wymagają dużej liczby narzędzi.

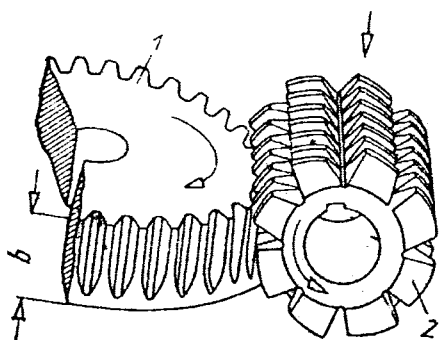
**Frezowanie kształtowe** – frezem kształtowym krążkowym i frezem kształtowym palcowym na frezarce uniwersalnej z użyciem podzielnicy.



Rys. 3.21 Frezowanie zębów: a) frezem kształtowym krążkowym b) frezem kształtowym palcowym

### Metody obwiedniowe obróbki kół zębatych

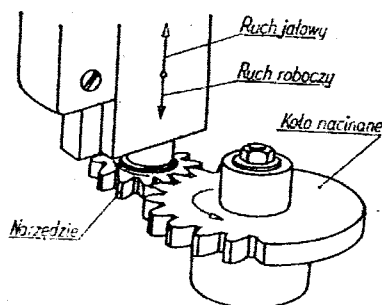
W metodzie obwiedniowej zarys zęba jest obwiednią kolejnych położeń zarysu ostrza narzędzia. W metodzie wykorzystuje się współpracę dwóch kół zębatych ze sobą, koła zębatego z zębatką oraz ślimaka z kołem ślimakowym.



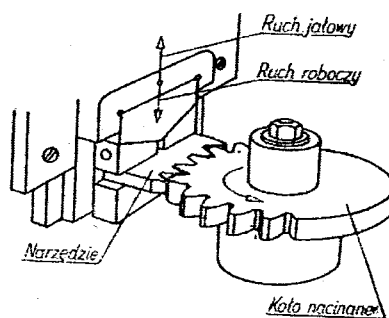
**Frezowanie obwiedniowe- frezem ślimakowy**, którego zwoje w przekroju prostopadłym do linii pochylenia zębów mają zarys zębatki, na frezarce obwiedniowej. Ruchem roboczym jest ruch obrotowy narzędzia. Ponadto ruch obrotowy wykonuje koło, a narzędzie ruch posuwowy. Obróbka bardzo wydajna.

Rys. 3.22 Frezowanie obwiedniowe koła zębatego

### Dłutowanie obwiedniowe kół zębatych



Rys. 3.23 Dłutowanie kół metodą Fellowsa



Rys. 3.24 Dłutowanie kół metodą Maaga

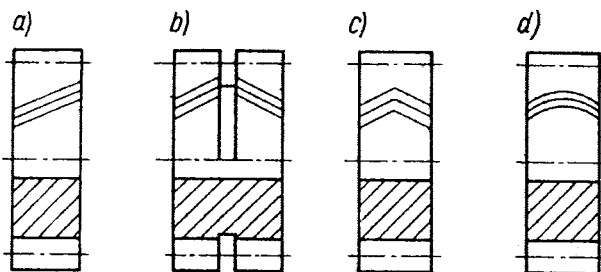
- metoda Fellowsa – narzędzie - **nóż krążkowy /dłutak/** ma kształt koła zębatego o zarysie ewolwentowym
- metoda Maaga - narzędzie – **nóż zębatkowy /dłutak/** ma kształt zębatki. Charakter pracy jest przerywany, to znaczy, że po obrobieniu jednego zęba następuje wyziębienie narzędzia z obrabianego koła, obrót o jedną podziałkę, przesunięcie przedmiotu do położenia początkowego w stosunku do zębatki i rozpoczęcie obróbki następnego zęba.

Metodą Fellowsa i Maaga można nacinąć koła o zębach prostych i śrubowych. Stosowanie metod obwiedniowych umożliwia wykonanie kół zębatych o różnej liczbie zębów jednym narzędziem (*dla danego modułu*), zapewniając dużą dokładność kształtu i dobrą gładkość powierzchni.

### Przekładnie walcowe z kołami o zębach skośnych

W kołach zębatych walcowych o zębach skośnych linia zęba na rozwinięciu walca podziałowego jest pochyłona pod kątem  $\beta$  względem tworzącej walca.





Rys. 3.25 Koła walcowe z uzębieniem skośnym:  
 a) skośne jednokierunkowe,  
 b) daszkowe z uzębieniem dwukierunkowym,  
 c) daszkowe z uzębieniem jednolitym,  
 d) daszkowe z zębami łukowymi.

W przekładniach o osiach równoległych koło skośne z zębami lewoskrętnymi zawsze współpracuje z kołem skośnym prawoskrętnym, przy czym linii zęba  $\beta_1$  i  $\beta_2$  muszą być sobie równe i przeciwne co do kierunku, spełniając warunek:

$$\beta_1 + \beta_2 = 0 \quad \text{czyli} \quad \beta_1 = -\beta_2$$

**Obliczanie wymiarów kół o zębach skośnych** rozpatruje się w dwóch płaszczyznach: płaszczyźnie prostopadłej do osi koła (*czołowej*), oraz w płaszczyźnie prostopadłej do linii zęba.

W kołach o zębach skośnych oblicza się te same wielkości i wymiary jak w kołach o zębach prostych.

Obróbka kół walcowych o zębach skośnych przeprowadzana jest na tych samych obrabiarkach i przy użyciu tych samych narzędzi - co obróbka kół o zębach prostych. Różnica polega jedynie na tym, że ruch roboczy narzędzia odbywa się wzdłuż prostej nachylonej pod kątem  $\beta$  do tworzącej walca.

Wynikają stąd następujące wnioski:

- Wymiary zębów mierzone w **przekroju normalnym** są takie same jak w kołach o zębach prostych, a więc moduł  $m$  i podziałka  $p$  pozostają nie zmienione.
- Wymiary kół są mierzone w **płaszczyźnie czołowej**, (są inne niż w przekroju normalnym) dlatego wprowadza się określenia: podziałka czołowa-  $p_t$ , i moduł czołowy -  $m_t$ .

Zależności między modułami oraz podziałkami normalnymi i czołowymi są następujące:

$$p_t = \frac{p}{\cos \beta}; \quad m_t = \frac{m}{\cos \beta}$$

W płaszczyźnie czołowej zwiększa się moduł, podziałka a także grubość zęba i szerokość wrębu, natomiast wysokość zęba nie ulega zmianie.

Liczbę zębów w kołach skośnych określa się w płaszczyźnie czołowej, stąd średnicę podziałową oblicza się wg wzoru:

$$d = m_t \cdot z = \frac{m \cdot z}{\cos \beta}$$

Ponieważ wysokość zęba nie ulega zmianie pozostałe średnice oblicza się ze wzorów:

$$d_a = d + 2h_a = \frac{m \cdot z}{\cos \beta} + 2m = m \left( \frac{z}{\cos \beta} + 2 \right)$$

$$d_f = d - 2h_f = \frac{m \cdot z}{\cos \beta} - 2,5m = m \left( \frac{z}{\cos \beta} - 2,5 \right)$$

Koła zębate o zębach skośnych w porównaniu z kołami o zębach prostych mają następujące zalety:

- długość zęba śrubowego jest większa od szerokości koła a linia kontaktu przebiega ukośnie w stosunku do linii zęba, co zwiększa jego wytrzymałość,
- koła o zębach skośnych mają większy wskaźnik zazębienia powoduje to spokojniejszą pracę i korzystne rozłożenie obciążenia na większej ilości zębów,
- możliwość stosowania dowolnego kąta pochylenia linii zębów, co umożliwia zwiększenie rozstawienia osi bez zmiany liczby zębów. Na ogół kąt pochylenia zębów zawiera się w zakresie  $8^\circ < \beta < 15^\circ$ .

Istotną wadą kół o zębach skośnych jest istnienie siły osiowej, co powoduje wzrost obciążenia łożysk a czasami wymaga specjalnego łożyskowania.

### Przekładnie stożkowe

W przekładni tej występują dwa, koła, których zarysy głów zębów tworzą powierzchnie stożków toczących się po sobie. W kołach stożkowych zęby są nacięte na stożku ściętym, a osie obrotu kół tworzą między sobą kąt  $\Sigma$ . Stąd przekładnie z kołami stożkowymi noszą niekiedy nazwę przekładni kątowych.

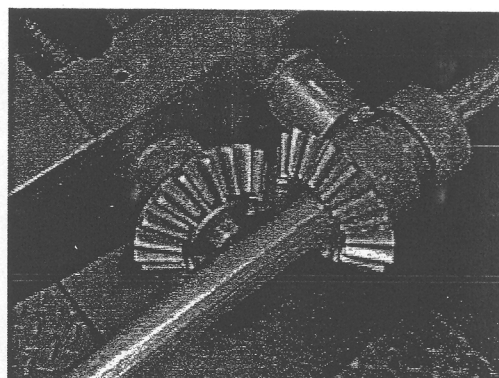
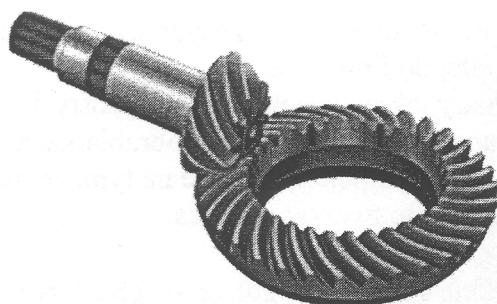
Najczęściej kąt między osiami kół wynosi  $\Sigma=90^\circ$ . Przekładnie stożkowe stosuje się tam, gdzie konieczna jest nierównoległa (najczęściej prostopadła) zmiana kierunku przekazania mocy.

Rodzaje uzębień kół stożkowych ze względu na kształt linii zębów:

- koła o zębach prostych,
- koła o zębach skośnych,
- koła o zębach kołowych
- koła o zębach krzywoliniowych.

W zależności od rodzaju stosowanych kół stożkowych rozróżnia się przekładnie stożkowe:

- koronową, w której jednym z elementów jest koło zębate płaskie,
- prostą, z kołami stożkowymi o zębach prostych,
- o zębach skośnych, z kołami stożkowymi o ewolwentowej linii zębów.



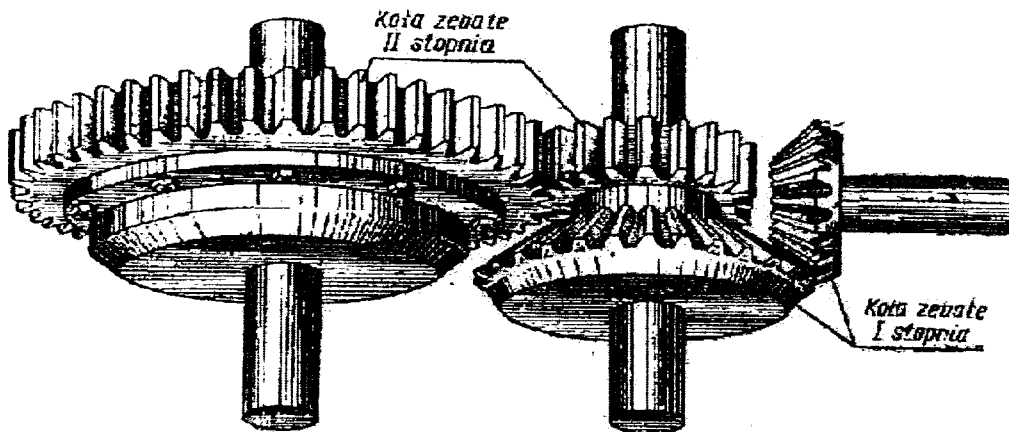
Wady i zalety różnych przekładni stożkowych

- przekładnie z kołami stożkowymi o zębach prostych stosuje się tylko przy małych prędkościach obwodowych, nie przekraczających 8 [m/s] i to w urządzeniach, w których od przekładni nie jest wymagana szczególna płynność pracy i cichobieżność,
- koła stożkowe o zębach skośnych mają dość istotną zaletę w porównaniu z kołami prostymi. Dzięki pochyleniu zębów uzyskuje się poskokowy wskaźnik zazębienia, co wpływa korzystnie na zwiększenie nośności i cichobieżności przekładni. Stąd należy je stosować w przypadku wyższych prędkości obwodowych ( $v > 5$  m/s), jednak tylko przy stosunkowo małych obciążeniach względnych. Dla wyższych prędkości obrotowych i dużych obciążeń względnych stosować należy przekładnie o zębach łukowych:
- są mniej wrażliwe na błędy montażowe lub zmianę warunków współpracy wskutek ugięcia wałów. Spowodowane to jest faktem, że linia zęba po stronie wklęsłej ma większy promień krzywizny niż po stronie wypukłej. W rezultacie styk zębów następuje na obszarze zbliżonym do elipsy w pobliżu środka zęba, co daje mniejsze spiętrzenie nacisków niż przy zębach prostych lub skośnych,
- jest bardziej cichobieżna i pracuje bardziej równomiernie, zaś zmniejszenie hałaśliwości i drgań jest szczególnie zauważalne przy dużych prędkościach obrotowych;
- przez zapewnienie lepszej współpracy zębów możliwe jest przenoszenie większych mocy przy tych samych gabarytach kół;
- obróbka zębów łukowych jest na ogół znacznie bardziej wydajna niż zębów prostych, co jest szczególnie ważne przy produkcji seryjnej. Są stosowane, jako przekładnie główne w moście napędowym samochodu.

W porównaniu z przekładniami walcowymi przekładnie stożkowe posiadają następujące wady:

- mniejszą dokładność wykonania (wymiary zębów są zróżnicowane w zależności od odległości od osi stożka),
- jednostronne łożyskowanie wałów z osadzonymi kołami, powodujące uginanie się wałów i pogorszenie warunków pracy,
- koncentracje nacisków w pobliżu zewnętrznej średnicy,
- większe obciążenie łożysk.

Są stosowane, jako przekładnie główne w moście napędowym samochodu: pojedyncze lub dwustopniowe. Przekładnia dwustopniowa składa się z dwóch par kół zębatach: pary kół stożkowych i pary kół walcowych. Dzięki przekładni dwustopniowej uzyskuje się duże przełożenie przy niewielkich wymiarach samej przekładni.

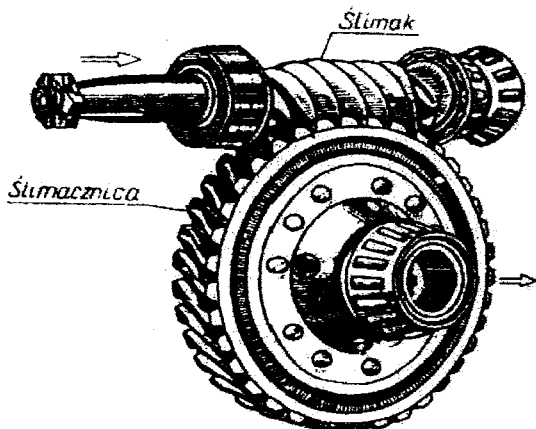


Rys. 3.26 Przekładnia stożkowa dwustopniowa

### Przekładnie ślimakowe

Przekładnie ślimakowe są szczególną odmianą przekładni śrubowej o osiach wchrowatych, w której kąt skrzyżowania osi wynosi  $\Sigma := 90^\circ$ . W zależności od kształtu ślimaka różnią się przekładnie ślimakowe walcowe i globoidalne, a ponadto zewnętrzne i wewnętrzne.

Częścią napędzającą jest tu ślimak, osadzony na końcu wału napędowego a częścią napędzaną - ślimacznica.



Rys. 3.27 Przekładnia ślimakowa walcowa

Ślimak jest to koło zębata o bardzo małej liczbie zębów śrubowych, które tworzą ciągły zwoj gwintowy. Liczba zwojów odpowiada liczbie jego zębów.

Ślimacznica jest to koło zębata o uzębieniu wklęsłym, o zarysie ewolwentowym. Są one nacinane pod kątem równym kątowi pochylenia linii zębów ślimaka. W przekładni ślimakowej walcowej zęby ślimaka są nacięte na walcu, natomiast w przekładni globoidalnej - na wklęsłej powierzchni obrotowej, której promień podziałowy odpowiada promieniowi podziałowemu współpracującej ślimacznicy.

Mimo wielu zalet, jak możliwość uzyskiwania dużych przełożeń, przenoszenia dużych obciążeń, cichobieżność, prostota konstrukcji oraz łatwość przenoszenia napędu w przypadku podwójnych mostów, przekładnie te wychodzą z użycia ze względu na niekorzystną w przypadku produkcji wielkoseryjnej technologię oraz konieczność wykonywania ślimacznicy z drogich materiałów, małej sprawności, trudności uzyskania dużej dokładności wykonania oraz konieczność bardzo dokładnego montażu przekładni w celu uzyskania prawidłowego zazębienia.

Przy niewielkich kątach wzniosu linii zwoju ślimaka przekładnie ślimakowe są mechanizmem samohamownym. Może to być wada, jak i zaleta. Samohamowność może być przypadkowa, gdy skutek okoliczności, na przykład zbyt słabego smarowania, współczynnik tarcia wzrośnie ponad dopuszczalny i przekładnia wchodzi w zakres samohamowności.

Cecha ta może też być pożądana i wtedy w jednym kierunku mechanizm ślimakowy działa, jako przekładnia, a w drugim, jako hamulec. Taki mechanizm stosuje się np. w urządzeniach dźwigowych, wciągarkach. Przekładnie ślimakowe mogą być też stosowane, jako przekładnie podziału w urządzeniach, które na ogół nie przenoszą mocy (np. podziałnice we frezarkach) i wówczas o konstrukcji przekładni decydują wymagania dotyczące wartości przełożenia i dokładności podziału.

## Parametry przekładni ślimakowych walcowych

Do podstawowych parametrów przekładni ślimakowych zalicza się: przełożenie, liczbę zębów ślimaka i ślimacznicy, samohamowność i sprawność.

**Przełożenie  $i$**  jest stosunkiem prędkości obrotowej wału napędzającego  $n_1$  do napędzanego  $n_2$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

$z_1$  – liczba zębów ślimaka,

$z_2$  - liczba zębów ślimacznicy

Najczęściej stosuje się przełożenie w granicach  $i=7 \div 100$ , a w przekładniach podziału nawet do  $i=500$ . Przełożenie  $i < 7$  nie stosuje się ze względu na duże trudności wykonawcze elementów przekładni.

**Liczba zębów ślimaka** wynosi najczęściej  $Z_1=1 \div 4$ , w wyjątkowych przypadkach do  $Z_1=7$ . Liczbę zębów  $Z_1=1$  stosuje się głównie w przekładniach podziału oraz w przekładniach napędowych samohamownych

**Liczba zębów ślimacznicy** przy  $\alpha_0=20^\circ$  nie powinna być mniejsza niż 30, głównie ze względu na podcinanie zębów.

**Sprawność** przekładni ślimakowej zależy od kąta pochylenia linii zębów ślimaka  $\gamma$  oraz od współczynnika tarcia  $\mu$  i jest ona określana tą samą zależnością, co sprawność gwintu:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}$$

W przeciętnych warunkach pracy ( $\mu \approx 0,1$ ) sprawność przekładni ślimakowej nie przekracza  $\eta = 0,82$ , przy czym dla przekładni samohamownych  $\eta < 0,5$ .

## Podstawowe wymiary przekładni ślimakowych walcowych

Parametrami określającymi uzębienie ślimaka są: moduł osiowy  $m_x$  i wskaźnik średnicowy  $q$  (w celu ujednoczenia wymiarów ślimaków). Wymiary ślimaka oblicza się w przekroju osiowym, a wymiary ślimacznicy w jej przekroju czołowym.

Wskaźnik średnicowy  $q$

$$q = \frac{d_1}{m_x}$$

Wielkości  $m_x$  i  $q$  są znormalizowane.

### Wymiary ślimaka:

- kat wzniosu linii zwoju ślimaka

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}$$

- podziałka osiowa

$$p = \pi \cdot m_x$$

- wysokość głowy zęba

$$h_{a1} = m_x$$

- wysokość stopy zęba

$$h_{f1} = 1,25 m_x$$

- wysokość zęba

$$h = h_{a1} + h_{f1} = 2,25 m_x$$

- średnica podziałowa

$$d_1 = q \cdot m_x$$

- średnica wierzchołków

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = m_x (q + 2)$$

- średnica podstaw

$$d_{f1} = d_1 - h_{f1} = m_x(q - 2,5)$$

### Wymiary ślimacznicy:

Średnice ślimacznicy obliczamy wg wzorów:

$$d_2 = m_x \cdot z_2$$

$$d_{a2} = m_x(z_2 + 2)$$

$$d_{f2} = m_x(z_2 - 2,5)$$

Odległość osi w przekładni ślimakowej:

$$a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m_x(q + z_2)$$

Dla zaprojektowania przekładni ślimakowej przyjmuje się orientacyjnie długość ślimaka:

$$L=4p$$

Szerokość uzębienia ślimacznicy:

$$b=2m_x \sqrt{q+1}$$

### Materiały, konstrukcja i wykonanie przekładni ślimakowych

Materiały na ślimaki i wieńce uzębione ślimacznic dobiera się w zależności od zastosowania przekładni, warunków pracy uzębienia tj. wielkości obciążenia i prędkości obwodowej. Niezależnie od innych wymagań materiały te powinny mieć własności przeciwcierne.

W przekładniach mniej obciążonych ślimaki wykonuje się ze stali węglowych konstrukcyjnych do nawęglania, najczęściej są one wykonywane z wysokogatunkowych stali do nawęglania lub ulepszenia cieplnego.

Ślimacznice mogą być wykonywane z żeliwa, ale ze względu na wymagane stosowanie materiałów przeciwciernych wykonuje się je często ze stali stopowych, stopów miedzi (*brąz fosforowy lub aluminiowy*) i innych specjalnych stopów.

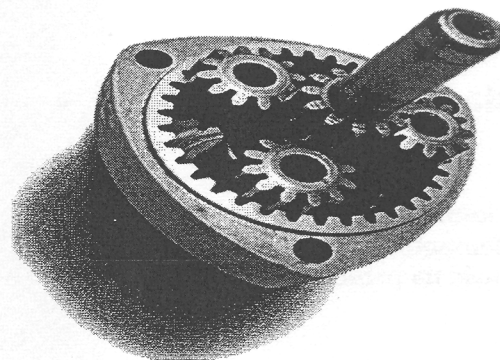
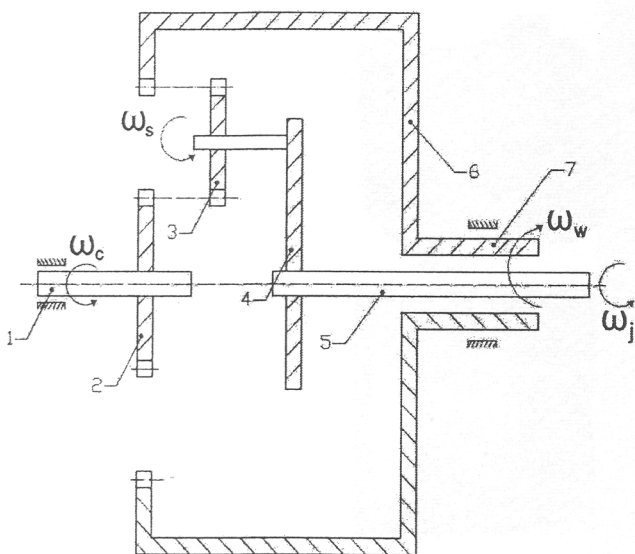
Ślimaki stanowią jedną całość z wałem, rzadziej są wykonywane, jako oddzielne części nasadzone na wał.

Ślimacznice są budowane podobnie jak koła walcowe. Gdy wymagane jest stosowanie materiałów drogiej i deficytowych, wieńce uzębione ślimacznic wykonuje się, jako osobne pierścienie nasadzone na żeliwny korpus koła.

### Przekładnie obiegowe

Przekładnie planetarne są przekładniami, w których co najmniej jedno koło, nazywane kołem obiegowym lub satelitą ma oś ruchomą względem korpusu przekładni. Koła takie w czasie pracy obiegają dookoła innych kół, zwanych kołami stałymi.

Ideowy schemat prostej (*jednostopniowej*) przekładni planetarnej pokazano na rysunku.



Rys. 3.27 Schemat jednostopniowej przekładni planetarnej:

- 1, 2 – wałek i koło centralne (tzw. słonecznikowe),
- 3 – koło planetarne (*jedno lub kilka*),
- 4, 5 – jarzmo i jego wałek,
- 6, 7 – koło zewnętrzne osadzone na tulei 7

- Wałek 1 na którym osadzone jest koło zębate 2 (*bywa nazywane słonecznikowym*);
- Wałek 5 na którym osadzona jest tarcza 4 (*zwana jarzmem*); w jarzmie osadzona jest nieruchomo oś na której obraca się koło planetarne 3 (*tych kół może być kilka na obwodzie tarczy 4*),
- Koło zewnętrzne W (6) (*z uzębieniem wewnętrznym*), osadzone na tulei 7.

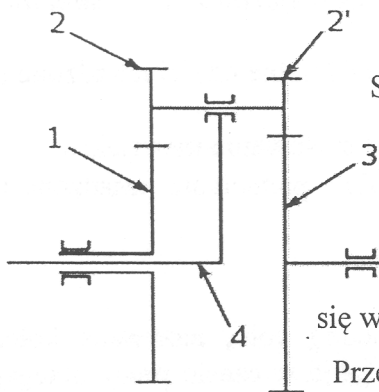
Koła planetarne zazębiają się jednocześnie z kołem słonecznikowym 2 i z kołem 6. Jak widać, przekładnia planetarna ma trzy wyjścia: jest to prędkość (*lub kąt obrotu*)  $\omega_c$  wałka 1, prędkość  $\omega_j$  wałka 5 i prędkość  $\omega_w$  tulei 7. Jeśli wymusimy dwa ruchy, można obliczyć trzeci. Przekładnia wykonuje operację sumowania kątów: obrót trzeciego wałka jest sumą wymuszonych przesunięć pozostałych dwóch. Inne zastosowanie to napęd dwóch niezależnych odbiorników z jednego źródła: np. napęd mechanizmu obrotu wskazówek i mechanizmu bicia ze wspólnej sprężyny napędowej albo z mechanizmu obciążnikowego.

Przekładnie planetarne umożliwiają przenoszenie dużych mocy i uzyskiwanie dużych przełożeń przy stosunkowo małych wymiarach. Posiadają one szczególne właściwości, polegające na tym, że

pośredniczące działanie pomiędzy kołem centralnym a wieńcem może spełniać więcej niż jeden satelita, co umożliwia zastosowanie zasady wewnętrznego podziału obciążenia, a także, że występuje w tych przekładniach ząbienie wewnętrzne, które ma szereg korzystnych własności, jak mały poślizg i możliwość przenoszenia znacznych względnych obciążeń przy miękkich zębach wieńca i twardych satelitów i koła centralnego. Przekładnie te są również kilkakrotnie lżejsze od zwykłych przekładni o podobnych parametrach.

Cechy te pozwalają na zastosowanie tego typu przekładni w zespołach turbinowych, pojazdach szynowych, napędach okrętowych, a także w automatycznych skrzyniach przekładniowych pojazdów samochodowych, obrabiarkach, bardzo dokładnych podzielnicach uniwersalnych, itd.

Wymiary geometryczne oraz wytrzymałość kół zębatach będących częściami tych przekładni oblicza się tak, jak dla zwykłych przekładni zębatach.



Szczególnym przypadkiem przekładni obiegowej jest **przekładnia różnicowa**. W takiej przekładni napęd z jarzma 4 za pośrednictwem kół obiegowych (2 i 2') przenoszony jest na dwa koła główne (1) i (3). W takiej przekładni żaden z elementów nie jest unieruchomiony i następuje rozptyw mocy do dwóch odbiorników (np. kół napędowych) zainstalowanych na półosiach kół (1) i (3). Przekładnie różnicowe stosuje się w pojazdach, w mechanizmach różnicowych.

Przełożenie przekładni różnicowej wynosi:

$$i = - \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}$$

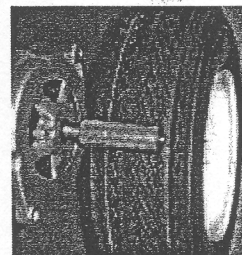
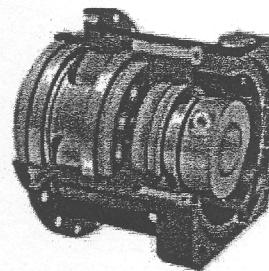
## Przekładnia cierna

### Zalety:

- prosta konstrukcja
- brak elementów dodatkowych
- odporność na przeciążenia

### Wady:

- duży poślizg = mała sprawność
- brak możliwości synchronizacji położenia



Dodatkową zaletą takiej przekładni jest fakt, że spełnia ona także rolę sprzęgła poślizgowego.

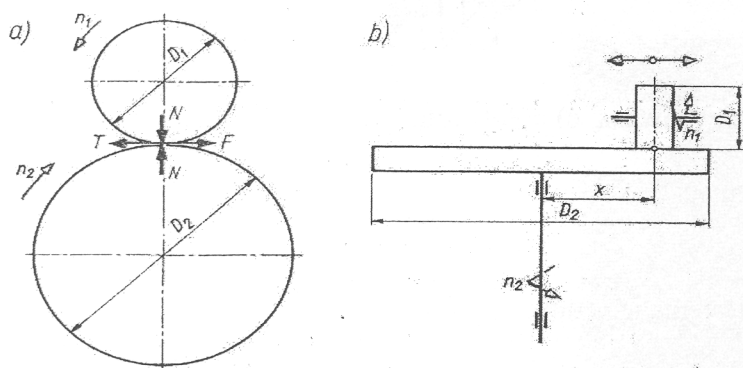
W przekładniach ciernych przenoszenie ruchu obrotowego z wału czynnego na bierny następuje dzięki siłom tarcia, które powstają wskutek dociskania do siebie kół ciernych o gładkiej powierzchni. Aby możliwe było przenoszenie dużych obciążeń, stykające się powierzchnie powinny być wykonane z materiałów o dużym współczynniku tarcia toczonego i dużą odpornością na ścieranie.

Materiały cierne stosowane w przekładniach ciernych powinny mieć następujące właściwości:

- dobrą odporność na zużycie
- dostatecznie duży współczynnik tarcia
- możliwie duży współczynnik sprężystości
- małe straty na tarcie wewnętrzne
- małą higroskopijność

Przykładowe kombinacje materiałów stosowane w przekładniach ciernych:

- *Stal ze stalą* - obie części współpracujące wykonuje się ze stali hartowanej stopowej (np. ze stali łożyskowej). Z powodu dużego współczynnika sprężystości powierzchnia zetknięcia elementów ciernych jest mała, co sprawia, że opory toczenia w przekładni są niewielkie. Powierzchnie współpracujące powinny mieć odpowiednią twardość (powyżej 60HRC) oraz być bardzo dokładnie wykonane (szlifowane i polerowane).
  - *Stal z gumą* - stosowane, gdy wymagany jest duży współczynnik tarcia, a straty spowodowane elastycznością materiału mają drugorzędne znaczenie. W tym skojarzeniu materiałów wymagany jest też wielokrotnie mniejszy docisk, niż w przypadku kombinacji *stal ze stalą*. Z uwagi na mniejsze dopuszczalne naciski wymiary przekładni są większe niż wtedy, gdy oba elementy są stalowe.
  - *Stal z kompozytem* - ich właściwości leżą pomiędzy kombinacjami *stal-stal* i *stal-guma*, i są w znacznej mierze zależne od rodzaju zastosowanego kompozytu.
- Rozróżnia się przekładnie cierne o stałym i zmiennym przełożeniu.



Rys. 3.28 Przekładnie cierne; a) o stałym przełożeniu, b) o zmiennym przełożeniu

Częściej stosowane są przekładnie o zmiennym przełożeniu (np. w prasach ciernych do tłoczenia metali); sprawność (stosunek mocy przenoszonej przez wał bierny do mocy przenoszonej przez wał czynny) wynosi  $0,85 \div 0,90$ . W tej przekładni koło napędzające poruszające się ze stałą prędkością  $n_1$  zmienia swoje położenie  $x$  (od wartości  $0 \div 0,5 D_2$ ) powodując w ten sposób bezstopniową zmianę wartości prędkości obrotowej koła napędzanego  $n_2$ .

### Przekładnie cięgnowe

Przekładniami cięgowymi nazywa się przekładnie mechaniczne składające się z dwóch rozsuniętych kół i opasującego je podatnego cięgna. W zależności od rodzaju cięgna rozróżnia się przekładnie:

- pasowe z pasem płaskim, klinowym, okrągłym lub zębatym,
- łańcuchowe z łańcuchem płytkowym lub zębatym.

### Przekładnie pasowe

#### Przekładnia pasowa:

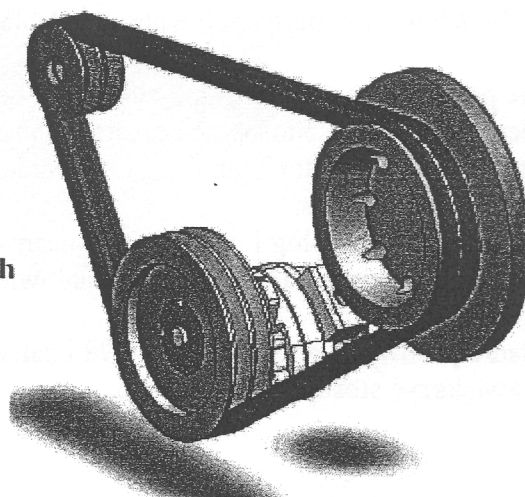
- Pas płaski
- pas klinowy

#### Zalety:

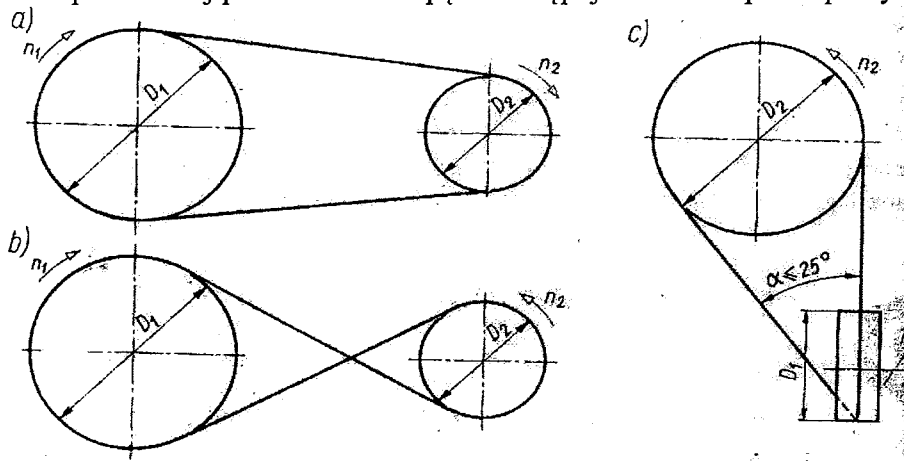
- prosta konstrukcja
- możliwe przekazywanie napędu na dużych odległościach
- mała wrażliwość na niedokładności wykonawcze

#### Wady:

- poślizg na pasach – spadek mocy (zmniejszona sprawność)
- brak możliwości synchronizacji położenia



Rozróżnia się przekładnie pasowe: otwarte, skrzyżowane i półotwarte. W przekładni otwartej kierunek obrotów koła biernego jest taki sam jak koła czynnego, natomiast w przekładni skrzyżowanej – odwrotny. W przekładni półotwartej przeniesienie napędu następuje w dwóch prostopadłych do siebie płaszczyznach.

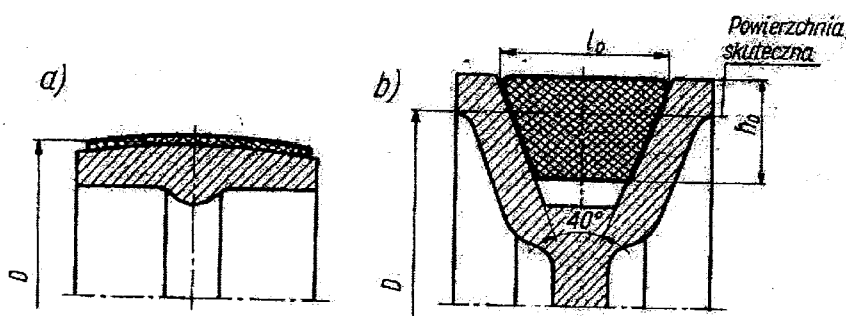


Rys. 3.29 Przekładnie pasowe: a) otwarta, b) skrzyżowana, c) półotwarta

Materiały stosowane na pasy płaskie powinny zapewniać:

- wysoką sprawność przekładni,
- odpowiednią wytrzymałość i żywotność pasa,
- mocne sprzężenie pasa z kołem w celu przeniesienia napędu.

Pasy przekładni pasowych mogą być wykonane ze skóry, tkaniny, gumy, tworzyw sztucznych lub stali. **Pas gumowy** ma warstwę nośną z tkaniny bawełnianej lub sznurka kordowego. Właściwości tych pasów są zbliżone do pasów tkaninowo – gumowych i zależą głównie od gatunku gumy. **Pas z tworzyw sztucznych** ma wysoką wytrzymałość, zwiększone dodatkowo przez wtopienie w pas linek stalowych – ta cecha pozwala na zmniejszenie wymiarów przekładni. **Pas stalowy** wykonuje się z taśm o grubości 0,3-1 mm. Są one rzadko stosowane. Ich zaletą jest duża wytrzymałość, natomiast wady to duża sztywność giętą i mały współczynnik tarcia.



Rys. 3.30 Wieńce kół pasowych z pasami: a) płaskim, b) klinowym

Przekładnie pasowe z pasami płaskimi stosowane są do przenoszenia napędu na dalsze odległości, nawet do kilkudziesięciu metrów. Stosowane często w agrotechnice. Koło pasowe przekładni z pasem płaskim mają kształt baryłkowy, który zapobiega zsuwaniu się pasa z koła. Przekładnie pasowe z pasami płaskimi, używane są sporadycznie.

Wraz z rozwojem technologii tworzyw sztucznych, gumy i kompozytów, przekładnie z pasami klinowymi znajdują coraz szersze zastosowanie w budowie maszyn. Są one w stanie przetransmitować duże moce, są sprawne i stosunkowo niezawodne.

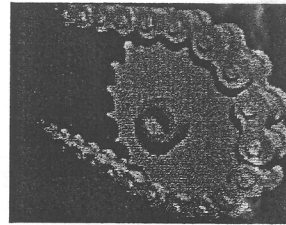
Sprawność przekładni pasowych wynosi 0,95 ÷ 0,98 i zależy w dużym stopniu od kąta opasania mniejszego koła. Aby ten kąt zwiększyć stosuje się napinacze.



## Przekładnia łańcuchowa:

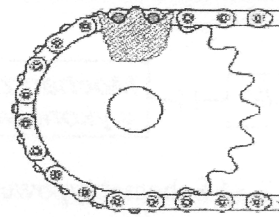
### Zalety:

- duża wytrzymałość
- możliwe przekazywanie napędu na dużych odległościach
- brak poślizgu

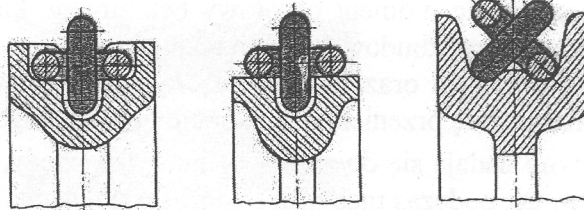
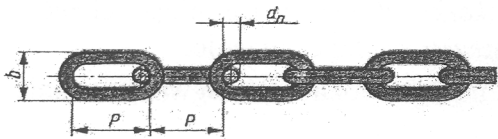


### Wady:

- dodatkowy, skomplikowany element
- duża głośność

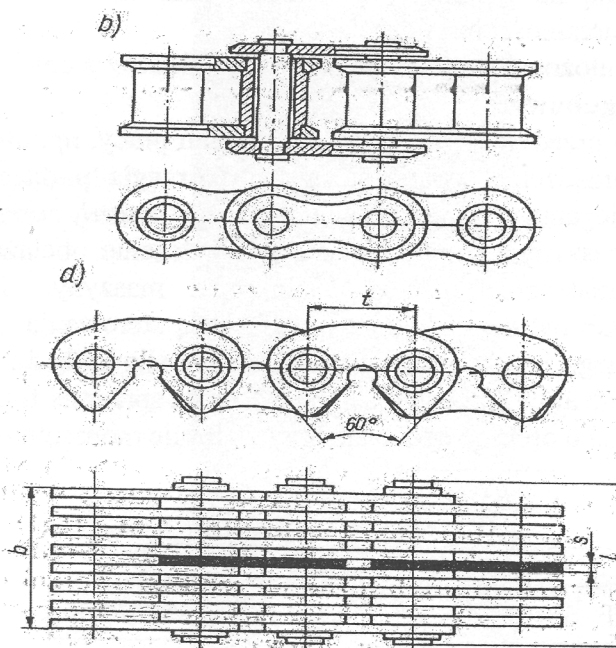
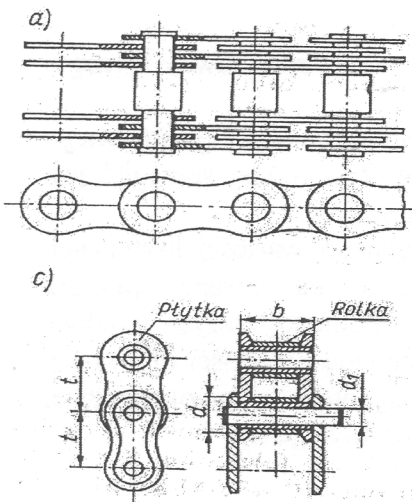


## Łańcuchy napędowe



Rys. 3.31 Łańcuch pierścieniowy

Rys. 3.32 Wieńce kół i krążków do łańcuchów pierścieniowych



Rys. 3.33 Łańcuchy:

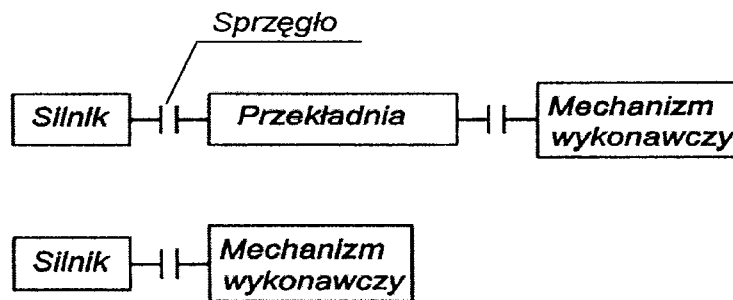
- sworzniowy,
- tulejowy,
- rolkowy,
- zębaty

Łańcuchy pierścieniowe stosuje się w urządzeniach dźwigowych przy małych prędkościach podnoszenia. Łańcuchy sworzniowe składają się z płytek wewnętrznych osadzonych luźno na czopach sworzni oraz płytek zewnętrznych – na wcisk. Ze względu na ograniczoną prędkość (ok. 0,5 m/s) oraz szybkie zużywanie się przegubów stosuje się je rzadko.

Znacznie lepsze są łańcuchy tulejkowe, w których na sworzniu jest osadzona obrotowo tulejka hartowana. Płytki wewnętrzne są osadzone na wcisk na tulejce, a płytki zewnętrzne na wcisk na sworzniu. Łańcuchy te mogą pracować przy prędkościach do 15 m/s.

Łańcuchy zębate, zwane cichobieżnymi, mają dodatkowe płytki prowadzące (na rys. zaczerpnięte), wchodzące w wycięcia w zębach koła łańcuchowego i zabezpieczające łańcuch przed zsuwaniem się z koła. Pracują przy szybkościach do 8 m/s, ciszej od pozostałych, zmniejszają skutki uderzeń i wykazują lepszą sprawność, są jednak cięższe i droższe.

Łączenie łańcuchów w zamknięty obwód odbywa się za pomocą specjalnych ogni włącznych. Warunkiem dobrej pracy łańcuchów jest ich obfite smarowanie.



Rys. 3.34 Schemat typowego układu napędowego

Sprzęgło jest mechanizmem układu napędowego maszyn, którego podstawowym zadaniem jest łączenie wałów i przenoszenie momentu obrotowego bez zmiany kierunku, z wału czynnego na wał bierny. Ogólnie mówiąc, sprzęgło jest zbudowane z elementu czynnego - zamocowanego na wale napędzającym, biernego - na wale napędzanym oraz elementu łączącego (np. śruby, kołki lub ciecz). Definiując element łączący wskazuje się na metodę przeniesienia momentu obrotowego i zarazem cechuje sprzęgło.

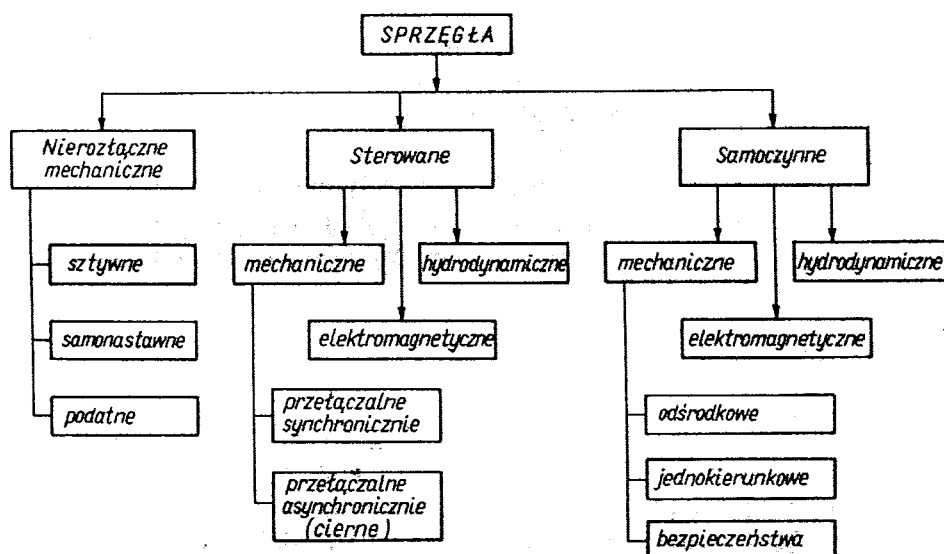
**Sprzęgła sztywne** nadają się do zastosowania tylko wtedy, gdy istnieje możliwość zagwarantowania współosiowości wałów, tak podczas pracy jak i w czasie składania.

Jeżeli przewiduje się trudności podczas montażu, bądź też przemieszczanie się wałów w trakcie pracy (np. na skutek miejscowego wytarcia się panewki łożyska ślizgowego), należy zastosować **sprzęgła samonastawne**, które pozwalają na eliminację przemieszczania się wałka wzdłuż jego osi, bądź też zniekształcenia wynikłe z rozszerzalności termicznej.

Dla wałków, które są ułożone pod ostrym kątem względem siebie, należy zastosować sprzęgło z grupy **samonastawnych przegubowych**.

W celu ochrony maszyn przed niekorzystnymi warunkami pracy, np. efektem dużego i gwałtownego przeciążenia - m.in. rozruch urządzenia, awaria stosuje się **sprzęgła podatne**. Ten rodzaj sprzęgieł jest używany również w celu zapobiegania przemieszczenia drgań (np. pojazdy silnikowe).

Kiedy podczas pracy maszyny wystąpi znaczne podwyższenie obciążenia do wartości krytycznej, zadaniem sprzęgła jest automatycznie rozłączyć silnik od maszyny. Są to tak zwane **sprzęgła bezpieczeństwa**. Do popularnych należą sprzęgła z możliwością sterowania, za pomocą, których możliwe jest odłączenie wałka napędzanego bez konieczności wyłączenia silnika bądź zmianę prędkości obrotowej. Oprócz wyżej wymienionych rodzajów sprzęgieł istnieje też grupa sprzęgieł funkcjonujących automatycznie, np. podczas zmiany kierunku ruchu obrotowego, bądź przy wzroście momentu obrotowego itp.



Rys. 3.35 Podział sprzęgieł wg cech funkcjonalno – konstrukcyjnych

## Normalizacja i zasady doboru sprzęgieł

Sprzęgła są zespołami, które ze względu na szerokie zastosowanie najczęściej są produkowane niezależnie od maszyn i urządzeń. Wiele sprzęgieł podlega normalizacji i wówczas parametry ich budowy są podane w Polskich Normach. Niektóre rodzaje sprzęgieł są stosowane w węższym zakresie i wówczas są produkowane według rozwiązań ustalonych przez zakłady wytwórcze w uzgodnieniu z odbiorcami. Zakres parametrów produkowanych sprzęgieł jest wtedy podawany w katalogach zakładowych lub branżowych.

Podstawowym parametrem charakteryzującym pracę sprzęgła jest przenoszony moment obrotowy, zależny od przenoszonej mocy i prędkości obrotowej wg wzoru:

$$M = \frac{P[\text{W}]}{\omega\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]} [\text{N}\cdot\text{m}]$$

lub według wzoru liczbowego

$$M = 9550 \frac{P[\text{kW}]}{n\left[\frac{\text{obr}}{\text{min}}\right]} [\text{N}\cdot\text{m}]$$

W celu zastosowania właściwego sprzęgła należy na podstawie zadań, jakie ma ono spełniać, określić rodzaj sprzęgła i – jeśli będzie to sprzęgło znormalizowane – dobrać z katalogu odpowiednią jego wielkość, zależną od przenoszonego momentu. W czasie pracy sprzęgło może podlegać chwilowym przeciążeniom. Ponieważ nie wszystkie przyczyny przeciążeń mogą być przewidywane w czasie projektowania, uwzględnia się je w postaci współczynnika przeciążenia  $K$  ustalonego doświadczalnie. Moment obrotowy maksymalny wynosi wówczas

$$M_{\text{max}} = K \cdot M$$

Orientacyjne wartości współczynnika przeciążenia dla sprzęgieł przyjmuje się z tablic.

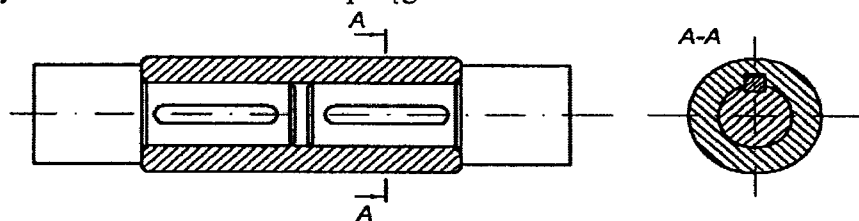
## Sprzęgła nierozłączne

Sprzęgła nierozłączne to takie sprzęgła, które mają na stałe złączone element czynny i bierny tzn. podczas pracy mechanizmu nie jest możliwe ich rozłączenie. Są one wykorzystywane w sytuacjach, kiedy rozdzielenie elementów współpracujących jest dokonywane w momencie demontażu urządzenia. Sprzęgła tego rodzaju można podzielić na: sztywne, samonastawne, podatne.

**Sprzęgła sztywne** - łączą wały uniemożliwiając przesunięcie jednego wału względem drugiego podczas pracy. Do sprzęgieł sztywnych zaliczamy: tulejowe, łubkowe oraz kołnierzowe. Podstawą bezawaryjnej pracy jest zachowana dokładna współosiowość łączonych wałów.

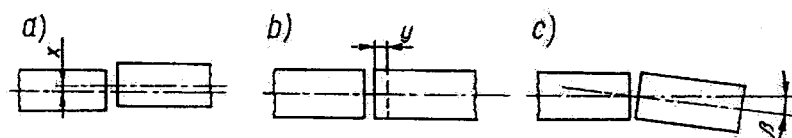
- sprzęgło **tulejowe wpustowe** (rys.3.36) to jedno z najprostszych sprzęgieł. Moment przenoszony jest z wpustu osadzonego na wale czynnym poprzez tuleję, która łączy oba wały, na wpust osadzony na wale biernym. Elementami łączącymi mogą być inne elementy np. kołki czy też kliny.

Dobór odpowiedniego łącznika jest uzależniony od obciążenia, możliwości montażowych itp. Do wad należy zaliczyć konieczność zaprojektowania miejsca do przesunięcia osiowego tulei albo wału przy zakładaniu i demontażu sprzęgła.



Rys. 3.36 Sprzęgło tulejowe wpustowe

**Sprzęgła samonastawne** - pozwalają na łączenie wałów, których osie nie pokrywają się. W zależności od charakteru przesunięcia osi wałów sprzęgła te mogą być: osiowe, promieniowe i kątowe.

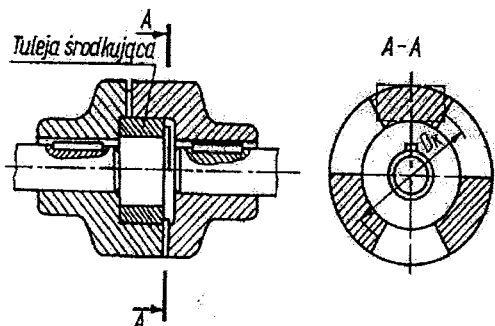


Rys. 3.37 Przesunięcie osi wałów:

- poprzeczne,
- wzdłużne,
- kątowe

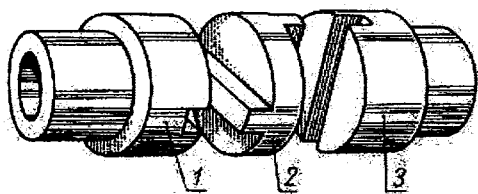
Przesunięcie osiowe może być wynikiem błędnego montażu jak też zniekształceń podczas pracy (*np. ugięcie*). Dla uzyskania poprawnych warunków pracy niezbędne jest zaprojektowanie luzu na przesunięcia wałów względem siebie bądź łącznika względem elementów. Ten typ sprzęgieł charakteryzuje się luzem oraz możliwością wystąpienia poślizgu na pracujących elementach. Z tego powodu nie można stosować ich przy dużych obciążeniach oraz w przypadku, gdy są przewidziane oba kierunki pracy.

**Sprzęgło kłowe** (rys.3.38) - charakteryzuje je łącznik w postaci kłów na powierzchniach czołowych obu tarcz. Rozmiary oraz ilość kłów jest zaprojektowana mając na uwadze warunki wytrzymałościowe, technologiczne. Występuje możliwość przemieszczenia wzdłużne wałów ograniczone luzem osiowym. Do przemieszczenia dochodzi zazwyczaj w wyniku rozszerzenia cieplnego materiałów umożliwia przesunięcia wzdłużne wałów w granicach luzu osiowego. Przesunięcia tego rodzaju występują najczęściej wskutek wydłużeń cieplnych. Łącznikiem w tym sprzęgle są kły na powierzchniach czołowych obu tarcz. Tuleja środkująca zapewnia centrowanie



Rys. 3.38 Sprzęgło kłowe

**Sprzęgło Oldhama** - Tarcze sprzęgła są osadzone na wałach, a rolę łącznika odgrywa tarcza współpracująca z kłami obu tarcz. Sprzęgło jest stosowane do wałów o średnicach  $40 \div 120$  mm i przenoszą momenty obrotowe od  $650 \div 8000$  Nm.



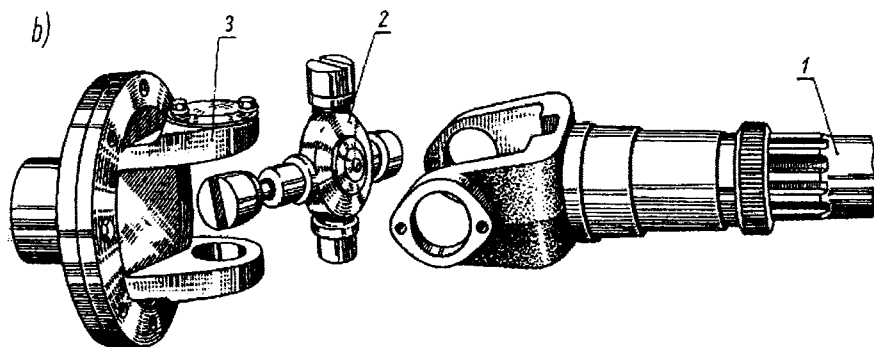
Rys. 3.39 Sprzęgło Oldhama

- 1 – wał napędzający
- 2 – krzyżak
- 3 – widelki krzyżaka

**Sprzęgła przegubowe (Cardana)** - specyficzna grupa sprzęgieł samonastawnych. Mają zastosowanie do przenoszenia momentu między wałami o kącie pomiędzy osiami osiającym  $40^\circ$ . Uzyskuje się to przez użycie sztywnego krzyża, z ułożyskowaniem w widelkach, prostopadłych do siebie. Przy zastosowaniu jednego przegubu krzyżakowego wał napędzany uzyskuje zmienną prędkość obrotową, co jest dozwolone wyłącznie w zespołach maszyn o podrzędnym znaczeniu.

Aby otrzymać jednakowe prędkości obrotowe na obu wałach należy wykonać sprzęgło o dwóch przegubach krzyżakowych z wałkiem pośrednim. Warunkiem poprawnej pracy jest zachowanie tego samego kąta pochyleń oraz położenie widełek wałka pośredniego w jednej płaszczyźnie.

Przy takim układzie wał pośredni obraca się ze zmienną prędkością, co wywołuje drgania przy większych prędkościach obrotowych. W celu eliminacji tego źródła drgań należy stosować możliwie najkrótszy wałek pośredni. Przy konieczności przesunięcia równoległego któregoś wałka (*np. w obrabiarce*), wałek pośredni jest dwuczęściowy łączony teleskopowo.

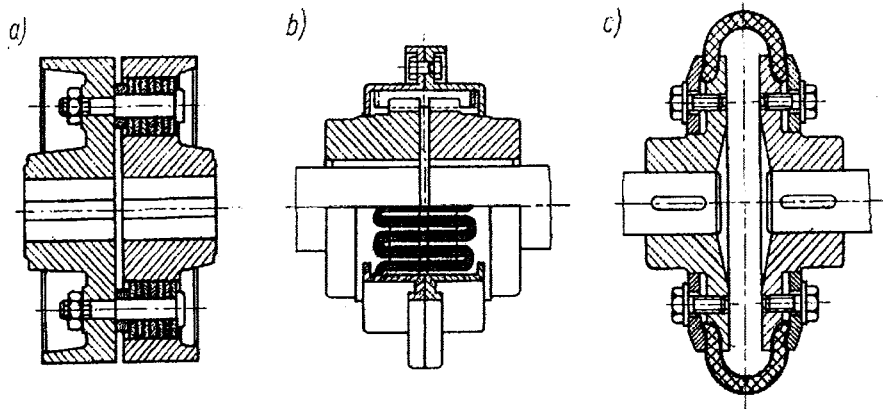


Rys. 3.40 Sprzęgło Cardana:

- 1 – wał napędzający,
- 2 – krzyżak,
- 3 – widełki krzyżaka

Sprzęgła Cardana znalazły szerokie zastosowanie nie tylko w motoryzacji, ale całym przemysłem maszynowym. Wiele z podzespołów układów napędowych nie mogłyby być połączone ze względu na swoją konstrukcję. Sprzęgło Cardana umożliwia rozmieszczenie osi poszczególnych wałów w różnych płaszczyznach.

**Sprzęgła podatne** to takie, gdzie wykorzystano elementy sprężyste, jako łącznik, który kompensuje drgania wałów i niewielkie błędy położenia. Najczęściej stosowanym materiałem na łączniki jest guma, a przy sprzęgłach metalowych wykorzystuje się sprężyny o różnych kształtach.



Rys. 3.41 Sprzęgła stałe podatne:  
a) palcowe,  
b) sprężynowe,  
c) oponowe

- **Sprzęgło palcowe (wkładkowe tulejkowe - rys.3.41a)** składa się z dwóch tarcz osadzonych na wałach za pomocą wpustów. W jednej z tarcz na jej obwodzie są umieszczone wkładki gumowe lub pakiety podkładek skórzanych skręconych śrubami. Podczas krótkotrwałego wzrostu momentu wkładki wykonane z gumy ulegają ściśnięciu, przez co redukują konsekwencje przeciążenia. Stosowane do wałów o średnicach pomiędzy 12÷280mm i do przekazywania momentu obrotowego 55Nm - 80kNm.
- **Sprzęgło sprężynowe (rys.3.42b)** ma odpowiednio ukształtowaną sprężynę taśmową, która naprzemianlegle przechodzi między występami obu tarcz, łącząc je na stałe.
- **Sprzęgło kablakowe (oponowe - rys. 3.43c)** - na obwodzie dwu tarcz jest zamocowany śrubami łącznik gumowy, kształtem przypominający oponę. Średnica takiego sprzęgła mieści się w zakresie 180 - 350mm. Moment maksymalny przez takie sprzęgło to 250-3000Nm - zależne od wielkości sprzęgła.

## Sprzęgła sterowane

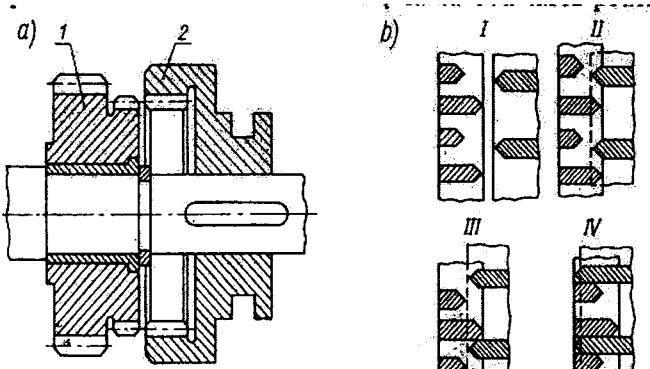
**Sprzęgła sterowane** - to takie, które są wyposażone w mechanizmy pozwalające pracownikowi obsługującego maszynę na połączenie bądź rozłączenie współpracujących elementów sprzęgła. Czynności te mogą być wykonywane na ruchomym albo nieruchomym sprzęgle, jak i wyłączenie, bez lub z obciążeniem.

Sprzęgła sterowane można podzielić na:

- sprzęgła przełączalne *synchroniczne* - charakteryzują się tym, że przełączanie zachodzi tylko wtedy, gdy wały bierny i czynny mają równe albo zbliżone do siebie prędkości kątowe.
- sprzęgła przełączalne *asynchroniczne* (*cierne*) - przenoszą moment obrotowy za pomocą sił tarcia, nie jest to przeszkodą dla przełączania sprzęgła przy różnych prędkościach obrotowych obu wałów.

**Sprzęgła przełączalne synchronicznie** - znane również pod nazwą rozłączalne kształtowe, ze względu na łącznik, którego funkcję spełniają często zęby albo kły.

**Sprzęgło zębate** - zbudowane z dwóch tarcz, jedno o uzębieniu zewnętrznym, drugie wewnętrznym, jedna z nich jest przesuwna. Analogicznie, jak w sprzęgłach kłowych, obrabia się zęby, aby ułatwić włączanie. Krawędzie zębów mają fazowania lub zaokrąglenia, oprócz tego jest ścinany, co drugi ząb tak, by stworzyć szersze luki.



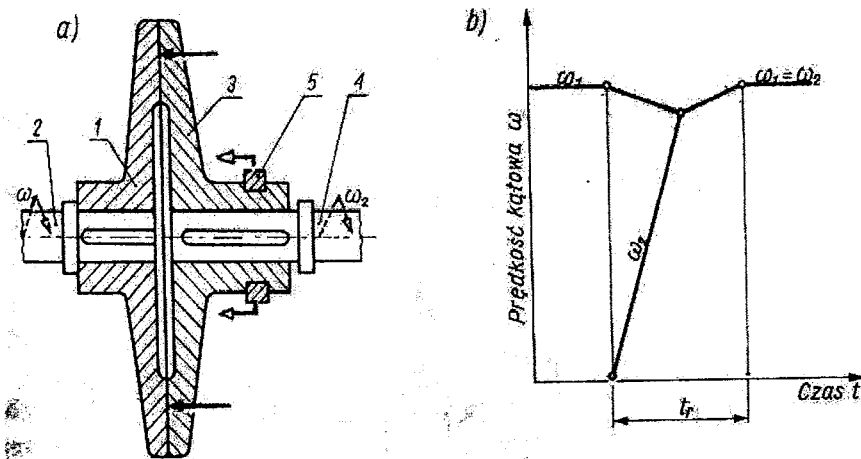
Rys. 3.42 Sprzęgło zębate:

- a) budowa,  
b) kolejne fazy włączania  
1 - wieniec zębata wewnętrzny,  
2 - wieniec zębata zewnętrzny,

**Sprzęgła przelączalne asynchronicznie (cierne)** - na tarcze wywierana jest siła dociskająca je do siebie, co powoduje powstanie siły tarcia na powierzchniach ciernych, dzięki której jest przenoszony moment obrotowy z wału napędowego na napędzany. Główną zaletą jest to, że można je włączać przy różnych prędkościach wałów, nawet przy nieruchomym wale biernym. Największe zużycie występuje w momencie włączenia. Tarcze sprzęgłowe, do czasu wyrównania obrotów na obu wałach, ślizgają się po sobie, przez co następuje silne nagrzanie i wzajemne zużycie powierzchni ciernych. Aby zminimalizować zużycie należy skrócić czas rozruchu do minimum. Można to uzyskać stosując właściwą konstrukcję sprzęgła, jednak to wprowadza potrzebę stosowania silnika o podwyższonej mocy. W maszynach z dużą bezwładnością mas układu biernego, wydłuża się okres rozruchu.

Zasadnicze grupy sprzęgieł ciernych odróżnia kierunek i sposób docisku, a także kształt, liczba i materiał użyty na powierzchniach ciernych. Dobór materiału ma ogromne znaczenie na trwałość oraz na możliwości sprzęgła. Od nich wymaga się dużego współczynnika tarcia, dobrej wytrzymałości mechanicznej, szybkiego odprowadzania ciepła, wytrzymałość na zużycie oraz brak tendencji do zacierania się. Głównie wybiera się metale albo materiały o dużym współczynniku tarcia. Metale cechuje wyższa trwałość, materiały specjalne z reguły dość szybko ulegają zużyciu i nie przenoszą dużych nacisków.

Sprzęgła cierne są przeznaczone do pracy na sucho jak i ze smarowaniem powierzchni ciernych. Przez smarowanie wydłuża się czas eksploatacji sprzęgła kosztem obniżenia współczynnika tarcia. Pozwala także na użycie większych nacisków i odbiera część energii cieplnej. Podczas doboru sprzęgła należy mieć na uwadze, w jakich warunkach sprzęgło będzie pracować i jakie mają być okresy pomiędzy jego naprawami.



Rys. 3.43 Sprzęgło cierne tarczowe: a) budowa i zasada działania, b) wykres przebiegu rozruchu sprzęgła

**Sprzęgło tarczowe** należy do najmniej skomplikowanych. Zbudowane jest z dwóch tarcz – jedna 1 jest osadzona nieruchomo na wale czynnym 2, druga 3 ma możliwość przesuwu wzdłuż wpustu na wale biernym 4 za pomocą pierścienia 5, stanowiącego część mechanizmu włączającego. Przez dociśnięcie tarczy przesuwnej stałą siłą  $F_w$  do tarczy stałej następuje przeniesienie momentu obrotowego. Aby zapobiec szybkiemu zużyciu sprzęgła maksymalny moment obrotowy, jaki przenosi sprzęgło powinien być mniejszy niż moment tarcia uzyskany od siły dociskowej  $F_w$

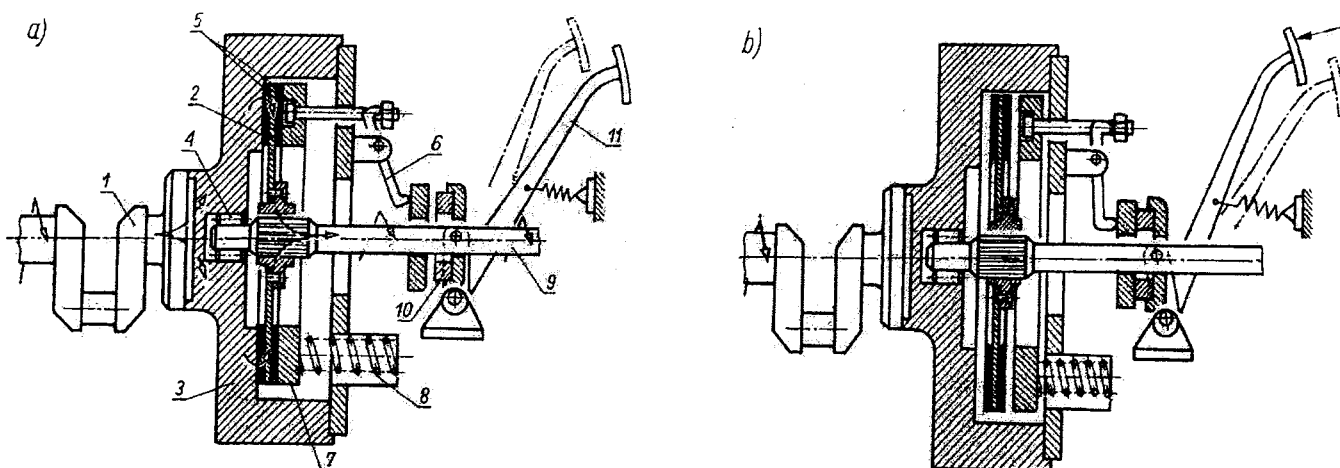
$$M_T \geq M_{\max} = K \cdot M$$

gdzie:  $K$  – współczynnik przeciążenia

$M$  – moment obrotowy [kW]

Prędkość kątowna wału biernego  $\omega_2$  zmienia się od wartości początkowej 0 do wartości bliskiej prędkości wału czynnego  $\omega_1$  (zwykle w sprzęgłach jest pewien poślizg). Zrównanie prędkości odbywa się w pewnym czasie zwanym czasem rozruchu  $t_r$ .

Sprzęgła tarczowe są powszechnie stosowane w układach przeniesienia napędu pojazdów samochodowych.



Rys. 3.44 Zasada działania samochodowego sprzęgła tarczowego:

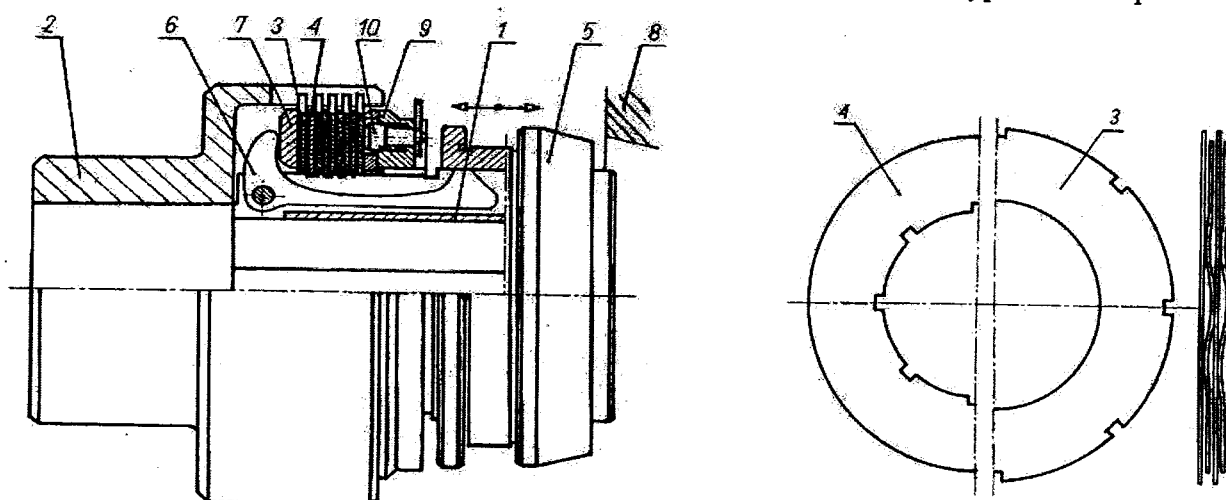
a) sprzęgło w stanie włączenia,

b) w stanie wyłączenia:

1- wał korbowy silnika, 2- tarcza sprzęgła, 3- koło zamachowe silnika, 4- łożysko oporowe, 5- okładziny cierne, 6- dźwignia wyłączająca, 7- tarcza dociskowa, 8- sprężyna dociskowa, 9- wał sprzęgłowy, 10- łożysko wyciskowe, 11- pedał

Sprzęgło tarczowe jest włączone, gdy kierowca nie naciska nogą pedału. Wówczas tarcza cierna 2 (osadzona na wielowypuście) jest dociskana do koła zamachowego 3, sprzężonego z wałem korbowym silnika. Dzięki temu moment obrotowy jest przekazany z wału korbowego – przez skrzynię biegów i pozostałe mechanizmy układu napędowego – na koła jezdne. W chwili naciśnięcia na pedał – za pośrednictwem układu dźwigni – następuje ściśnięcie sprężyn dociskowych 8 i odsunięcie tarczy czarnej 2 od koła zamachowego 3. Dzięki temu, że wał korbowy nadal się obraca, nie następuje przeniesienie napędu na wałek sprzęgłowy skrzynki biegów.

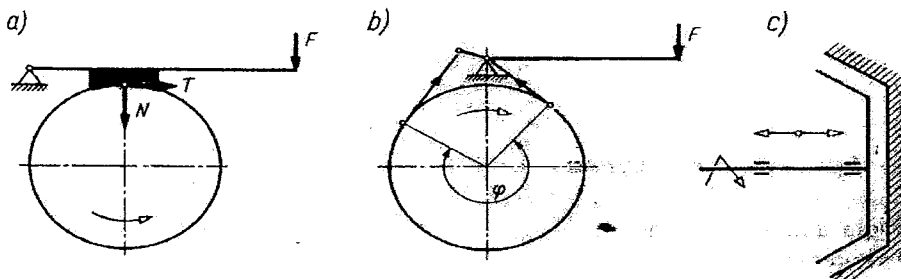
**Sprzęgło cierne wielopłytkowe** - to zwielokrotnione sprzęgło tarczowe. Składa się z kilku płytek 3 i 4 osadzonych na przemian w osłonie 1 i korpusie 2. Osłona 1 jest sprzężona z wałem czynnym, korpus 2 zaś z wałem biernym za pomocą wpustów. Włączenie sprzęgła uzyskuje się przez przesunięcie tulei 5, która naciskając dźwignię 6 powoduje za pośrednictwem płytki oporowej 7 ściśnięcie płytek 3 i 4 i przeniesienie momentu obrotowego z osłony 1 na korpus 2. Rozłączenie sprzęgła następuje przez odsunięcie tulei 5 wraz z częścią stożkową, która cofając się ulegnie zakleszczeniu w gnieździe stożkowym nieruchomego korpusu maszyny 8. W miarę zużywania się płytek do regulacji luzu występującego między nimi służy pierścień oporowy 9 wraz z zatrząskiem. Przez obrót pierścienia następuje kasowanie luzu. Trzy dźwignie 6 są zamocowane na obwodzie korpusu, co 120°. Płytki 3, z wycięciami zewnętrznymi, są osadzone na odpowiednich wypustkach osłony 1, płytki 4 wycięciami wewnętrznymi, na wypustkach korpusu 2.



Rys. 3.45 Sprzęgło cierne wielopłytkowe: 1- osłona, 2- korpus, 3- płytki zewnętrzne, 4- płytki wewnętrzne, 5- tuleja, 6- dźwignia, 7- płytki oporowa, 8- korpus maszyny, 9- pierścień oporowy, 10- zatrząsk

## Hamulce

**Hamulec** - urządzenie mechaniczne służące do zatrzymywania, zwalniania lub regulacji ruchu maszyn. W budowie maszyn najczęściej są stosowane hamulce cierne. Składają się one z tarczy (lub bębna), która obraca się wraz z wałem oraz drugiej części nieruchomej. Wskutek docięnięcia części nieruchomej do części ruchomej powstają siły tarcia, które powodują zmniejszenie prędkości lub zatrzymanie obracających się elementów maszyny. Do podstawowych hamulców ciernych zalicza się: hamulce klockowe, tarczowe, oraz cięgnowe.



Rys. 3.46 Schematy hamulców:

- a) jednoklockowego,
- b) cięgnowego,
- c) talerzowego

Ze względu na charakter pracy hamulce dzieli się na:

- **hamulce zatrzymujące** - służą do: zmniejszania prędkości, lub zatrzymywania ruchomych, najczęściej obrotowych, elementów mechanizmów, lub maszyn
- **hamulce luzujące** - służą do: trzymania elementów mechanizmów, lub maszyn nieruchomo, lub pozwalania im się obracać w pewnych sytuacjach

Zależnie od rodzaju mechanizmu włączającego i wyłączającego rozróżniamy hamulce:

- cierne mechaniczne;
- hydrauliczne;
- pneumatyczne;
- elektromagnetyczne.

Hamulce cierne mechaniczne dzielimy na:

- hamulce tarczowe – stożkowe i wielopłytkowe;
- klockowe (szczękowe);
- cięgnowe (taśmowe).

**Hamulec klockowy** - hamulec, w którym elementem hamującym są klocki dociskane promieniowo do obwodu hamowanego koła. Klocki hamulcowe mogą być wykonane z tworzyw sztucznych (*w hamulcach obrabiarek*), z mieszanki ciernej (*w rowerach*) lub z żeliwa (*w zestawach kolejowych*). Hamulce klockowe mogą być uruchamiane ręką operatora działającą bezpośrednio na dźwignię hamulca (*w rowerze*), za pośrednictwem korby (*hamulce postojowe w wagonach*), siłownikiem pneumatycznym podciśnieniowym (*w pociągach*) lub siłownikiem elektromagnetycznym (*w obrabiarkach*).

**Hamulce klockowe** – dzielimy je na jedno- lub dwuklockowe. Moment tarcia na bębnie hamulcowym ma zwrot przeciwny do zwrotu momentu obrotowego. W celu zahamowania bębna  $M_T$  musi pokonać moment obrotowy i bezwładności hamowanego układu.

$$M_T = (1,75 \div 2,5)M_0$$

Większe  $M_T$  przyjmujemy, gdy jest duża prędkość obrotowa układu hamowanego oraz gdy żądamy, aby czas hamowania był krótszy.

Wartość nacisku siły klocka na bęben wynosi:

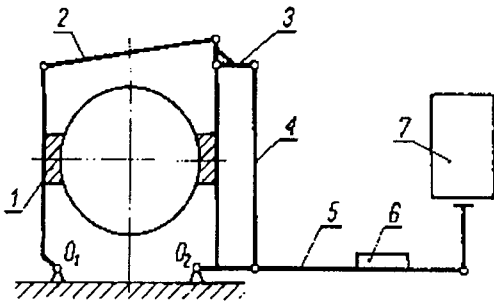
$$M_T = T \cdot \frac{D}{2} = F_n \cdot \mu \cdot \frac{D}{2}$$
$$F_n = \frac{2 \cdot M_T}{\mu \cdot D}$$

Siłę  $F_n$  będziemy traktować, jako siłę skupioną zastępującą obciążenie ciągłe wynikające z nacisku klocka na bęben.



**Hamulce jednoklockowe** posiadają tylko jeden klocek hamulcowy (*np. w rowerze*). Nacisk klocka na koło powoduje powstanie dużej siły przenoszącej się na wał lub oś hamowanego koła.

**Hamulce dwuklockowe** (*na przykład w pociągach*) posiadają dwa klocki rozmieszczone symetrycznie. Ich naciski wzajemnie równoważą się nie powodując dodatkowych obciążeń wału lub osi.

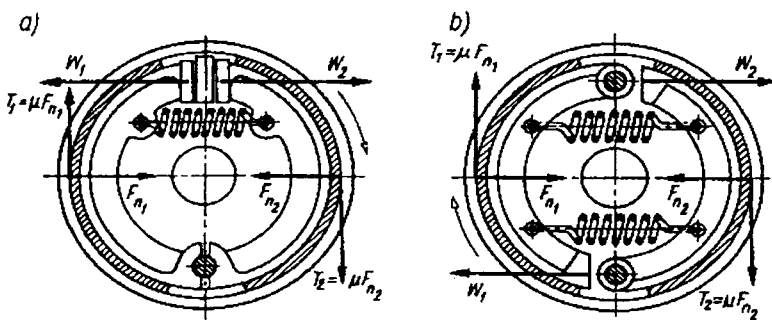


**Rys.3. 47** Schemat hamulca dwuklockowego z luzownikiem:

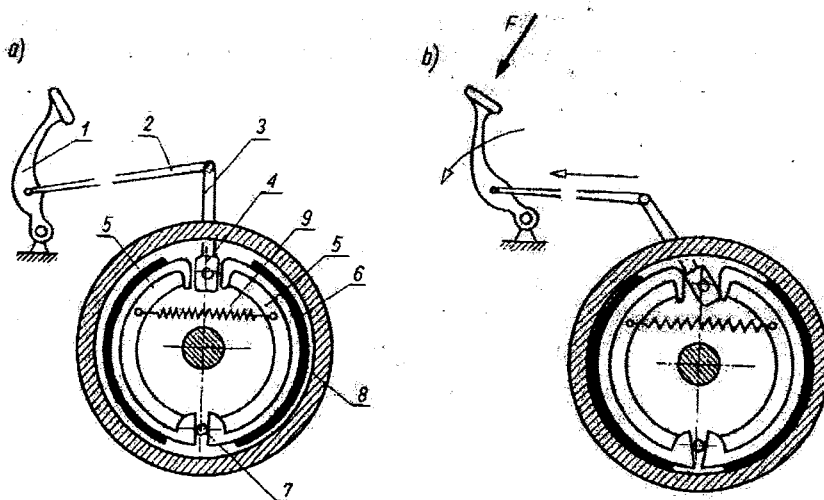
- 1 – klocki hamulcowe,
- 2 ÷ 5 dźwignie, 6 – ciężar,
- 7 – luzownik

### Hamulce szczękowe wewnętrzne

**Hamulce szczękowe wewnętrzne** mają szczęki umieszczone wewnątrz bębna hamulcowego. Są to hamulce zaciskowe, w których szczęki są odsunięte od bębna dzięki sprężynom. Hamowanie ruchu obrotowego bębna następuje wskutek działania sił włączających ( $W_1$  i  $W_2$ ) na swobodne końce szczęk, co powoduje dociśnięcie szczęk do bębna. Gdy występują jednakowe siły włączające ( $W_1$  i  $W_2$ ), rys 3.48a przedstawia układ, w którym wartości  $F_{n1}$  i  $F_{n2}$  są różne natomiast rys 3.48b, gdy działanie hamujące obu szczęk jest jednakowe.



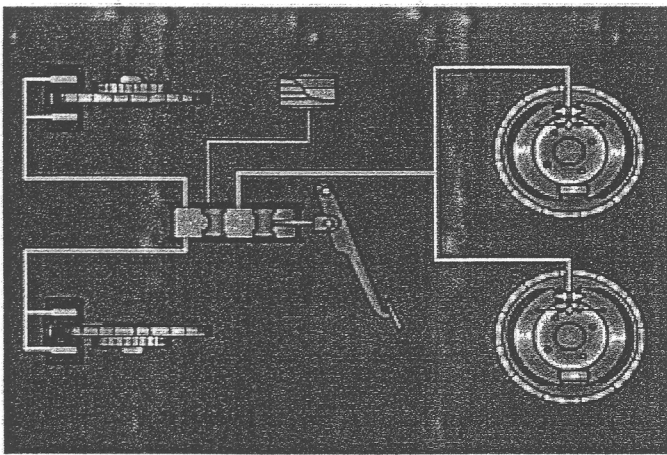
**Rys.3. 48** Schematy hamulców szczękowych wewnętrznych



**Rys. 3.49** Hamulec bębnowy:  
a) w stanie wyłączonym,  
b) w stanie włączonym

- 1- pedał nożny,
- 2- łącznik,
- 3- dźwignia,
- 4- krzywka,
- 5- szczęki,
- 6- okładziny szczęk,
- 7- oś obrotu szczęk,
- 8- bęben,
- 9- sprężyna dociskająca szczęki

Rysunek 3.49 przedstawia zasadę działania samochodowego hamulca bębnowego. Podczas hamowania do wewnętrznej powierzchni bębna 8, stanowiącego część koła jezdnego są dociskane szczęki 5 rozpierane za pomocą krzywki 4 lub mechanizmu hydraulicznego. Wyłączenie hamulca następuje dzięki sprężynie 9 ściskającej szczęki



Szczęki hamulcowe pokryte okładzinami ciernymi umieszczone są wewnątrz bębna hamulcowego (znajdującego się w kole jezdny); podczas hamowania tłok, poruszający się wskutek zmian ciśnienia płynu hamulcowego, dociska szczęki do wewnętrznej powierzchni bębna.

### Hamulce cięgnowe

Hamulce cięgnowe – charakteryzują się większą skutecznością hamowania stosujemy, gdy występują duże  $M_0$ . Prosta konstrukcja, zwarta budowa. Wada: zginanie wału pod wpływem naciągu cięgna.

Cięgna – cienka taśma stalowa wyłożona materiałem ciernym. Gdy niewielkie momentach hamowania – nie ma okładziny.

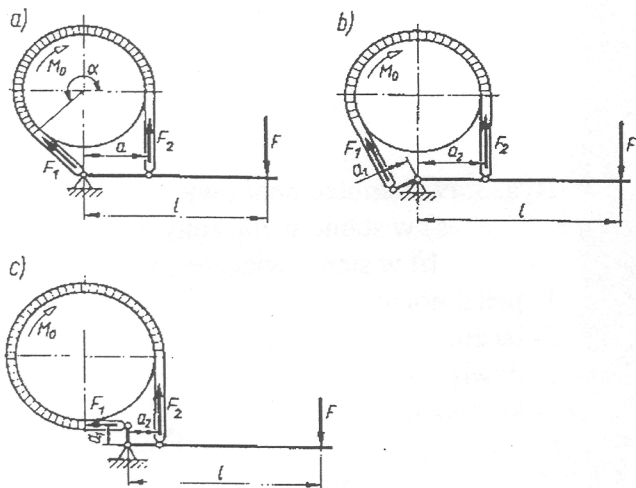
Obliczanie tych hamulców polega na określeniu  $M_T$ , niezbędnego do zahamowania bębna, obliczeniu wartości sił w cięgnie oraz obliczeniu siły  $F$ , jaką należy przyłożyć do końca dźwigni.

Wartość  $M_T$  ustalamy z założenia:

$$M_T = (1,75 \div 2,5)M$$

Gdy będziemy mieli ustaloną średnicę bębna  $D$  (z warunków konstrukcyjnych), możemy określić siłę tarcia  $T$  potrzebną do zahamowania bębna

$$T = \frac{2M_T}{D}$$



Rys. 3.50 Hamulce cięgnowe:

- a) zwykły,
- b) różnicowy,
- c) sumowy

**Hamulec zwykły** – cięgno współpracuje z bębniem na części jego obwodu (odpowiada to kątowi  $\alpha$ ).

W cięgnie wyróżniamy:

część czynną – nabiegającą na bęben – działa w niej siła  $F_1$ ;

część bierną – działa w niej siła  $F_2$ .

Siła  $F_1 > F_2$ , ponieważ część czynna cięgna obciążona jest dodatkowo siłą tarcia  $T$  wywołaną momentem obrotowym.

W hamulcu zwykłym część czynna cięgna zamocowana jest w punkcie obrotu dźwigni – na dźwignię działają siły:  $F_2$  oraz  $F$

Warunek równowagi przyjmie postać:

$$F \cdot l - F_2 \cdot a = 0$$

$$F = F_2 \frac{a}{l}$$

Zalecane przełożenie dźwigni  $l/a = 3 \div 6$

Gdy zmienimy kierunek ruchu obrotowego, wówczas część czynna będzie pełnił funkcję części biernej i odwrotnie.

$$F = F_1 \cdot \frac{a}{l}$$

### Hamulec różnicowy

Warunek równowagi dla hamulca różnicowego:

$$F \cdot l + F_1 \cdot a_1 - F_2 \cdot a_2 = 0$$

stąd:

$$F = \frac{F_2 \cdot a_2 - F_1 \cdot a_1}{l}$$

Po zmianie kierunku  $n$

$$F = \frac{F_2 \cdot a_2 - F_1 \cdot a_1}{l}$$
$$F = \frac{F_1 \cdot a_2 - F_2 \cdot a_1}{l}$$

Jak widać z powyższych wzorów wartość siły  $F$  jest zależna od wartości  $a_1$  i  $a_2$ . Jeżeli te odległości zostaną niewłaściwie dobrane, to można doprowadzić do sytuacji, gdy siła  $F$  będzie równa lub mniejsza od 0. Doprowadzi to do samozakleszczenia się hamulca

### Hamulec sumowy

Warunek równowagi dla hamulca sumowego ( $a_1 = a_2 = a$ )

$$F \cdot l - F_1 \cdot a - F_2 \cdot a = 0$$

stąd:

$$F = \frac{a(F_1 + F_2)}{l}$$

Po zmianie kierunku ruchu obrotowego bębna (w stosunku do podanego na rysunku) wówczas częścią czynną ciągną będzie dotychczasowa część bierna i odwrotnie.

$$F = \frac{a}{l}(F_1 + F_2)$$

Na podstawie przeprowadzonej analizy hamulców:

1. Hamulec zwykły i różnicowy zastosujemy tam, gdzie jest stały kierunek ruchu obrotowego bębna i wału.
2. W hamulcu różnicowym odpowiednio dobierając długości dźwigni  $a_1$  i  $a_2$  – regulujemy  $F$  (przy niewłaściwej długości tych dźwigni  $F = 0$  lub  $F < 0$  może nastąpić samozakleszczenie). Aby uniknąć samozakleszczenia spełniamy warunek:

$$\frac{a_2}{a_1} \geq e^{\mu \alpha}$$

3. Hamulec sumowy ( $a_1 = a_2 = a$ ) – siła obciążająca  $F$  jest jednakowa dla obydwu kierunków obrotu, ale dość duża jej wartość przekreśla zastosowanie tego hamulca.