



MINISTERSTWO EDUKACJI
i NAUKI



Marek Olsza

**Projektowanie podzespołów osi i wałów
311[20].Z2.02**

Poradnik dla ucznia

Wydawca

**Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy
Radom 2005**

Recenzenci:

mgr inż. Sławomir Jędrzejowski

mgr inż. Jan Stanisław Kawiński

Konsultacja:

dr inż. Zbigniew Kramek

Opracowanie redakcyjne:

mgr inż. Katarzyna Maćkowska

Korekta:

mgr Edyta Koziół

Poradnik stanowi obudowę dydaktyczną programu jednostki modułowej 311[20].Z2.02 Projektowanie podzespołów osi i wałów w modułowym programie nauczania dla zawodu technik mechanik.

Wydawca

Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy, Radom 2005

SPIS TREŚCI

1. Wprowadzenie	3
2. Wymagania wstępne	5
3. Cele kształcenia	6
4. Materiał nauczania	7
4.1. Warunki wytrzymałościowe przy zginaniu	7
4.1.1. Materiał nauczania	7
4.1.2. Pytania sprawdzające	10
4.1.3. Ćwiczenia	10
4.1.4. Sprawdzian postępów	12
4.2. Warunki wytrzymałościowe przy skręcaniu	13
4.2.1. Materiał nauczania	13
4.2.2. Pytania sprawdzające	14
4.2.3. Ćwiczenia	14
4.2.4. Sprawdzian postępów	16
4.3. Warunki wytrzymałościowe przy obciążeniach złożonych	17
4.3.1. Materiał nauczania	17
4.3.2. Pytania sprawdzające	19
4.3.3. Ćwiczenia	19
4.3.4. Sprawdzian postępów	20
4.4. Wyboczenie	21
4.4.1. Materiał nauczania	21
4.4.2. Pytania sprawdzające	23
4.4.3. Ćwiczenia	23
4.4.4. Sprawdzian postępów	24
4.5. Osie i wały. Czopy	25
4.5.1. Materiał nauczania	25
4.5.2. Pytania sprawdzające	30
4.5.3. Ćwiczenia	31
4.5.4. Sprawdzian postępów	32
4.6. Łożyska	33
4.6.1. Materiał nauczania	33
4.6.2. Pytania sprawdzające	43
4.6.3. Ćwiczenia	44
4.6.4. Sprawdzian postępów	45
4.7. Sprzęgła. Hamulce	46
4.7.1. Materiał nauczania	46
4.7.2. Pytania sprawdzające	62
4.7.3. Ćwiczenia	62
4.7.4. Sprawdzian postępów	63
5. Sprawdzian osiągnięć	64
6. Literatura	78

1. WPROWADZENIE

Poradnik będzie Ci pomocny w przyswajaniu wiedzy z zakresu projektowania podzespołów osi i wałów.

Poradnik ten zawiera:

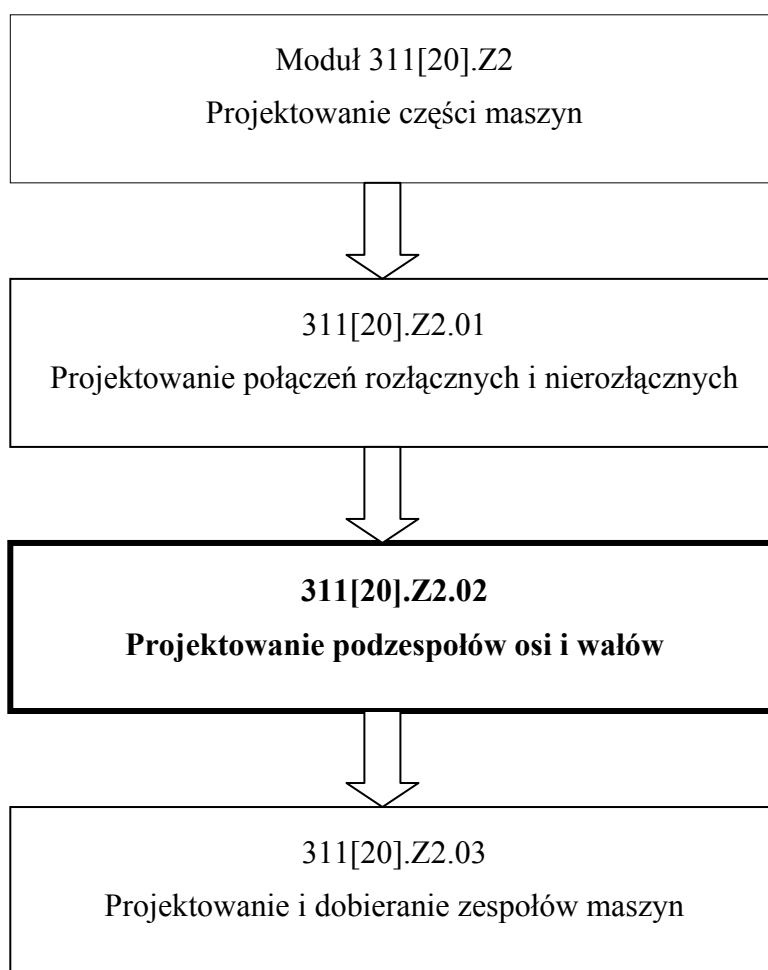
1. Wymagania wstępne, czyli wykaz niezbędnych umiejętności i wiedzy, które powinieneś mieć opanowane, aby przystąpić do realizacji tej jednostki modułowej.
2. Cele kształcenia jednostki modułowej.
3. Materiał nauczania umożliwi samodzielne przygotowanie się do wykonania ćwiczeń i zaliczenia sprawdzianów. Wykorzystaj do poszerzenia wiedzy wskazaną literaturę oraz inne źródła informacji. Obejmuje on również ćwiczenia, które zawierają:
 - wykaz materiałów, narzędzi i sprzętu potrzebnych do realizacji ćwiczenia,
 - pytania sprawdzające wiedzę potrzebną do wykonania ćwiczenia,
 - sprawdzian teoretyczny,
 - sprawdzian umiejętności praktycznych.
4. Przykład zadania/ćwiczenia oraz zestaw pytań sprawdzających Twoje opanowanie wiedzy i umiejętności z zakresu całej jednostki. Zaliczenie tego ćwiczenia jest dowodem osiągnięcia umiejętności praktycznych określonych w tej jednostce modułowej. Wykonując sprawdzian postępów powinieneś odpowiadać na pytanie tak lub nie, co oznacza, że opanowałeś materiał albo nie .

Jeżeli masz trudności ze zrozumieniem tematu lub ćwiczenia, to poproś nauczyciela lub instruktora o wyjaśnienie i ewentualne sprawdzenie, czy dobrze wykonujesz daną czynność. Po przerobieniu materiału spróbuj zaliczyć sprawdzian z zakresu jednostki modułowej.

Jednostka modułowa: Projektowanie podzespołów osi i wałów, której treści teraz poznasz jest jednym z modułów koniecznych do zapoznania się z procesem projektowania części maszyn– schemat 1.

Bezpieczeństwo i higiena pracy

W czasie pobytu w pracowni musisz przestrzegać regulaminów, przepisów bhp i higieny pracy oraz instrukcji przeciwpożarowych, wynikających z rodzaju wykonywanych prac. Przepisy te poznasz podczas trwania nauki.



Schemat układu jednostek modułowych

2. WYMAGANIA WSTĘPNE

Przystępując do realizacji programu jednostki modułowej „Projektowanie podzespołów osi i wałów” powinieneś umieć:

- stosować układ jednostek SI,
- obsługiwać komputer na poziomie podstawowym,
- korzystać z różnych źródeł informacji,
- selekcjonować, porządkować i przechowywać informacje,
- posługiwać się kalkulatorem,
- interpretować związki wyrażone za pomocą wzorów, wykresów, schematów, diagramów, tabel,
- oceniać własne możliwości sprostania wymaganiom stanowiska pracy i wybranego zawodu,
- przestrzegać przepisy BHP.

3. CELE KSZTAŁCENIA

W wyniku realizacji programu jednostki modułowej powinieneś umieć:

- wykonać wykresy sił tnących i momentów gnących dla różnych przypadków obciążenia belek,
- obliczyć osiowy moment bezwładności figury złożonej,
- obliczyć naprężenia gnące w belce zginanej,
- obliczyć naprężenia skręcające w belce skręcanej,
- obliczyć naprężenia w belce zginanej i ściskanej (rozciąganej),
- obliczyć naprężenia w belce zginanej i skręcanej,
- wykonać obliczenie pręta na wyboczenie,
- rozróżnić obciążenia przenoszone przez wały i osie,
- odczytać z rysunku złożeniowego sposób osadzenia piasty na wale,
- wyjaśnić wpływ karbu na naprężenia występujące w wale,
- zaprojektować wał dwupodporowy i wał o równomiernej wytrzymałości na zginanie,
- dobrać łożysko ślizgowe dla zadanego przypadku,
- określić przyczyny grzania i nierównomiernego zużycia łożysk ślizgowych,
- sklasyfikować i scharakteryzować łożyska toczne,
- dobrać łożysko toczne na podstawie katalogu,
- wskazać sposoby ustalania i uszczelniania łożysk tocznych,
- rozróżnić sprzęgła oraz scharakteryzować ich rodzaje i budowę,
- dobrać z katalogu sprzęgło znormalizowane dla zadanego przypadku,
- scharakteryzować hamulce klockowe i cięgnowe,
- zaprojektować hamulec klockowy,
- scharakteryzować hamulce hydrauliczne i pneumatyczne,
- scharakteryzować hamulce elektromagnetyczne.

4. MATERIAŁ NAUCZANIA

4.1. Warunki wytrzymałościowe przy zginaniu

4.1.1. Materiał nauczania

Zginanie zachodzące pod wpływem dowolnych sił działających na belkę nazywamy zginaniem złożonym. Belkami nazywamy elementy zginane. Na belkę może działać obciążenie w postaci sił skupionych lub obciążenia ciągłego.

Siła skupiona jest to obciążenie przyłożone w jednym punkcie lub rozłożone na bardzo małym odcinku. Równomierne obciążenie ciągłe jest to obciążenie rozłożone na znacznej długości (rys.1.). Oznaczamy je literą q i podajemy w N/m. Jeżeli długość belki obciążonej w sposób ciągły wynosi l , to całkowita siła działająca na belkę, pochodząca od tego obciążenia ciągłego, wynosić będzie $Q = q \cdot l$.



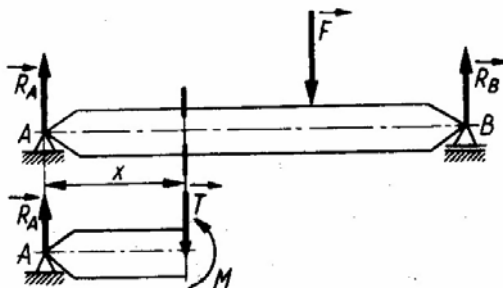
Rys. 1. Obciążenie ciągłe belki

Źródło: Siuta W.: Mechanika techniczna. WSiP, Warszawa 1997.

Możliwe jest jeszcze nierównomierne obciążenie ciągłe belek (trójkątne, trapezowe, półkolisty). Momentem gnącym w danym przekroju belki nazywamy sumę momentów (względem środka ciężkości tego przekroju) wszystkich sił zewnętrznych działających na część belki odciętą tym przekrojem.

Moment zginający uważamy za dodatni, jeśli wygina on belkę wypukłością ku dołowi. Momenty zginające wyginające belkę wypukłością do góry uważamy za ujemne (rys.2.).

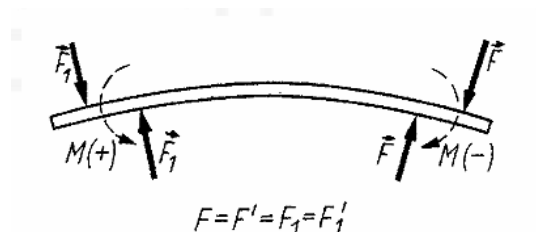
Siłą normalną w danym przekroju poprzecznym belki nazywamy rzut na kierunek normalnej wypadkowej wszystkich sił zewnętrznych działających na część belki odciętą tym przekrojem. Siłą tnącą w danym przekroju poprzecznym belki nazywamy rzut na płaszczyznę tego przekroju wypadkowej wszystkich sił zewnętrznych działających na część belki odciętą tym przekrojem. Obliczając siłę tnącą przez sumowanie sił zewnętrznych po lewej stronie przekroju, należy siły zewnętrzne zwrócone do góry uważać za dodatnie, a siły zwrócone w dół - za ujemne. Obliczając natomiast siłę tnącą przez sumowanie sił po prawej stronie przekroju, należy siły zewnętrzne zwrócone do góry uważać za ujemne, a siły zwrócone w dół za dodatnie.



Rys. 2. Określanie znaków sił tnących i momentów gnących

Źródło: Siuta W.: Mechanika techniczna. WSiP, Warszawa 1997.

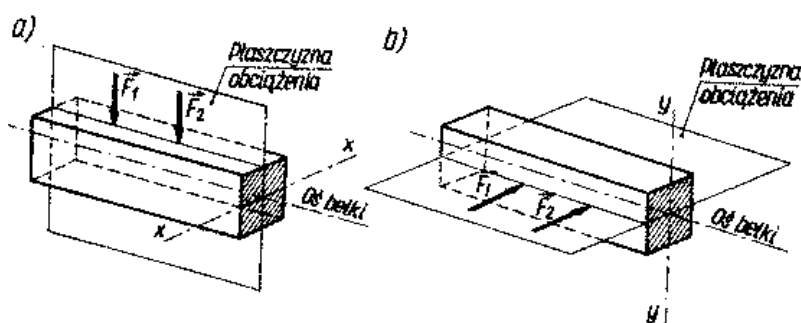
Wykresy momentów gnących i sił tnących ilustrują przebieg obciążenia belki wzdłuż jej osi. Czystym zginaniem nazywamy odkształcenie belki pomiędzy dwiema parami sił o równych momentach (rys.3.).



Rys. 3. Czyste zginanie

Źródło: Praca zbiorowa. Mały poradnik mechanika. WNT, Warszawa 1999

Przy czystym zginaniu w przekrojach poprzecznych belki nie ma naprężeń stycznych.



Rys. 4. Położenie osi obojętnej: a) osią obojętną jest oś x, b) osią obojętną jest oś y

Źródło: Siuta W.: Mechanika techniczna. WSiP, Warszawa 1997.

Największe naprężenie normalne występuje we włóknach najdalej położonych od osi obojętnej przekroju poprzecznego

$$\sigma_{\max} = \frac{My_{\max}}{I_z}$$

gdzie:

M - moment gnący,

y_{\max} - odległość najdalej położonych włókien od osi obojętnej,

I_z - moment bezwładności względem osi obojętnej.

Wskaźnikiem wytrzymałości przekroju na zginanie względem osi obojętnej nazywamy stosunek momentu bezwładności tego przekroju względem osi obojętnej do odległości włókien skrajnych od tej osi

$$W = \frac{I}{e}$$

gdzie:

I - moment bezwładności względem osi obojętnej,

e - odległość włókien skrajnych od tej osi.

Obliczenia wytrzymałościowe belek zginanych sprowadzają się do określenia największego naprężenia normalnego, występującego w przekroju poprzecznym belki. Warunek wytrzymałościowy przedstawia się następująco

$$\sigma_g = \frac{M_{\max}}{W} \leq k_g$$

gdzie k_g - naprężenie dopuszczalne przy zginaniu.

Momentem bezwładności układu mechanicznego względem nieruchomej osi a nazywamy wielkość fizyczną I_a równą sumie iloczynów mas wszystkich n punktów materialnych układu i kwadratów ich odległości od osi:

$$I_a = \sum_{i=1}^n m_i r_i^2$$

gdzie m_i jest masą i -tego punktu, a r_i - jego odległością od osi.

Moment bezwładności danej bryły względem dowolnej osi zależy od masy, kształtu i rozmiarów bryły oraz położenia bryły względem tej osi.

Twierdzenie Steinera

Moment bezwładności I dowolnego ciała względem dowolnej osi jest równy sumie momentu bezwładności I_o względem osi równoległej przechodzącej przez środek masy ciała oraz iloczynu masy tego ciała i kwadratu odległości a obu osi:

$$I = I_o + ma^2$$

Moment bezwładności ciała płaskiego względem osi prostopadłej do jego płaszczyzny równa się sumie momentów bezwładności względem dwóch osi wzajemnie prostopadłych, leżących w jego płaszczyźnie.

$$I = I_x + I_y$$

Biegunowy moment bezwładności jest sumą osiowych momentów bezwładności względem dwóch prostopadłych osi przechodzących przez ten biegun.

$$I_o = I_x + I_y$$

Twierdzenia Steinera dla figury płaskiej

Moment bezwładności figury płaskiej względem osi równoległej do osi środkowej jest równy momentowi bezwładności tej figury względem jej osi środkowej, zwiększonemu o iloczyn pola figury i kwadratu odległości pomiędzy osiami.

$$I_l = I_x + Sa^2$$

Moment bezwładności bryły jest miarą jej bezwładności w ruchu obrotowym wokół nieruchomej osi a .

$$I_o = I_{xx} + I_{yy} + I_{zz}$$

Biegunowy moment bezwładności jest równy sumie momentów bezwładności względem trzech wzajemnie prostopadłych płaszczyzn przecinających się w biegunie O .

4.1.2. Pytania sprawdzające

Odpowiadając na pytania, sprawdzisz, czy jesteś przygotowany do wykonania ćwiczeń.

1. Kiedy zachodzi zginanie złożone?
2. Jaka jest różnica pomiędzy obciążeniem siłą skupioną a równomiernym obciążeniem ciągłym?
3. Co nazywamy momentem gnącym belki?
4. Kiedy moment gnący jest dodatni?
5. Jaka jest różnica pomiędzy siłą normalną a siłą tnącą w danym przekroju?
6. Jak reguła obowiązuje przy ustalaniu znaku siły tnącej?
7. Kiedy występuje czyste zginanie?
8. Co nazywamy osią obojętną belki?
9. Czy potrafisz scharakteryzować wskaźnik wytrzymałości przekroju na zginanie?
10. Jaki jest warunek wytrzymałości ma zginanie?
11. Co rozumiesz pod pojęciem momentu bezwładności?
12. Czego dotyczy twierdzenie Steinera?

4.1.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

Lina stalowa złożona z drucików o średnicach $d = 0,8$ mm jest nawijana na bęben o średnicy $D=40$ cm. Obliczyć, jakie naprężenia wywołane zginaniem powstają w drutach, jeżeli moduł Younga $E = 2,2 \cdot 10^5$ MPa.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

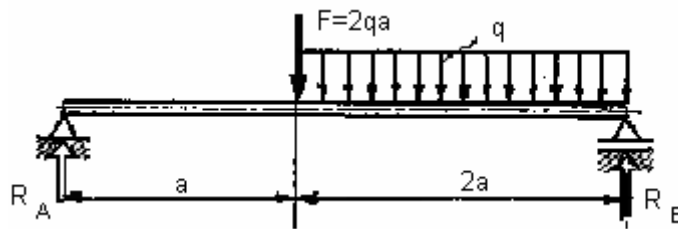
- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy zadania,
- 3) zanotować dane w zeszycie przedmiotowym,
- 4) dokonać zamiany jednostek,
- 5) wyszukać w poradniku właściwy wzór do obliczeń,
- 6) obliczyć naprężenia zginające,
- 7) zaprezentować wykonane ćwiczenie,
- 8) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- model gumowy belki do ilustracji odkształceń przy zginaniu i skręcaniu,
- normy PN, ISO,
- poradnik,
- zbiór zadań z mechaniki technicznej,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 2

Wykonać wykresy sił tnących i momentów gnących dla belki przedstawionej na rysunku.



Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy zadania,
- 3) wypisać, w zeszycie przedmiotowym, warunki równowagi,
- 4) obliczyć R_A i R_B ,
- 5) dobrać wielkość przedziałów,
- 6) obliczyć siły tnące,
- 7) obliczyć momenty gnące,
- 8) sporządzić wykres sił tnących i momentów gnących w zeszycie przedmiotowym,
- 9) zaprezentować wykonane ćwiczenie,
- 10) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- model gumowy belki do ilustracji odkształceń przy zginaniu i skręcaniu,
- normy PN, ISO,
- poradnik,
- zbiór zadań z mechaniki technicznej,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 3

Belka o długości $l = 2$ m oparta końcami na dwóch podporach i obciążona w sposób ciągły ($q = 10$ kN/m) ma przekrój prostokątny o wysokości dwukrotnie większej od szerokości ($h = 2b$). Obliczyć konieczną szerokość i wysokość belki, jeżeli naprężenia dopuszczalne na zginanie wynoszą $k_g = 150$ MPa.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) dokonać analizy zadania,
- 2) wypisać warunki równowagi,
- 3) obliczyć maksymalny moment gnący,
- 4) wypisać i przekształcić wzór na moment bezwładności przekroju poprzecznego,
- 5) wypisać i przekształcić wzór na wskaźnik wytrzymałości przekroju,
- 6) wypisać i przekształcić wzór na wytrzymałość na zginanie,
- 7) obliczyć wysokość i szerokość belki.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- poradnik,
- zbiór zadań z mechaniki technicznej,
- literatura z rozdziału 6.

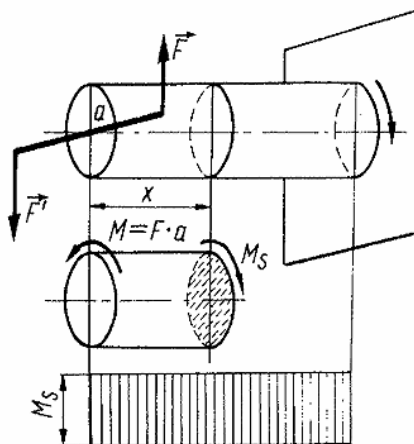
4.1.4. Sprawdzian postępów

	Tak	Nie
Czy potrafisz:		
1) obliczyć momenty bezwładności figur płaskich?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
2) obliczyć momenty bezwładności brył?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3) zastosować twierdzenie Steinera?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
4) obliczyć siły tnące w przekroju belki?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
5) wykonać wykres sił tnących?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
6) obliczyć momenty gnące?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
7) wykonać wykres momentów gnących?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
8) obliczyć naprężenia gnące w przekroju belki?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
9) zastosować warunek wytrzymałości na zginanie?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

4.2. Warunki wytrzymałościowe przy skręcaniu

4.2.1. Materiał nauczania

Skręcanie statyczne występuje podczas przyłożenia pary sił o tych samych wartościach, różnych zwrotach w płaszczyźnie przekroju normalnego (rys.5.). Moment tej pary sił nazywamy momentem skręcającym i oznaczamy M_s . Wartość tego momentu jest równa momentowi pary sił zewnętrznych $M_s = F \cdot a$



Rys. 5. Moment skręcający

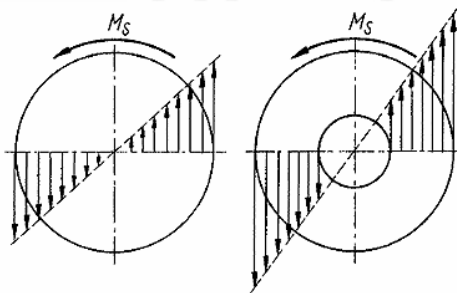
Źródło: Siuta W.: Mechanika techniczna. WSiP, Warszawa 1997.

Momenty skręcające przekazywane na wał (za pomocą pasa czy kół zębatach) można obliczyć, jeżeli znamy moc P przekazywaną i prędkość obrotową wału n

$$M_s = 9554,14 \frac{P}{n}$$

gdzie P - moc w kW,
 n - prędkość obrotowa wału w obr/min,
 M_s - moment skręcający w N · m.

W wyniku skręcania pręta w jego przekrojach występują tylko naprężenia styczne. Naprężenia styczne podczas skręcania zmieniają się proporcjonalnie do ich odległości od środka przekroju (rys.6.).



Rys. 6. Rozkład naprężeń skręcających

Źródło: Praca zbiorowa. Mały poradnik mechanika. WNT, Warszawa 1999

Na zewnętrznej powierzchni elementu skręcanego naprężenia są największe, i wynoszą

$$\tau = \frac{M_s}{I_0} \cdot r$$

gdzie I_0 - biegunowy moment przekroju względem środka tego przekroju,

M_s - moment skręcający,

r - odległość od warstwy zewnętrznej pręta.

Stosunek biegunowego momentu bezwładności do promienia przekroju kołowego nazywamy wskaźnikiem wytrzymałości przekroju na skręcanie.

$$W_0 = \frac{I_0}{r}$$

Obliczenia prętów poddanych skręcaniu sprowadzają się do warunku wytrzymałościowego i warunku sztywności.

Maksymalne naprężenia styczne w przekroju poprzecznym określamy ze wzoru

$$\tau_{\max} = \frac{M_s}{W_0} \leq k_s$$

gdzie k_s - naprężenie dopuszczalne przy skręcaniu $k_s = (0,5 \div 0,6)k_r$,

$W_0 = 0,2 d^3$ (dla pręta o przekroju kołowym o średnicy d).

Drugi warunek sprowadza się do określenia wartości kąta skręcenia φ pręta i porównania tej wartości z wartością dopuszczalnego kąta skręcenia φ_{dop} .

$$\varphi = \frac{M_s \cdot l}{G \cdot I_0} \leq \varphi_{dop}$$

gdzie l - długość pręta,

G - moduł sprężystości postaciowej materiału

4.2.2. Pytania sprawdzające

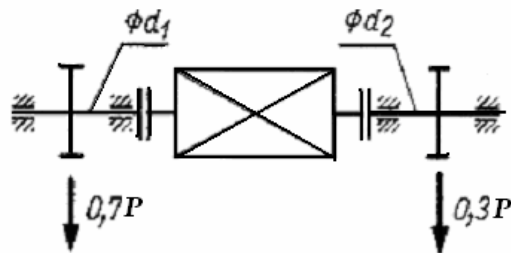
Odpowiadając na pytania, sprawdzisz, czy jesteś przygotowany do wykonania ćwiczeń.

1. Kiedy występuje skręcanie statyczne?
2. Jak obliczamy moment skręcający?
3. Jaki jest rozkład naprężeń w pręcie skręcanym?
4. Czy potrafisz scharakteryzować wskaźnik przekroju na skręcanie?
5. Jakie są warunki wytrzymałości na skręcanie?

4.2.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

Silnik elektryczny o mocy $P = 80$ kW i obrotach $n = 750$ obr/min napędza dwie maszyny, z których jedna pobiera 70%, a druga 30% mocy silnika. Obliczyć minimalne średnice wałów napędzających obie maszyny, jeżeli naprężenia dopuszczalne wynoszą $k_s = 80$ MPa.



Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,
- 3) obliczyć momenty skręcające,
- 4) obliczyć naprężenia, w pierwszym wale, z warunku wytrzymałości na skręcanie,
- 5) wypisać i przekształcić wzór na wskaźnik wytrzymałości przekroju na skręcanie,
- 6) obliczyć średnice wałów,
- 7) zaprezentować wykonane ćwiczenie,
- 8) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- poradnik,
- zbiór zadań z mechaniki technicznej,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 2

Oblicz średnicę wału przenoszącego moc $P = 80$ kW i obrotach $n = 300$ obr/min, a dopuszczalne naprężenie na skręcanie wynosi $k_s = 80$ MPa.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,
- 3) obliczyć moment skręcający,
- 4) wypisać i przekształcić wzór na wskaźnik wytrzymałości przekroju na skręcanie,
- 5) obliczyć średnice wałów,
- 6) obliczyć kąt skręcenia,
- 7) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- poradnik,
- zbiór zadań z mechaniki technicznej,
- literatura zgodna z punktem 6 poradnika dla ucznia.

Ćwiczenie 3

Jaką moc może przenieść wał o średnicy $d=80$ mm o prędkości obrotowej $n = 50$ obr/min, jeżeli dopuszczalne naprężenie na skręcanie wynosi $k_s = 80$ MPa.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,
- 3) wypisać i przekształcić wzór na wskaźnik wytrzymałości przekroju na skręcanie,
- 4) obliczyć moc,
- 5) zaprezentować wykonane ćwiczenie,
- 6) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia..

Wyposażenie stanowiska pracy:

- poradnik,
- zbiór zadań z mechaniki technicznej,
- literatura z rozdziału 6.

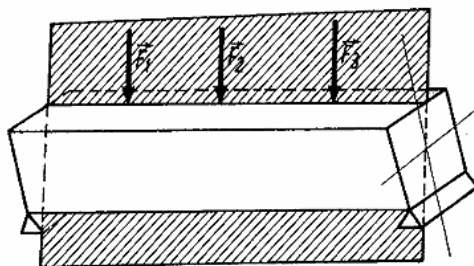
4.2.4. Sprawdzian postępów

	Tak	Nie
Czy potrafisz:		
1) obliczyć moment skręcający?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
2) wyznaczyć maksymalne naprężenia w pręcie skręcanym?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3) zastosować warunek wytrzymałości na skręcanie?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
4) obliczyć maksymalny kąt skręcenia?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

4.3. Warunki wytrzymałościowe przy obciążeniach złożonych

4.3.1. Materiał nauczania

Zginanie ukośne zachodzi wtedy, gdy płaszczyzna obciążenia nie jest płaszczyzną głównych środkowych osi bezwładności (rys.7.). Ślad płaszczyzny obciążenia na poprzecznym przekroju belki nie pokrywa się wtedy z główną środkową osią bezwładności tego przekroju.



Rys. 7. Zginanie ukośne

Źródło: Praca zbiorowa. Mały poradnik mechanika. WNT, Warszawa 1999

Zginanie ukośne można uważać za rezultat zginania belki w dwóch płaszczyznach wzajemnie prostopadłych przechodzących przez główne środkowe osie bezwładności przekroju. Warunek wytrzymałości ma postać

$$I \sigma_{\max} I = \frac{M_{\max}}{W_z} \left(\sin \alpha + \frac{W_z}{W_y} \cos \alpha \right) \leq k_g$$

gdzie α – kąt nachylenia płaszczyzny obciążenia, W_z , W_y - wskaźniki wytrzymałości przekroju.

Podczas zginania z równoczesnym skręcaniem występują jednocześnie naprężenia styczne (pochodzące od skręcania) oraz naprężenia normalne (wywołane zginaniem).

Według hipotezy maksymalnych naprężeń stycznych

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{M_s}{2W}\right)^2} = \frac{\sqrt{M^2 + M_s^2}}{W} \leq k_r$$

Przy zastosowaniu hipotezy energii odkształcenia postaciowego naprężenia zredukowane wyrażają się następującym wzorem

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 3\left(\frac{M_s}{2W}\right)^2} = \frac{\sqrt{M^2 + 0,75 M_s^2}}{W} \leq k_r$$

Zginanie połączone z rozciąganiem lub ściskaniem jest najprostszym przypadkiem wytrzymałości złożonej. Każde z wymienionych obciążeń wywołuje naprężenia normalne (prostopadłe do przekroju poprzecznego).

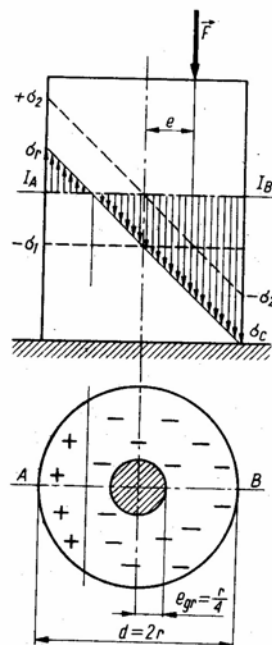
Naprężenie całkowite przy tym obciążeniu złożonym jest - zgodnie z zasadą superpozycji - sumą naprężeń wywołanych przez poszczególne obciążenia. Maksymalne naprężenia normalne dodatnie występują w skrajnych włóknach przekroju niebezpiecznego w przypadku rozciągania i zginania ma wartość

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W} + \frac{F}{S}$$

Maksymalne naprężenia normalne ujemne występują w skrajnych włóknach przekroju niebezpiecznego w przypadku ściskania i zginania ma wartość

$$\sigma_{\max} = -\frac{M}{W} + \frac{F}{S}$$

Ściskanie lub zginanie mimośrodowe (rys.8.)



Rys. 8. Ściskanie mimośrodowe

Źródło: Praca zbiorowa. Mały poradnik mechanika. WNT, Warszawa 1999

Naprężenia rozciągające w włóknach skrajnych wynoszą:

$$\sigma_r = -\frac{F}{S} + \frac{F \cdot e}{W}$$

Naprężenia rozciągające w włóknach skrajnych wynoszą:

$$\sigma_c = -\frac{F}{S} - \frac{F \cdot e}{W}$$

4.3.2. Pytania sprawdzające

Odpowiadając na pytania, sprawdzisz, czy jesteś przygotowany do wykonania ćwiczeń.

1. Kiedy występują obciążenia złożone?
2. Czy potrafisz podać przykłady obciążeń złożonych?
3. Co to są naprężenia styczne przy obciążeniach złożonych?
4. Co nazywamy naprężeniem zredukowanym?
5. Od czego zależy wartość naprężeń zredukowanych?
6. Jaki jest rozkład naprężeń w materiale podczas obciążeń złożonych?

4.3.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

Pręt stalowy o średnicy $d = 5$ mm i długości $l = 2$ m jest rozciągany siłą $P = 1600$ N. Obliczyć naprężenia oraz wydłużenie całkowite i względne pręta. Moduł Younga dla stali wynosi $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

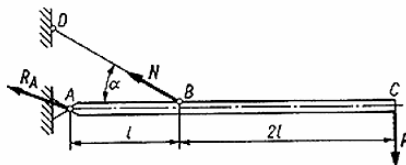
- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,
- 3) obliczyć naprężenia normalne w przekroju poprzecznym pręta,
- 4) wypisać i przekształcić wzór na wydłużenie całkowite- wykorzystać prawo Hooke'a,
- 5) obliczyć wydłużenie całkowite,
- 6) zaprezentować wykonane ćwiczenie,
- 7) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- poradnik,
- zbiór zadań z mechaniki technicznej,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 2

Doskonale sztywna belka $AC = 3l = 5$ m jest zamocowana jednym końcem A na stałej podporze przegubowej i cięgnię BD . Cięgno tworzy z osią belki kąt $\alpha = 30^\circ$. Obciążenie belki stanowi pionowa siła $P = 20$ kN, przyłożona w punkcie C . Obliczyć przekrój poprzeczny cięgna, jeżeli naprężenie dopuszczalne na rozciąganie wynosi $k_r = 100$ MPa.



Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,

- 3) wypisać równania równowagi,
- 4) obliczyć reakcję w cięgnię,
- 5) wypisać wzór na naprężenia normalne w cięgnię,
- 6) wyprowadzić wzór na naprężenia dopuszczalne w cięgnię,
- 7) obliczyć pole przekroju poprzecznego cięgna,
- 8) zaprezentować wykonane ćwiczenie,
- 9) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- poradnik,
- zbiór zadań z mechaniki technicznej,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 3

Belka drewniana o przekroju $b \times h$ i długości $l=4\text{m}$ jest podparta na obu końcach, a w środku obciążona siłą $P=10\text{ kN}$. Płaszczyzna obciążenia jest nachylona pod kątem $\alpha=25^\circ$ do pionowej płaszczyzny symetrii. Obliczyć wymiary przekroju b i h , jeżeli dopuszczalne naprężenie na zginanie wynosi $k_g=100\text{MPa}$.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) dokonać analizy danych,
- 2) założyć stosunek wskaźników wytrzymałości przekroju,
- 3) obliczyć na wzorach ogólnych zależność b : h ,
- 4) wypisać wzór na warunek wytrzymałości,
- 5) wyprowadzić wzór na wskaźnik wytrzymałości przekroju,
- 6) obliczyć wartości b i h .

Wyposażenie stanowiska pracy:

- poradnik,
- zbiór zadań z mechaniki technicznej,
- literatura z rozdziału 6.

4.3.4. Sprawdzian postępów

	Tak	Nie
Czy potrafisz:		
1) rozróżnić naprężenia złożone?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
2) wyznaczyć naprężenia zredukowane?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3) wyznaczyć warunek wytrzymałości przy naprężeniach złożonych?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
4) obliczyć maksymalne naprężenia styczne?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

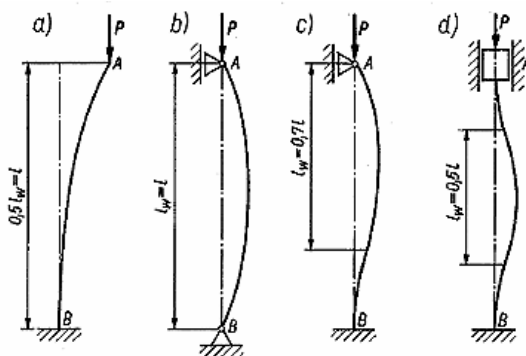
4.4. Wyboczenie

4.4.1. Materiał nauczania

Wyboczeniem nazywamy zjawisko wyginania się pręta ściskanego siłami osiowymi. Siłą krytyczną nazywamy graniczną wartość siły, po przekroczeniu której następuje utrata stateczności pręta (nagłej zmiany kształtu konstrukcji). Wartość tej siły zależy od długości pręta, od wielkości i kształtu jego przekroju, od rodzaju materiału i sposobu zamocowania końców pręta.

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_z}{l_r^2}$$

gdzie l_r - długość zredukowana pręta, E - moduł sprężystości wzdłużnej materiału, I_z - najmniejszy główny środkowy moment bezwładności przekroju pręta.



Rys. 9. Długości wyboczeniowe dla ściskanych prętów

Źródło: Praca zbiorowa. Mały poradnik mechanika. WNT, Warszawa 1999

Promień bezwładności przekroju pręta nazywamy wielkość

$$i = \sqrt{\frac{I_z}{S}}$$

gdzie S - pole przekroju.

Smukłość pręta obliczamy ze wzoru

$$\lambda = \frac{l_r}{i}$$

Wartość smukłości granicznej oblicza się ze wzoru

$$\lambda_{gr} = \pi \sqrt{\frac{E}{R_H}}$$

gdzie R_H - granica proporcjonalności materiału pręta.

W przypadku wyboczenia sprężystego, tj. dla wartości smukłości $\lambda < \lambda_{gr}$ naprężenia krytyczne wyznaczamy ze wzoru

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}$$

zakładając, że $\sigma_{kr} \leq R_H$.

Wyboczenie niesprężyste występuje dla smukłości $\lambda \leq \lambda_{gr}$.

Naprężenia krytyczne obliczamy najczęściej ze wzorów empirycznych:

1. Tetmajera- Jasińskiego
2. Johnsona- Ostenfelda

Wzór Tetmajera- Jasińskiego można przedstawić ogólną zależnością:

$$\sigma_{kr} = a - b\lambda$$

gdzie a i b są to stałe wyznaczane doświadczalnie charakteryzujące własności materiału i wyrażające się następująco

$$a = R_s \quad b = \frac{R_s - R_H}{\lambda_{gr}}$$

Wzór empiryczny Johnsona-Ostenfelda ma postać

$$\sigma_{kr} = a - b\lambda^2$$

gdzie a i b oznaczają stałe materiałowe obliczane ze wzorów

$$a = R_s \quad b = \frac{R_s^2}{4\pi^2 E}$$

Wzór ten może być stosowany przy $\lambda < \lambda_o$, gdzie

$$\lambda_o = \pi \sqrt{\frac{2E}{R_s}}$$

4.4.2. Pytania sprawdzające

Odpowiadając na pytania, sprawdzisz, czy jesteś przygotowany do wykonania ćwiczeń.

1. Jakie zjawisko nazywamy wyboczeniem?
2. Jaką siłę nazywamy krytyczną?
3. Jakie są założenia przy wyboczeniu prętów ściskanych osiowo?
4. Podaj definicję smukłości?
5. Jakie zastosowanie ma metoda współczynników β ?

4.4.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

Oblicz smukłość pręta o przekroju kwadratowym 5 cm x 5 cm i długości $l=2$ m. Pręt jest jednym końcem utwierdzony.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,
- 3) odczytać z poradnika długość zredukowaną i promień bezwładności,
- 4) obliczyć smukłość,
- 5) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- eksponaty i modele części maszyn,
- poradniki,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 2

Pręt okrągły o średnicy $d = 4$ cm zrobiony ze stali konstrukcyjnej ma długość $l = 1,5$ m i jest zamocowany przegubowo na obu końcach. Oblicz siłę krytyczną powodującą wyboczenie pręta.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,
- 3) obliczyć promień bezwładności przekroju,
- 4) obliczyć smukłość,
- 5) wypisać i przekształcić wzór Eulera,
- 6) obliczyć siłę krytyczną,
- 7) dokonać oceny poprawności wykonanego ćwiczenia.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- eksponaty i modele części maszyn,
- poradniki,
- literatura z rozdziału 6.

4.4.4. Sprawdzian postępów

	Tak	Nie
Czy potrafisz:		
1) obliczać siłę krytyczną przy wyboczeniu?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
2) obliczać naprężenie krytyczne przy wyboczeniu?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3) rozróżniać wyboczenie sprężyste i niesprężyste?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
4) obliczać na wyboczenie pręty ściskanie?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

4.5. Osie i wały. Czopy

4.5.1 Materiał nauczania

Wałem lub osią nazywamy element maszynowy urzeczywistniający geometryczną oś obrotu. Na elemencie tym, zwykle ujętym w łożyskach, osadzone są ruchomo lub spoczynkowe inne elementy, wykonujące ruch obrotowy lub wahadłowy. Za kryterium podziału na osie i wały przyjęto obciążenie.

Oś obciążona jest głównie momentem gnącym, a także siłami ściskającymi i rozciągającymi. Rozróżniamy oś stałą, gdy kierunek działania obciążenia jest stały względem niej, w przeciwnym razie mówimy o osi ruchomej.

Wał służy przede wszystkim do przenoszenia momentu obrotowego (skrecającego), ponadto może być obciążony, podobnie jak oś, momentem gnącym, siłami ściskającymi i rozciągającymi.

Wały i osie mogą być gładkie, kształtowe, pełne lub drażone, w przekroju prostopadłym do osi - okrągłe lub profilowe, całkowite (jednolite) lub składane. Wały mogą mieć ponadto korby lub wykorbienia i wówczas nazywamy je korbowymi lub wykorbionymi.

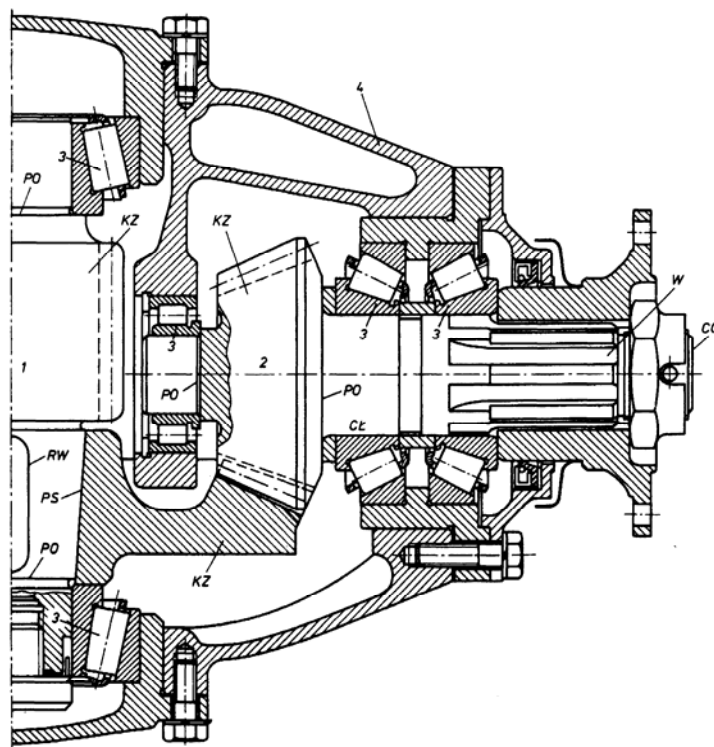
Wały w dalszym ciągu można dzielić na czynne (napędzające) i bierne (napędzane), główne i pomocnicze, w zależności od przeznaczenia - wał napędowy, rozrządu, krzywkowy. Małe wymiarowo wały nazywa się często wałkami, krótkie osie - sworzniami, ponadto zwyczajowo w obrabiarkach, wirówkach i maszynach przędzalniczych niektóre wały nazywa się wrzecionami, w pojazdach niektóre osie - zwrotnicami, a wałki - półosiami (wynika to z tradycji, lecz jest niezgodne z przyjętymi kryteriami).

Należy jeszcze zaznaczyć, że w zależności od liczby podpór łożyskowych wały dzielimy na dwupodporowe i wielopodporowe.

Na osiach i wałach wyróżniamy: czopy, powierzchnie swobodne oraz odsadzenia, pierścienie i kołnierze, tworzące zwykle powierzchnie oporowe. Zaokrąglenia przy tych powierzchniach nazywamy przejściami. Ponadto osie i wały mogą mieć części gwintowane, wielowypusty, rowki wpustowe, uzębienia.

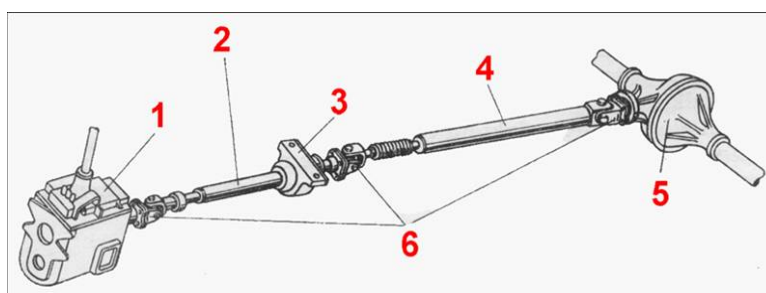
Czopami nazywamy te powierzchnie osi i wałów, na których następuje styk z innymi elementami; jeżeli elementy te względem osi lub wału mogą wykonywać ruch, mówimy o czopach ruchowych (np. czopy łożyskowe), jeżeli ruch jest niemożliwy, mówimy o czopach spoczynkowych (jak w przypadku połączeń).

W wałach korbowych i wykorbionych wyróżnia się poza wymienionymi częściami: czopy główne, korbowe i ramiona korb. Wymienione powierzchnie i części wałów oznaczono na rys.10.



Rys. 10. Przykłady wałów przekładni stożkowo-walcowej: 1-wał pośredni z kołami zębatymi, 2-wał napędzający (czynny), 3-łożyska, 4-korpus, CŁ – czopy łożyskowe, PO - powierzchnie oporowe, CG - części gwintowane, W-wielowypust, KZ – uzębienie na wale lub koło zębate osadzone na wale, RW – rowki wpustowe.

Źródło: Osiński Z.: Podstawy konstrukcji maszyn. WN PWN, Warszawa 1999



Rys. 11. Wał napędowy dzielony: 1 - skrzynia biegów 2 - pośredni wał napędowy 3 - wspornik 4 - główny wał napędowy 5 - tylny most napędowy 6 – przeguby

W doborze cech konstrukcyjnych na przykład wałów należy brać pod uwagę niezawodność i trwałość układu (wały, łożyska, koła zębate, itd.), w tym: sztywność, warunki zazębienia itd.

Źródło: Osiński Z.: Podstawy konstrukcji maszyn. WN PWN, Warszawa 1999

Konstruowanie osi i wałów dzieli się zwykle na kilka etapów:

- sformułowanie założeń zgodnie z teorią konstruowania, w tym określenie danych ilościowych (mocy, obrotów, trwałości, wielkości produkcji itd.) i sytuacyjnych (oddziaływania otoczenia, warunków trybologicznych itd.),
- wstępny dobór cech konstrukcyjnych (materiału i jego stanu, wstępnych wymiarów) na podstawie uproszczonych obliczeń,
- sprawdzające obliczenia sztywności, obliczenia dynamiczne i obliczenia trwałości zmęczeniowej,
- ostateczny dobór cech konstrukcyjnych; w przypadku znacznych zmian wstępnie przyjętych cech może wystąpić potrzeba ponownych obliczeń sprawdzających.

Właściwy dobór cech konstrukcyjnych osi i wałów zgodnie z tym, co zasygnalizowano wcześniej wymaga: jednoczesnych obliczeń elementów współpracujących, np. trwałość łożysk tocznych, ślizgowych, doboru materiałów na łożyska ślizgowe itp., ze względu na wymiary, tolerancje wykonania i chropowatość czopów, oraz odpowiedniego doboru materiału i ewentualnej obróbki cieplnej. Podobnie odpowiednich czynności wymaga dobór cech konstrukcyjnych uzębień wałów, wielowypustów, wpustów i czopów pod elementy współpracujące z wałem. W takim ujęciu konstruowanie, zwane także integralnym, kończy się w chwili ukończenia prac konstrukcyjnych nad całością, której elementem jest oś lub wał.

Dobór materiału na osie i wały powinien być oparty na przesłankach technicznych i ekonomicznych. W zależności od przeznaczenia wykonuje się je z różnych tworzyw metalowych, głównie jednak ze stali.

Stale niestopowe konstrukcyjne ogólnego przeznaczenia stosowane są do wyrobu wałów maszynowych, korbowych i osi poddanych słabym obciążeniom. Bardziej odpowiedzialne wały, poddane działaniu większych obciążeń, pracujące w podwyższonych temperaturach (do 750 K) wykonuje się ze stali wyższej jakości: 35,45 i 55 oraz ze stali stopowej. Stale te poddaje się ulepszaniu cieplnemu polegającemu na hartowaniu i odpuszczaniu.

Wały poddane działaniu silnych obciążeń zmiennych i udarowych (wały korbowe kute, składane, wały maszyn roboczych ciężkich, pojazdów mechanicznych itp.) wykonuje się ze stali stopowej konstrukcyjnej do ulepszania cieplnego: 37HS, 45HN, 45HNMF, 40MF, 30HGS, 30G2. Stale te charakteryzują się dużą wytrzymałością i udarnością.

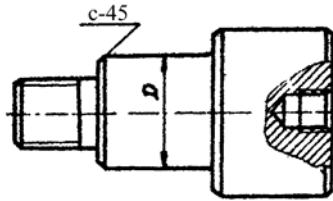
Stale stopowe konstrukcyjne do nawęglania: 15H, 18H2N2, 12HN3A, stosuje się przede wszystkim w celu zwiększenia twardości warstwy wierzchniej (58—62 HRC) przy zachowaniu dużej wytrzymałości rdzenia ($Re = 520—850$ MPa). Ze stali tych wykonuje się wałki rozrządu, wały wirówek i innych maszyn, w których wały pracują przy dużych obciążeniach zmiennych i wysokich obrotach. Na wały pracujące w podwyższonych temperaturach (do 810 K) używa się ulepszanych cieplnie lub normalizowanych stali: 26H2MF i 25HM. Do pracy w wysokich temperaturach (do 1420 K) i przy dużych obciążeniach stosuje się stale żaroodporne i żarowytrzymałe, np. H25N20S2.

Wały pracujące w warunkach korozyjnych (oddziaływania wody z wyjątkiem wody morskiej) wykonuje się ze stali nierdzewnej 2H13, natomiast dodatkową odporność na roztwory alkaliczne i rozcieńczone kwasy organiczne ma stal 3H13.

Ostatnio coraz szersze zastosowanie do wyrobu wałów korbowych i wałów rozrządu znajduje żeliwo sferoidalne ZsNi_{2,0} i ZsNi_{2,7}Mo. Wały wykonane z tych materiałów przenoszą silne dynamiczne obciążenia oraz mają dużą odporność na zużycie. Ponadto w specjalnych przypadkach wały i osie wykonuje się ze staliw i brązów.

Szczegółowe dane dotyczące właściwości mechanicznych, warunków obróbki cieplnej i cieplno-chemicznej oraz zastosowań można znaleźć w specjalistycznej literaturze oraz informatorach. Pobieźna analiza pożądanych właściwości mechanicznych materiałów używanych na osie i wały wykazuje, że wymagania te są często różne dla poszczególnych części osi lub wału. W pewnych przypadkach, jak np. czopy w łożyskach ślizgowych (panwie z brązów, żeliwa, stali i materiałów spiekanych), czopy łożysk tocznych bez pierścieni wewnętrznych, powierzchnie wielowypustów w połączeniach ruchowych (przesuwne koła i elementy sprzęgieł), wymagana jest zwiększona twardość warstwy wierzchniej osiągnięta obróbką cieplną, cieplno-chemiczną i mechaniczną. Obróbka ta może być stosowana w celu zwiększenia wytrzymałości zmęczeniowej osi i wałów, szczególnie w miejscach spiętrzenia naprężeń (przejścia średnicowe, rowki wpustowe, podtoczenia i podcięcia).

Fazki wykonywane są zwykle pod kątem 45° (rys.12.). Przyprostokątną c fazki można określić ze wzoru: $c=0,1\sqrt{D}$



Rys. 12. Przykład fazki

Źródło: Rutkowaki A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 1998

Obliczoną wartość c należy zaokrąglić do wartości normalnej - 0,2; 0,5; 0,8; 1; 1,2; 1,5; 1,8; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 5.

Fazki mogą być fazkami konstrukcyjnymi bądź ogólnymi. Fazki konstrukcyjne są wymiarowane na rysunkach wykonawczych elementów, fazki ogólne natomiast warunk techniczny podany w polu rysunku w formie zalecenia: „ostre krawędzie stępić”.

W celu ułatwienia montażu na wale elementów współpracujących stosowane są specjalne ukształtowania. Dokładne czopy wałów z zaokrągleniami przejściowymi są nietechnologiczne. Wykonanie dokładnego czopa wymaga użycia specjalnie zaprofilowanego narzędzia.

Wykonanie dokładnego czopa z podcięciem obróbkowym możliwe jest przy pomocy narzędzi uniwersalnych. Czopy walcowe oraz stożkowe są znormalizowane co zwiększa unifikację konstrukcji.

Wytrzymałość zmęczeniowa

Na ogół obciążenia elementów konstrukcyjnych zmieniają (np. okresowo) swoją wartość w czasie. Są to obciążenia zmienne, a naprężenia przez nie wywoływane nazywamy naprężeniami zmiennymi. W miarę rozwoju metod doświadczalnych wytrzymałości materiałów zauważono, że elementy maszyn często ulegają zniszczeniu przy naprężeniach znacznie niższych od wytrzymałości doraźnej (R_m) danego materiału określonej z prób statycznych. Zniszczenia takie (np. pęknięcia) zachodzą bez żadnych dostrzegalnych odkształceń plastycznych, zaś przyczyną uszkodzeń jest między innymi niedoskonała sprężystość materiału. Obniżanie się wytrzymałości przy naprężeniach zmiennych nosi nazwę zmęczenia materiałów. W większości przypadków zmiany naprężeń w elementach maszynowych mają przebieg sinusoidalny:

$$\sigma = \sigma_m + \sigma_a \sin \omega t$$

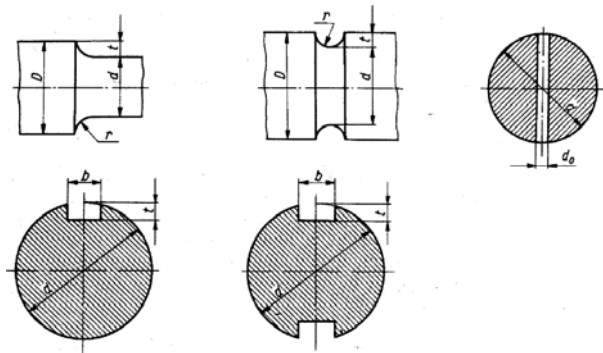
Podobnie jak i przy obciążeniach statycznych (granica R_e lub R_m) do obliczeń uwzględniających zmęczenia materiału potrzebna jest pewna własność zwana wytrzymałością zmęczeniową Z . Wytrzymałością zmęczeniową Z (lub granicą zmęczenia) nazywamy takie maksymalne naprężenie σ_{max} dla danego cyklu naprężeń, przy którym element nie dozna zniszczenia po osiągnięciu umownej granicznej liczby cykli naprężeń (dla stali $N = 10^6$).

Wytrzymałość zmęczeniowa (wykresy zmęczeniowe) jest ustalana doświadczalnie dla znormalizowanych próbek wytrzymałościowych. Rzeczywisty element może mieć inne właściwości i wytrzymałość zmęczeniowa części maszyny może być inna niż wytrzymałość próbki z tego samego materiału. Wytrzymałość zmęczeniowa danego elementu będzie zależała od jej wielkości, kształtu i stanu powierzchni.

Czynniki wpływające na zmianę wytrzymałości zmęczeniowej:

- wpływ kształtu przedmiotu na wytrzymałość zmęczeniową
- wpływ działania karbu
- wpływ wrażliwości materiału na działanie karbu
- wpływ stanu powierzchni
- wpływ spiętrzenia naprężenia

- wpływ wielkości przedmiotu



Rys. 13. Rodzaje karbów w wałach

Źródło: Rutkowaki A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 1998

Zasady obliczania osi i wałów dwupodporowych

Obliczanie osi i wałów polega na:

- wyznaczeniu metodami statyki wszystkich sił czynnych i biernych działających na oś lub wał,
- obliczeniu wartości momentów zginających (dla osi i wałów) oraz skręcających i zastępczych (dla wałów) co najmniej dla punktów przyłożenia sił zewnętrznych i dla punktów podparcia (łożysk),
- obliczeniu średnic wału w podstawowych przekrojach i ustaleniu kształtu wału (osi),
- wykonaniu (w razie potrzeby) obliczeń sprawdzających (np. uwzględniających zjawisko karbu) i uzupełniających, polegających na obliczeniu sztywności wału.

Obliczanie osi dwupodporowych na zginanie

Oś oblicza się jako belkę podpartą na dwóch podporach (łożyskach). Rozwiązanie zaczynamy od wyznaczenia sił czynnych (składowych) a następnie reakcji na podstawie warunków równowagi. Kolejnym krokiem jest wyznaczenie momentów zginających. Następnie na podstawie warunku wytrzymałościowego na zginanie oblicza się minimalną średnicę osi

$$\sigma = \frac{M_g}{W_x} \approx \frac{M_g}{0,1d^3} \leq k_g (k_{gj})(k_{go})$$

gdzie k_g - naprężenia dopuszczalne zginające (gnące); k_{gj} - naprężenia dopuszczalne zginające (gnące) przy obciążeniach jednostronnie zmiennych; k_{go} - naprężenia dopuszczalne zginające (gnące) przy obciążeniach obustronnie zmiennych.

stąd

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10M_g}{k_g}}$$

W przypadku projektowania osi drażonych wstępnie zakłada się stosunek średnicy otworu do zewnętrznej średnicy $\beta = d_o / d = 0,4 \div 0,6$ jeżeli średnica otworu nie jest uzależniona od wymagań konstrukcyjnych.

Obliczanie wałów dwupodporowych na zginanie i skręcanie

Obciążenie wałów wywołuje w nich naprężenia normalne (zginające) i styczne (skręcające), zatem wały obliczamy ze wzoru na naprężenia zastępcze oparte na hipotezie Hubera

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_g^2 + (\alpha \cdot \tau_s)^2} \leq k_{go}$$

Współczynnik redukcyjny α określa, w jakim stopniu uwzględnia się w obliczeniach naprężenia styczne. Jego wartość oblicza się z zależności: $\alpha = k_{gj} / k_{sj}$ lub $\alpha = k_{go} / k_{so}$
Ponieważ $W_x = 0,1d^3$ stąd

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_z}{k_{gj}}}$$

lub dla wału drażonego

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_z}{(1 - \beta^4) \cdot k_{gj}}}$$

Obliczanie wałów na skręcanie

Wały obliczamy tylko na skręcanie w następujących sytuacjach:

- gdy moment skręcający jest znacznie większy od momentów zginających (np. krótkie wałki reduktorów),
- gdy wał jest obciążony tylko momentem skręcającym.

Średnicę wału obliczamy ze wzoru

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{5 \cdot M_s}{k_{sj}}}$$

lub dla wału drażonego

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{5 \cdot M_s}{(1 - \beta^4) \cdot k_{sj}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10M_g}{(1 - \beta^4)k_g}}$$

4.5.2. Pytania sprawdzające

Odpowiadając pytania, sprawdzisz, czy jesteś przygotowany do wykonania ćwiczeń.

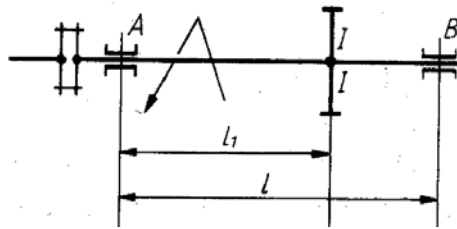
1. Czy potrafisz dokonać klasyfikacji wałów i osi?
2. Jaka jest różnica pomiędzy wałem a osią?
3. Jakie są rodzaje czopów?
4. Jakie materiały są stosowane do produkcji wałów?
5. Jakie są rodzaje obciążeń wałów?
6. Jakie są ogólne zasady obliczania wałów?
7. Jakie są zasady obliczania wałów na zginanie?
8. Jakie są zasady obliczania wałów na skręcanie?
9. Jakie są zasady obliczania wałów przy obciążeniach złożonych?

10. Czy potrafisz scharakteryzować czynniki wpływające na wytrzymałość zmęczeniową wałów?
11. Co to jest sztywność wałów?
12. Jakie zalecenia obowiązują podczas konstruowania osi i wałów?

4.5.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

Wał maszynowy jest napędzany za pomocą sprzęgła tarczowego. Moc przenoszona przez sprzęgło $P = 12 \text{ kW}$, a prędkość obrotowa wału $n = 800 \text{ obr/min}$. Obciążenie od koła zębatego $F = 4 \text{ kN}$. Wymiary wałka: $l = 400 \text{ mm}$, $l_1 = 280 \text{ mm}$. Obliczyć średnicę wału wykonanego ze stali 35 w stanie normalizowanym. Wykonać wykres momentów.



Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

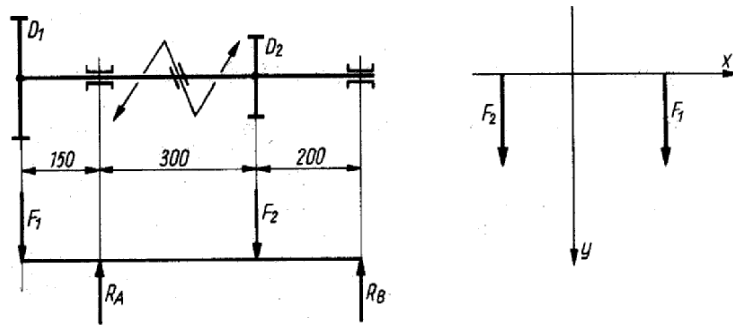
- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,
- 3) wypisać statyczne warunki równowagi i wyznaczyć wartości reakcji,
- 4) obliczyć momenty zginające,
- 5) obliczyć momenty skręcające,
- 6) obliczyć momenty zastępcze,
- 7) wykonać wykresy momentów,
- 8) z warunku wytrzymałości obliczyć średnicę wału w przekroju niebezpiecznym,
- 9) przyjąć wartość średnicy zgodnie z PN,
- 10) obliczyć średnicę w punkcie A z warunku wytrzymałości na skręcanie,
- 11) zaprezentować efekty swojej pracy.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- poradniki,
- PN,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 2

Na wałku ze stali St5 osadzono na stałe dwa koła zębate o średnicach $D_1 = 360 \text{ mm}$ i $D_2 = 135 \text{ mm}$. Siła obwodowa na kole D_1 napędzającym $F_1 = 4,5 \text{ kN}$. Rozmieszczenie sił oraz pozostałe wymiary podano na poniższym rysunku. Obliczyć średnicę wału drążonego w przekroju najbardziej obciążonym, przyjmując $\beta = d_o/d = 0,5$.



Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,
- 3) wypisać statyczne warunki równowagi i wyznaczyć wartości reakcje,
- 4) obliczyć momenty zginające,
- 5) obliczyć momenty skręcające,
- 6) dobrać z PN naprężenia dopuszczalne,
- 7) obliczyć momenty zastępcze,
- 8) z warunku wytrzymałości obliczyć średnicę wału w przekroju niebezpiecznym,
- 9) przyjąć wartość średnicy zgodnie z PN,
- 10) obliczyć średnicę otworu w wale,
- 11) sprawdzić obliczenia.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- poradniki,
- PN,
- literatura zgodna z punktem 6 poradnika dla ucznia.

4.5.4. Sprawdzian postępów

Czy potrafisz:

- 1) wyznaczyć siły i momenty działające na wał lub oś?
- 2) obliczyć osie i wały na zginanie?
- 3) obliczyć osie i wały na skręcanie?
- 4) obliczyć osie i wały na równoczesne zginanie i skręcanie?
- 5) określić wpływ karbu na wytrzymałość zmęczeniową osi i wałów?
- 6) obliczyć sztywność osi i wałów?
- 7) zaprojektować oś lub wał?

Tak Nie

<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

4.6. Łożyska

4.6.1. Materiał nauczania

Charakterystyka łożysk tocznych.

Łożyska toczne wykonywane są w 4 klasach dokładności. Klasa dokładności określa tolerancje wymiarów głównych oraz dokładność obrotu pierścienia. Klasą normalną, nie zaznaczaną w oznaczeniu łożyska, jest klasa PO. Podwyższone klasy dokładności łożysk mają oznaczenie P6 (dokładność wysoka), P5, P4 (dokładność precyzyjna). Łożyska charakteryzujące się podwyższoną klasą dokładności są droższe, gdyż wykonuje się je według specjalnych technologii. W ogólnej budowie maszyn stosowane są łożyska o dokładności normalnej.

Typizowane łożyska toczne podzielone są na 3 grupy według zastosowania. Łożyska należące do grupy 1 o normalnej dokładności są najbardziej rozpowszechnione, mogą być stosowane bez ograniczeń. Łożyska grupy 2 są mniej rozpowszechnione. Na ich stosowanie wymagana jest zgoda Centralnego Biura Konstrukcji Łożysk Tocznych. Łożyska grupy 3 mogą być stosowane w specjalnie uzasadnionych przypadkach.

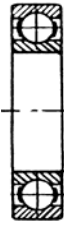
W opracowaniu zawarte są wyciągi łożysk tocznych najczęściej spotykanych w projektowanych ćwiczeniach.

Tabela 1. Podział łożysk tocznych wg głównych cech konstrukcyjnych oraz oznaczenie łożysk.

Podział łożysk		Seria	Przykłady oznaczeń	Odmiana łożysk	
Kulkowe	zwykłe	618, 619, 160, 60, 62, 63, 64	61802, 625, 16011, 6208-2Z, 6313-RS	symbol	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 1 2	bardzo lekka lżejsza lekka
	wahliwe	12, 13, 22, 23	126, 1303, 2218K	3 4 5	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,	8 0 1 2	bardzo wąska wąska normalna szeroka
	wielorzędowe	NNU60	NNU6012	3 4 5 6	bardzo szeroka " " "
Igielkowe		NA (RNA) 48, 49, 69	NA4900, RNA6916	Odmiana wysokości	
Stożkowe		302, 303, 313, 320, 322, 323	30218A, 32212A		
Baryłkowe poprzeczne		213, 222, 223, 230, 231, 232, 239, 240, 241	22309, 23226K		
Kulkowe wzdłużne	jednokierunkowe	511÷514 532÷534	51208, 53312	7 9	bardzo niska niska
	dwukierunkowe	522÷524 542÷544	52218, 54309	1 2	normalna normalna
Baryłkowe wzdłużne		292, 293, 294	29318, 29412		
Przykłady odczytu oznaczeń					
Nr łożyska	seria	średnica otworu d [mm]	łożysko	odmiana średnicowa	inne
625	62	5	kulkowe zwykłe	lekka (2)	-
6315-2Z	63	75	kulkowe zwykłe	średnia (3)	2 blaszki ochronne uszcz. (2Z)
1308	13	40	kulkowe zwykłe	średnia (3)	otwór walcowy (bez lit. K)
2217K	22	85	kulkowe wahliwe	lekka (2)	otwór stożkowy (bez lit. K)

Łożyska kulkowe zwykłe

Łożyska kulkowe zwykłe mogą przenosić obciążenia poprzeczne i stosunkowo niewielkie obciążenia wzdłużne. Łożyska kulkowe zwykłe jednorzędowe są najtańszymi łożyskami tocznymi, dlatego też w każdym przypadku należy rozważyć możliwość zastosowania tych łożysk. Wadą łożysk kulkowych zwykłych jest ich mała sztywność oraz stosunkowo mała obciążalność. Łożyska te stosowane są w węzłach o stosunkowo lekkich warunkach pracy przy małych wymaganiach dokładności ustalenia położenia osiowego, sztywnych wałach. Przeciążenie wału w łożysku kulkowym zwykłym może wywołać znaczny wzrost temperatury, szczególnie koszyka, doprowadzając do zniszczenia łożyska. Koszyki łożysk kulkowych zwykłych najczęściej są tłoczone z blachy.



Oznaczenia dotyczące łożysk:

- **K** – otwór stożkowy o zbieżności 1:12,
- **K30** – otwór stożkowy o zbieżności 1:30,
- **N** – rowek osadczy na pierścieniu zewnętrznym,
- **NR** – rowek osadczy na pierścieniu zewnętrznym i pierścień osadczy sprężynujący,
- **Z** – blaszka ochronna,
- **2Z** – dwie blaszki ochronne,
- **ZN** – blaszka ochronna i rowek osadczy po przeciwnej stronie niż blaszka ochronna,
- **ZNR** – blaszka ochronna i rowek osadczy z pierścieniem osadczym sprężynującym po przeciwnej stronie niż blaszka ochronna,
- **RS** – uszczelka gumowa,
- **2RS** – dwie uszczelki gumowe.

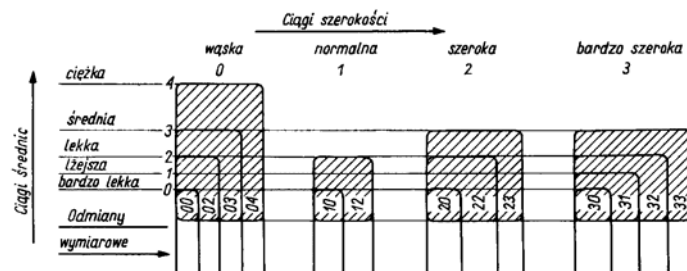
Występują różne odmiany łożysk tocznych

1 Odmiany łożysk w zależności od serii średnic: 2. Odmiana w zależności od serii szerokości:

- | | |
|-----------------------|--------------------|
| 7 – szczególnie lekka | 8 – bardzo wąska |
| 8 – szczególnie lekka | 0 - wąska |
| 9 – szczególnie lekka | 1 - normalna |
| 0 – bardzo lekka | 2 - szeroka |
| 1 – lżejsza | 3 – bardzo szeroka |
| 2 - lekka | 4 – bardzo szeroka |
| 3 – średnia | 5 – bardzo szeroka |
| 4 – ciężka | 6 – bardzo szeroka |
| 5 – bardzo ciężka | |

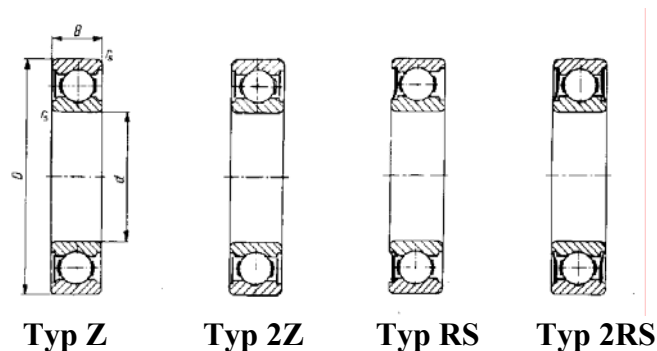
3 Odmiana w zależności od serii wysokości:

- 7 – bardzo niska
- 9 – niska
- 1 – normalna dla łożysk jednokierunkowych
- 2 – normalna dla łożysk dwukierunkowych



Rys. 15. Ciągi odmian średnic i szerokości łożysk

Źródło: Rutkowaki A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 1998

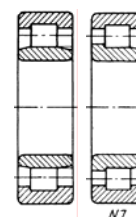


Rys. 15. Przykłady łożysk kulkowych zwykłych zakrytych

Źródło: Praca zbiorowa. Mały poradnik mechanika. WNT, Warszawa 1999

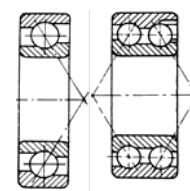
Łożyska walcowe

Łożyska walcowe są łożyskami przeznaczonymi do przenoszenia tylko obciążeń poprzecznych. Łożyska walcowe posiadające pierścienie z obrzeżami mogą przenosić nieznacznie przypadkowe obciążenia wzdłużne. Łożyska bez obrzeży prowadzących na jednym z pierścieni (NU2, N2) stosowane są w łożyskowaniach pływających. Łożyska walcowe NJ2 ustalają wał w jednym kierunku, NUP2 ustalają wał dwukierunkowo. Łożyska walcowe posiadają większą obciążalność od łożysk kulkowych zwykłych. Stosowane są do łożyskowania krótkich sztywnych wałów. Przeciążenie wału w łożysku może doprowadzić do awaryjnego uszkodzenia łożyskowania. Zaletą łożysk walcowych jest możliwość demontażu łożyskowania bez konieczności wyciskania pierścienia z korpusu. Łożyska walcowe stosowane są w przekładniach zębatych z kołami o zębach daszkowych, w łożyskowaniu wrzecion obrabiarek, w silnikach elektrycznych średniej mocy. Łożyska walcowe dwurzędowe stosowane są przy szczególnych wymaganiach sztywności i dokładności łożyskowania (np. wrzeciona obrabiarek).



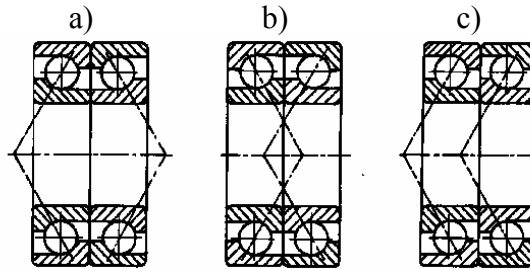
Łożyska kulkowe skośne

Łożyska kulkowe skośne jednorzędowe mogą przenosić jedynie obciążenia skierowane w kierunku powiększonej grubości pierścienia. Obciążenie łożysk może być skośne (wzdłużne i promieniowe) lub jedynie wzdłużne. Łożyska skośne powinny być obciążone wzdłużnie. Przy braku obciążeń zewnętrznych wzdłużnych łożyska należy obciążyć wzdłużnie napięciem montażowym. Cechą charakterystyczną łożysk skośnych jest tzw. kąt działania α . Jest to kąt zawarty między kierunkiem reakcji elementu tocznego oraz bieżni, kierunkiem promieniowym. Im kąt działania łożyska jest większy tym większa jest sztywność osiowa łożyska, a mniejsza sztywność promieniowa łożyska. Łożyska kulkowe skośne jednorzędowe są wykonywane zwykle z następującymi kątami działania: 15° – oznaczone literą C, 25° – oznaczone literą A, 40° – oznaczone literą B. Łożyska z kątem działania 15° i 25° mogą pracować przy bardzo dużych prędkościach obrotowych. Łożyska te stosuje się w układach zdwojonych lub wielokrotnych. Zaś łożyska z kątem działania 40° są przystosowane do przenoszenia stosunkowo dużych obciążeń osiowych. Łożyska kulkowe skośne jednorzędowe dwukierunkowe mają jeden z pierścieni dzielony (wewnętrzny – oznaczony QJ lub zewnętrzny – oznaczony Q). Łożyska te mogą przenosić obciążenia osiowe w obu kierunkach. Wymienione łożyska w poniższej tabelicy typu Q są wykonane z kątem działania 25° , a typu QJ z kątem działania 35° . Łożyska typu Q i QJ nie należy



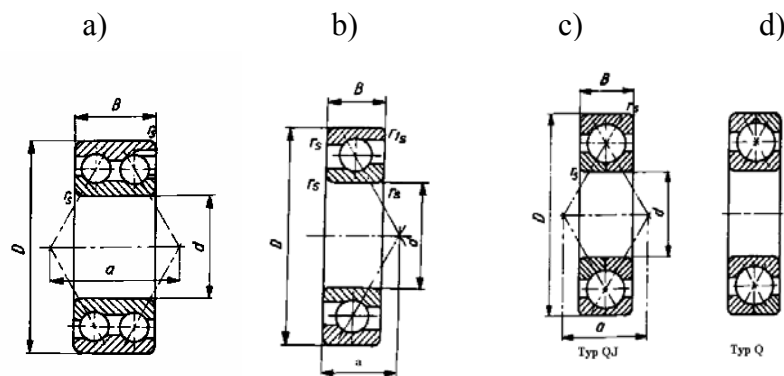
stosować tam, gdzie może występować obciążenie ściśle promieniowe. Łożyska kulkowe skośne dwurzędowe mogą przenosić, oprócz sił promieniowych, znaczne obciążenia osiowe w obu kierunkach. Mogą być również obciążone momentem.

Jedno łożysko kulkowe skośne dwurzędowe pracuje tak jak para łożysk kulkowych skośnych jednorzędowych w układzie „0”.



Rys. 16. Układy łożysk: a)-układ 0, b)-układ X, c)-układ tandem

Źródło: Kurmaz L.: Podstawy konstrukcji maszyn. Politechnika Świętokrzyska, Kielce 1997



Rys. 17. Rodzaje łożysk kulkowych skośnych: a)- łożysko kulkowe skośne dwurzędowe, b)- łożysko kulkowe skośne jednorzędowe, c) i d)-łożysko kulkowe skośne jednorzędowe dwukierunkowe

Źródło: Kurmaz L.: Podstawy konstrukcji maszyn. Politechnika Świętokrzyska, Kielce 1997

Łożyska stożkowe

Łożyska stożkowe są łożyskami skośnymi. Obciążalność oraz sztywność osiowa i promieniowa łożysk stożkowych jest większa od sztywności oraz obciążalności skośnych łożysk kulkowych. Łożyska te stosowane są w znacznie obciążonych podporach reduktorów, skrzyń przekładniowych, mostach samochodowych kołach pojazdów itp. Łożyska stożkowe, podobnie jak skośne kulkowe jednorzędowe wymagają regulacji napięcia wstępnego.



Łożyska wahlwe

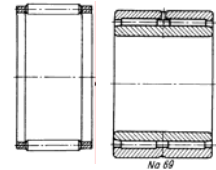
Poprzeczne łożyska wahlwe wykonane są jako łożyska kulkowe bądź baryłkowe. Łożyska te mogą przenieść poza obciążeniami poprzecznymi obciążenia wzdłużne. Jakość ustalenia osiowego wału za pomocą łożysk wahlwowych zależy od wartości luzu łożysk. Łożyska wahlwe stosowane są do łożyskowania wałów o małej sztywności, w przypadkach łożyskowania wałów na podatnych ramach przy braku możliwości zapewnienia współosiowości opraw łożysk. Dopuszczalne przeciążenie osi wału wynosi 2° - 3° . Łożyska z otworem stożkowym oraz tuleją osadczą (K + H) mocowane są na wałach gładkich, co znacznie upraszcza cechy geometryczne wału. W łożyskach wahlwowych obciążonych dużymi siłami wzdłużnymi obciążenie przenosi



w zasadzie jeden rząd elementów tocznych. Obniża to trwałość łożyskowania. Węzły łożyskowe ze zdwojonymi łożyskami wahliwymi są sztywne. Rozwiązanie to nie jest racjonalne.

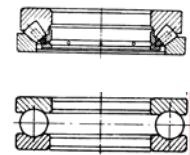
Łożyska igielkowe

Waleczki o względnej długości $l/d > 2,5$ nazywane są igielkami. Mała średnica waleczków pozwala zwiększyć liczbę elementów tocznych oraz zmniejszyć wymiary poprzeczne łożyska. Łożyska igielkowe mogą jedynie przenosić obciążenia poprzeczne. Łożyska igielkowe nie ustalają wału osiowo. Wymiary węzła łożyskowego można zmniejszyć stosując łożyska igielkowe bez pierścienia wewnętrznego bądź złożenie igielkowe. Funkcją pierścieni łożyskowych w takich przypadkach spełniają powierzchnie wału lub elementu łożyskowego. Powierzchnie te powinny mieć wysoką twardość (nie mniej niż 60 HRC), małą chropowatość, małe błędy owalności oraz stożkowatości (mieszczące się w 1/4 pola tolerancji). Zalecenie dla normalnych warunków pracy tolerancje wałka i oprawy – h5, G6. Łożyska igielkowe stosowane są w przegubach sprzęgieł, mechanizmach korbowych, w łożyskowaniu dźwigni.



Łożyska wzdłużne

Łożyska wzdłużne kulkowe i baryłkowe stosowane są do przenoszenia obciążeń wzdłużnych. Łożyska baryłkowe należą do łożysk kompresujących nieprawidłowości powierzchni oporowych. Węzeł gdzie jest zastosowane łożysko kulkowe wzdłużne powinien być tak wykonany, aby w żadnym przypadku łożysko to nie przenosiło obciążeń promieniowych. Łożyska kulkowe wzdłużne są wykonywane jako jednokierunkowe i dwukierunkowe. Łożyska jednokierunkowe mogą przenosić obciążenia osiowe tylko w jednym kierunku, natomiast łożyska dwukierunkowe mogą przenosić obciążenia osiowe w dwóch kierunkach. Łożyska te są łożyskami rozłącznymi. Łożyska baryłkowe wzdłużne są przeznaczone przede wszystkim do przenoszenia obciążeń osiowych. Mogą one pracować przy bardzo dużych obciążeniach i stosunkowo dużych prędkościach obrotowych. Łożyska baryłkowe wzdłużne mogą również przenosić obciążenia promieniowe, przy czym wielkość tych obciążeń nie powinna przekraczać 55% obciążenia osiowego. Łożyska baryłkowe wzdłużne powinny być smarowane olejem. Nie zaleca się smarowania smarami plastycznymi.



Pasowanie łożysk tocznych

Jednym z podstawowych czynników decydujących o prawidłowej pracy łożyska jest jego właściwe pasowanie przy osadzeniu na wale i w oprawie.

Prawidłowe pasowanie łożysk na wale i w oprawie ma zapewnić:

- łatwość montażu i demontażu,
- zabezpieczenie przed obracaniem się pierścienia względem wału lub oprawy,
- umożliwienie przesunięcia się w kierunku osiowym łożyska swobodnego to znaczy tego, które nie ustala wału w kierunku osiowym.

Tolerancje otworów i średnic zewnętrznych są znormalizowane w skali międzynarodowej. Tak, więc odpowiednie pasowanie łożyska uzyskuje się poprzez dobór pola tolerancji z ogólnego układu pasowań ISO dla wałków i otworów.

Podstawową zasadą doboru pasowań jest zabezpieczenie pierścieni łożyskowych przed ślizganiem się w miejscach osadzeń. Dlatego też najpewniejszym i najbardziej skutecznym osadzeniem jest ciasne pasowanie pierścieni. Dzięki ciasnemu pasowaniu pierścienie przylegają do miejsc osadzeń czopów i opraw całym swoim obwodem, co pozwala na pełne

wykorzystanie nośności łożyska. Natomiast w niektórych przypadkach - szczególnych przy zastosowaniu łożysk nierozłącznych – ciasne pasowania obu pierścieni stwarzają poważne trudności montażowe, a ponadto mogą spowodować wykasowanie luzów poprzecznych i zakleszczenie łożysk.

Ponadto im ciasniejsze pasowanie, tym większa jest wymagana dokładność wykonania miejsc osadzenia na czopach i w oprawach, co znacznie zwiększa koszty wykonania części zabudowy łożysk. Czynniki te powodują, że dobór odpowiednich pasowań powinien być poprzedzony szczegółową analizą techniczną, uwzględniającą rzeczywiste warunki pracy łożyska, a w tym:

- rodzaj obciążenia pierścienia,
- wartość i charakter obciążenia,
- rodzaj i rozmiar łożyska,
- rozkład temperatur pracy,
- możliwość przesuwania wzdłużnego łożyska swobodnego,
- łatwość montażu i demontażu łożysk z urządzenia,
- konstrukcja i materiał wału i oprawy,
- żądana dokładność pracy.

Charakter i wielkość obciążenia oraz rodzaj i wielkość łożyska

Na dobór właściwego pasowania łożyska na czopie i w oprawie ma również wpływ charakter i wartość obciążenia jak również rodzaj i rozmiar łożyska. Ogólnie należy przyjmować, że:

- łożyska obciążone dużymi siłami bądź pracujące przy obciążeniach dynamicznych są osadzone ciasniej od łożysk lekko obciążonych,
- łożyska wałeczkowe osadza się ciasniej od łożysk kulkowych,
- łożyska skośne i wzdłużne osadza się ciasniej od poprzecznych,
- łożyska większych rozmiarów osadza się ciasniej od mniejszych,
- łożyska wzdłużne osadza się zwykle ciasno na wale, natomiast pasowanie w oprawie uzależnione jest od tego czy łożyska przenoszą tylko obciążenia osiowe czy obciążenia złożone i tak:
 - a) łożyska kulkowe wzdłużne, które mogą przenosić tylko obciążenia osiowe współpracują zawsze z łożyskami poprzecznymi. Dla uniknięcia naprężeń pierścienie zewnętrzne łożysk kulkowych wzdłużnych powinny być pasowane na tyle luźne, aby nie stykały się z otworem oprawy,
 - b) podobnie luźno powinny być pasowane w oprawach łożyska kulkowe zwykłe, kulkowe skośne, baryłkowe wzdłużne, jeżeli są one przeznaczone tylko do przejmowania obciążeń osiowych. Wyjątek stanowią tu łożyska walcowe wzdłużne, które są pasowane ciasno w otworze oprawy, gdyż mogą one przemieszczać się swobodnie w kierunku promieniowym,
 - c) pasowanie dla łożysk kulkowych skośnych i baryłkowych wzdłużnych przejmujących obciążenia złożone należy dobierać według takich zasad jak dla łożysk poprzecznych.

Rozkład temperatury

Przy doborze pasowań należy dokładnie przeanalizować różnice temperatur pomiędzy pierścieniami łożysk i elementami zabudowy oraz kierunek przepływu ciepła. Zazwyczaj pierścienie łożysk mają wyższą temperaturę niż części współpracujące urządzenia. Może to powodować rozluźnienie pasowania pierścienia wewnętrznego na czopie lub zaciśnięcie pierścienia zewnętrznego w otworze oprawy, co może ograniczyć swobodę przesuwu osiowego tego pierścienia.

Możliwości przesuwu osiowego łożyska

Przy doborze pasowań należy brać pod uwagę czy łożysko ustala wał w stosunku do oprawy w kierunku osiowym, czy też jest swobodne. Łożysko swobodne powinno być osadzone tak, aby jego pierścień mógł się przesuwać, jeżeli zajdzie taka potrzeba – np. wskutek cieplnego wydłużenia się wału. O tym, który z pierścieni powinien umożliwić to przesunięcie decyduje występujący przypadek obciążenia.

Łatwość montażu i demontażu

W przypadku, gdy jeden z pierścieni łożysk nierozłącznych może być pasowany luźno, montaż i demontaż ich nie nastęrcza na ogół trudności. Kiedy jednak warunki pracy i charakter obciążenia wymagają użycia ciasnego pasowania zarówno na czopie jak i w oprawie zaleca się stosowanie łożysk rozłącznych lub łożysk z otworem stożkowym zakładanym bezpośrednio na czop stożkowy lub za pomocą odpowiedniej tulei.

Konstrukcja i materiał wału oraz oprawy

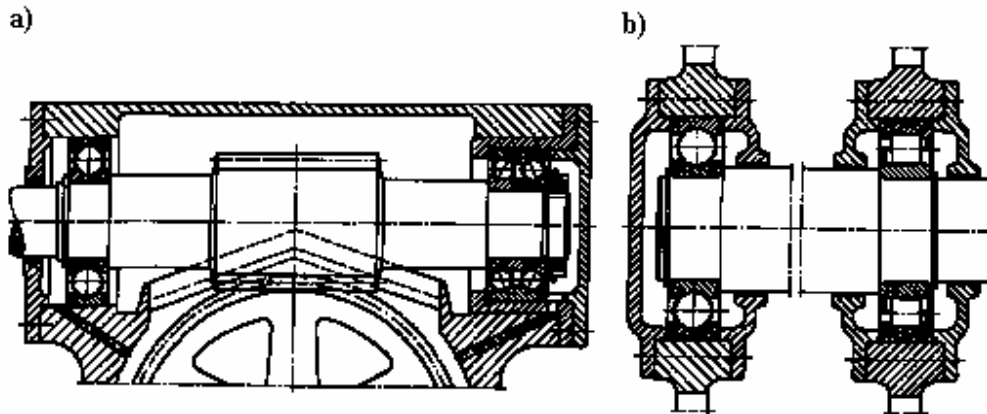
Rodzaje pasowań jakie zaleca się w spotykanych publikacjach odnoszą się zwykle do przypadków osadzania łożysk na wałach niedrażonych oraz w oprawach stalowych i żeliwnych normalnych grubości, gdzie nie występuje zmniejszenie średnic wałków lub powiększenia średnic opraw spowodowane ciasnym pasowaniem. W przypadku osadzenia łożysk na wałach drażonych lub w oprawach cienkościennych czy z lekkich metali należy stosować ciaśniejsze pasowania od tego, jakie byłoby dobrane dla opraw stalowych i żeliwnych normalnej grubości albo dla wałków niedrażonych.

Żądana dokładność pracy

Przy dużych wymaganiach dokładności obrotu należy stosować ciasne pasowania, aby uniknąć powstawania drgań. Poza wymaganiami utrzymania wymiarów granicznych czopów oraz gniazd w oprawach bardzo ważne jest utrzymanie wymaganej dokładności kształtu (walcowości) tych powierzchni jak również prostopadłości osadzeń, o które oparte są czoła pierścieni. Ma to szczególne znaczenie w przypadku występowania dużych prędkości obrotowych i tam, gdzie dokładność i równomierna praca łożysk jest niezbędna, np. w łożyskowaniach wrzecion obrabiarek.

Ustalenia osiowe łożysk tocznych

Aby zapewnić bezawaryjną, długą i prawidłową pracę łożysk, na które działają dość znaczne siły osiowe konieczne jest mocne i pewne zamocowanie ich w węzłach łożyskowych w kierunku osiowym. W większości konstrukcji węzłów łożyskowych wał jest ustalony osiowo za pomocą jednego łożyska, natomiast drugie łożysko ma możliwość przesuwania się osiowego w oprawie lub na wale. Takie rozwiązanie konstrukcyjne, w którym występują łożyska poprzeczne nierozłączne, zabezpieczają przed nadmiernym wzrostem naprężeń wewnętrznych wywołanych niewłaściwym montażem lub rozszerzalnością cieplną wału i oprawy. Łożysko ustalające musi być ustalone osiowo w obu kierunkach, zarówno na wale jak i w oprawie, natomiast w łożysku swobodnym konieczne jest osiowe ustalenie w obu kierunkach tylko pierścienia wewnętrznego jak to pokazano na rys. 18.a).

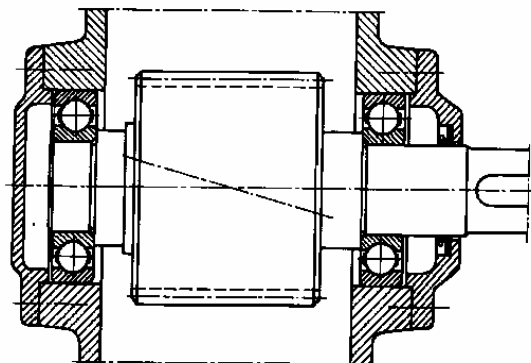


Rys. 18. Przykłady jednostronnego ustalenia wału

Źródło: Rutkowaki A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 1998

Innym rozwiązaniem zabezpieczającym przed ewentualnym wzrostem naprężeń wewnętrznych może być zastosowanie jednego łożyska nierozłącznego ustalonego osiowo na wale i w oprawie oraz drugiego rozłącznego, walcowego lub igiełkowego, ustalonego osiowo na wale i w oprawie jak to przedstawia rys. 18.b).

W konstrukcjach nie wymagających dokładnego ustalenia wału w określonym położeniu w kierunku osiowym można stosować rozwiązanie zapewniające ustalenie osiowe wału za pomocą obu łożysk kulkowych zwykłych (nierozłącznych) jak przedstawia rys.19.



Rys. 19. Dwustronne ustalenie wału

Źródło: Rutkowaki A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 1998

Rozwiązanie takie nie zapewnia jednak pełnego zabezpieczenia przed przypadkowym wzrostem naprężeń wewnętrznych spowodowanych montażowym zaciskiem osiowym łożysk oraz pozwala na przesuwanie się osiowe wału w pewnych określonych granicach. Gdy zachodzi konieczność przyjęcia rozwiązania, w którym jest niezbędne dokładne ustalenie osiowe wału lub oprawy zalecane jest stosowanie łożysk kulkowych skośnych lub stożkowych. Pierścienie tych łożysk ustala się jednostronnie z tym jednak, że podparcia ich powinny być pewne, gdyż łożyska tego typu przenoszą obciążenia osiowe nawet wówczas, gdy działa na nie wyłącznie obciążenie promieniowe.

Do ustalenia pierścienia wewnętrznego w kierunku osiowym na wale są stosowane nakrętki łożyskowe, tuleje łożyskowe wciągane lub wciskane, pierścienie osadcze sprężynujące, pierścienie odległościowe itp. Należy zawsze pamiętać o prawidłowym zabezpieczeniu nakrętki specjalnymi podkładkami zębatymi.

Pierścienie zewnętrzne ustala się w kierunku osiowym za pomocą pierścieni ustalających, podkładek i pokryw opraw. Rzadko stosuje się nakrętki. Należy pamiętać, że pierścienie

osadczyc nawet z dużym wciskiem powinny być również zabezpieczone przed możliwością przesuwania się. Innych rozwiązań wymaga mocowanie łożysk walcowych typu NJP, NUP lub NH przewidzianych również, choć w znacznie mniejszym stopniu niż inne typy łożysk, do ustalenia wału lub opraw w kierunku osiowym. Łożyska tego typu powinny być bardzo pewnie i mocno zamocowane w kierunku osiowym. Nie zaleca się w żadnym przypadku stosować do mocowania pierścieni wewnętrznych tych łożysk pierścieni osadczyc sprężynujących. Bardzo korzystne jest ustalenie osiowe łożysk za pomocą pierścieni osadczyc sprężynujących, ponieważ pozwala to na szybkie założenie lub zdjęcie łożyska, ponadto upraszcza konstrukcję węzła łożyskowego, obróbkę części współpracujących obniżając w ten sposób koszty jego wykonania.

Pierścienie osadczyc sprężynujące są stosowane najczęściej do ustalenia osiowego łożysk kulkowych zwykłych i wahliwych oraz łożysk i złożeń igiełkowych. W przypadku wystąpienia większych sił osiowych, między pierścieniem łożyska a pierścieniem sprężynującym należy włożyć pierścień pośredni w celu zmniejszenia momentu zginającego w pierścieniu sprężynującym. W przypadku ustalenia złożeń igiełkowych w kierunku osiowym również należy włożyć, pomiędzy czoła koszyka a pierścienie osadczyc, pierścienie pośrednie o gładkich powierzchniach w celu złagodzenia tarcia ślizgowego.

Istotnym zagadnieniem związanym z mocowaniem osiowym łożysk tocznych jest również prawidłowe wykonanie odsadzeń wałów i opraw w zakresie:

- wielkości powierzchni oporowych,
- właściwie ukształtowanego przejścia między powierzchnią łożyska a powierzchnią odsadzeń wału lub oprawy.

Odsadzenia wałów i opraw powinny być tak wykonane, aby powierzchnia, z którą styka się czoło pierścienia łożyska była odpowiedniej wielkości. Jest to szczególnie ważne w przypadku łożysk kulkowych poprzecznych i skośnych obciążonych siłami osiowymi oraz łożysk kulkowych wzdłużnych, baryłkowych i walcowych.

Łożyska ślizgowe

Łożyska ślizgowe z tarciem płynnym stosowane są w zasadzie w konstrukcjach specjalnych: silnikach spalinowych, turbinach, walcarkach, szlifierkach. W węzłach łożyskowych ogólnej budowy maszyn (łożyskowanie dźwigni, przegubów) łożyska pracują w warunkach tarcia granicznego lub mieszanego. W ogólnej budowie maszyn szerokie zastosowanie znalazły łożyska z tulejami samosmarnymi. Tuleje te wykonywane są z porowatych spieków metali. Tuleje te są nasycone olejem w procesie produkcji i nie wymagają smarowania podczas eksploatacji.

Tabela 2. Główne własności oraz zastosowanie materiałów na panwie jednolite

Znak	Orientacyjne własności	Przykład zastosowań
B10	Odporny na duże obciążenia stałe, zmienne i uderzeniowe	Silnie obciążone łożyska
B101	Odporny na ścieranie i duże obciążenia mechaniczne	Wysoko obciążone, szybkoobrotowe, źle smarowane łożyska
B103	Odporny na ścieranie i naciski	Wysoko obciążone i narażone na korozję elementy maszyn
B555	Odporny na ścieranie i korozję	Elementy podlegające ścieraniu, naciski do 2.5MN/m ²
B1010	Odporny na ścieranie	Łożyska pracujące przy dużych naciskach i prędkościach
B476	Odporny na ścieranie i korozję	Łożyska obciążone statycznie, nacisk do

		8MN/m ² , prędkość obwodowa do 3m/s, iloczyn nacisku i prędkości do 12MNm/m ² s
BA1032	Bardzo odporny na obciążenia statyczne, ścieranie i podwyższone temperatury	Silnie obciążone elementy narażone na ścieranie przy równym obciążeniu mechanizmu
B525	Odporny na ścieranie	Łożyska narażone na ścieranie przy dużych prędkościach i małych naciskach
MM47	Odporny na ścieranie i podwyższone temperatury do 230°C	Łożyska ślizgowe
MM55	Odporny na ścieranie	Nieskomplikowane i duże elementy
MA58	Odporny na ścieranie i wysokie obciążenia statyczne	Łożyska obciążone statycznie
MK80	Odporny na ścieranie i temperaturę do 100°C	Łożyska
Z-105	Dobre własności przeciwcierne	Panewki łożysk pracujących przy małych i średnich prędkościach oraz obciążeniach (zastępuje brąz B555 i stop Ł10As)
Z-284	Dobre własności przeciwcierne. Maksymalna temperatura pracy 100°C	Łożyska o nacisku do 20MN/m ² , prędkości obwodowej do 7m/s, iloczyn nacisku i prędkości do 10MNm/m ² s (zastępuje brązy B10,B101,B555)

4.6.2. Pytania sprawdzające

Odpowiadając na pytania, sprawdzisz, czy jesteś przygotowany do wykonania ćwiczeń.

1. Czy potrafisz opisać budowę łożysk tocznych?
2. Jakie materiały są stosowane na łożyska toczne?
3. Na czym polega normalizacja łożysk tocznych i ich oznaczanie?
4. W jaki sposób dobieramy łożyska toczne?
5. Co to jest trwałość i nośność łożysk?
6. W jaki sposób osadzamy łożyska toczne?
7. Czy potrafisz omówić sposoby montażu łożysk tocznych?
8. W jaki sposób smarujemy i uszczelniamy łożyska?
9. Czy potrafisz scharakteryzować łożyska ślizgowe?
10. Jakie materiały są stosowane na łożyska ślizgowe?
11. Czy potrafisz omówić rodzaje tarcia w łożyskach ślizgowych?
12. Jakie są sposoby smarowania łożysk ślizgowych?
13. Jaka jest dokładność wykonania łożysk ślizgowych?
14. Jaki jest tok postępowania przy obliczaniu łożysk ślizgowych?

4.6.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

Dobrać łożysko kulkowe zwykle osadzone na wale o średnicy czopa $d = 75$ mm. Żądana trwałość łożyska $L_h = 25000$ godzin przy prędkości obrotowej $n = 800$ obr/min i przewidywanej temperaturze grzania łożyska do 200°C . Łożysko jest obciążone siłą poprzeczną $F_p = 5,5$ kN oraz siłą wzdłużną $F_w = 1$ kN.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,
- 3) obliczyć nośność ruchową łożyska,
- 4) dobrać z katalogu łożysko,
- 5) sprawdzić wpływ siły wzdłużnej na pracę łożyska,
- 6) dobrać z tablic wartość współczynnika zależnego o temperatury pracy łożyska,
- 7) obliczyć obniżoną nośność łożyska,
- 8) porównać wyniki,
- 9) omówić sposób rozwiązania,

Wyposażenie stanowiska pracy:

- poradniki,
- katalog łożysk tocznych,
- PN,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 2

Wał obrabiarki pracuje na jedną zmianę (8 godzin/ dobę) obraca się z prędkością 1200 obr/min. Średnica wału wynosi $d = 55$ mm. Temperatura łożyska nie przekracza 100°C . Łożysko jest obciążone siłą poprzeczną $F_p = 2,5$ kN oraz siłą wzdłużną $F_w = 0,8$ kN. Dobrać z katalogu łożysko kulkowe zwykle.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,
- 3) z katalogu dobrać trwałość łożyska,
- 4) z katalogu odczytać wartość C/F i obliczyć nośność ruchową,
- 5) dobrać z katalogu łożysko,
- 6) sprawdzić łożysko na obciążenia wzdłużne,
- 7) sprawdzić nośność łożyska,
- 8) omówić sposób rozwiązania.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- poradniki,
- katalog łożysk tocznych,
- PN,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 3

Obliczyć główne wymiary łożyska ślizgowego poprzecznego, obciążonego siłą $F = 15$ kN. Wał obraca się z prędkością $n = 100$ obr/min. Materiał: czopa- stal St5, panwi – brąz wylany stopem łożyskowym.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,
- 3) z poradnika dobrać naprężenia dopuszczalne,
- 4) obliczyć i dobrać współczynnik λ ,
- 5) obliczyć średnicę czopa,
- 6) dobrać średnicę znormalizowaną,
- 7) obliczyć długość czopa,
- 8) sprawdzić łożysko na rozgrzewanie,
- 9) omówić sposób rozwiązania.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- poradniki,
- katalog łożysk tocznych,
- PN,
- literatura z rozdziału 6.

4.6.4. Sprawdzenie postępów

	Tak	Nie
Czy potrafisz:		
1) rozpoznać oznaczenia łożysk tocznych?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
2) obliczyć nośność łożysk?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3) dobrać łożyska toczne z katalogu?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
4) sprawdzić poprawność doboru łożysk tocznych?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
5) dobrać sposób smarowania i uszczelniania łożysk tocznych?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
6) obliczyć główne wymiary łożysk ślizgowych?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
7) dobrać sposób smarowania łożysk ślizgowych?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
8) analizować dokumentację techniczną?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

4.7. Sprzęgła. Hamulce

4.7.1. Materiał nauczania

Dobór sprzęgieł

Przed rozpoczęciem projektowania i obliczania należy poznać w jakich warunkach będzie pracowało te sprzęgło. Warunki te zależne są od rodzaju silnika, rodzaju napędzanej maszyny, czasu pracy sprzęgła na dobę, liczby włączeń sprzęgła na godzinę. Dla oszacowania momentu maksymalnego, jaki może przenosić sprzęgło w czasie pracy, korzysta się z empirycznych danych zebranych poprzez obserwacje i popartych długoletnim doświadczeniem.

Do obliczeń wprowadza się pojęcie momentu obliczeniowego i mocy obliczeniowej, które określa się następująco:

$$M_{\max} = M_n \cdot K$$
$$N_{\max} = N_n \cdot K$$

gdzie: M_n i N_n oznaczają moment i moc nominalną, K jest współczynnikiem przeciążenia oszacowanym dla różnego rodzaju maszyn roboczych i silników.

W literaturze dotyczącej sprzęgieł oraz w katalogach różnych firm przedstawia się liczne dane określające wartości współczynników dla różnego rodzaju sprzęgieł. Najbardziej wskazanym przy doborze sprzęgieł jest posługiwanie się danymi z katalogów firmowych. Przedstawiamy kilka zestawów danych zaczerpniętych z literatury. Tak więc dane dość ogólne przystosowane przede wszystkim dla sprzęgieł sztywnych i samonastawnych określają tabele 3 i 4. Podają one współczynniki K_1 i K_2 zależne odpowiednio od rodzaju silnika. Łączny współczynnik przeciążenia oblicza się w tym przypadku jako sumę współczynników

$$K = K_1 + K_2$$

Dobór współczynnika przeciążenia dla sprzęgieł zębatych można określić jako iloczyn trzech współczynników:

$$K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$$

Współczynnik K_1 zależy od rodzaju silnika i maszyny napędzanej (tabela 4). Współczynnik K_2 zależy od czasu pracy sprzęgła na dobę (tabela 5). Współczynnik K_3 zależy od liczby włączeń napędu na godzinę (tabela 6).

Dla sprzęgieł przegubowych (Cardana) współczynnik przeciążenia określa się ze wzoru

$$K = K_0 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$$

Przyjmuje się $K_0 = 1,33$, zaś K_1 , K_2 i K_3 zależnie od rodzaju napędu, trwałości i kąta przekręcenia wałów przyjmuje się według tabeli 7.

Dla sprzęgieł podatnych można zalecić wartości współczynnika przeciążenia podane w tabeli 10.

Dla sprzęgieł ciernych można obliczyć współczynnik według wzoru

$$K = \frac{\beta}{k_m \cdot k_v}$$

Wartości współczynnika β podane są w tabeli 13 zależnie od rodzaju maszyny. Wartości współczynnika k_v podane są w tabeli 11 w zależności od prędkości poślizgu. Współczynnik k_m zależny od liczby włączeń określamy według wzoru

$$k_m = 1 - (m - m_{gr})0,002 < 1$$

gdzie m to liczba włączeń na godzinę, m_{gr} zaś graniczna liczba włączeń równa 50 do 100. W przypadku sprzęgieł jednokierunkowych można określić współczynnik przeciążenia ze wzoru:

$$K = (K_1 + K_2)K_3$$

Wartości współczynników cząstkowych podane są w tabeli 12.

Tabela 3. Wartości współczynnika K_1 dla sprzęgieł sztywnych samonastawnych

Silnik	K_1
Silnik elektryczny	0,25
Turbina parowa gazowa	0,30
Turbina wodna	0,50
Maszyna parowa tłokowa	0,75
Silniki spalinowe o stopniu niejednostajności ruchu mniejszym od 1/100	
6 cylindrów	0,40
4 cylindry	0,50
3 cylindry	0,60
2 cylindry	0,80
1 cylinder	1,20

Tabela 4. Wartości współczynnika K_2 dla sprzęgieł sztywnych i samonastawnych

Maszyna napędzana	K_2
1. Przyspieszane masy bardzo małe, bieg jednostajny. Wentylatory, generatory elektryczne, pompy wirnikowe, dmuchawy rotacyjne, małe obrabiarki o ruchu obrotowym, podnośniki rzadko włączane itp.	0,9 – 1,0
2. Przyspieszane masy są małe, bieg jednostajny. Sprężarki wirnikowe, duże wentylatory, pompy tłokowe o stopniu niejednostajności ruchu mniejszym od 1/100, transportery taśmowe, podnośniki do 120 włączeń / h, mechanizmy obrotu żurawi, maszyny tekstylne, lekkie obrabiarki do drewna i lekkie obrabiarki do metali o ruchu obrotowym.	1,1 – 1,2
3. Przyspieszane masy średnie, bieg jednostajny. Wstrząsarki, maszyny pralnicze, mieszarki, przenośniki łańcuchowe, nożyce, prasy, windy towarowe, szlifierki, dźwigi i wciągarki do 300 włączeń/ h.	1,3 – 1,4
	1,5 – 1,6

<p>4. Przyspieszane masy średnie, występują silne uderzenia.</p> <p>Młyny odśrodkowe, betoniarki, maszyny przędzalnicze, generatory spawalnicze, strugarki do metali, wentylatory kopalniane, prasy do cegieł, piece obrotowe, młoty, dźwigi i wciągarki ponad 300 włączeń/ h.</p>	<p>2,0 – 2,5</p>
<p>5. Przyspieszane masy duże, występują silne uderzenia.</p> <p>Kalandry i maszyny papiernicze, prasy kuźnicze, brykociarki, pompy tłokowe z lekkim kołem zamachowym, napędy bagrów, windy osobowe, młyny do cementu, kruszarki kamieni.</p>	<p>2,8 – 3,5</p>
<p>6. Przyspieszane masy duże, uderzenia bardzo silne.</p> <p>Młyny kulowe i rurowe przemysłu cementowego, walcarki do gumy, sprężarki tłokowe bez koła zamachowego, ciężkie walcarki do metali, ciężkie urządzenia wiertnicze itp.</p>	

Tabela 5. Wartość współczynnika K_1 dla sprzęgieł zębatach

Przykłady maszyn napędzanych		Rodzaj silnika		
		Wartość współczynnika K_1		
		silnik elektryczny lub turbina parowa	turbina wodna lub silnik spalinowy 4 – 6 cylindrowy o nierównomierności biegu 1:100-1:200	silnik spalinowy 1-3 cylindrowy o nierównomierności biegu 1:100
a	Ruch równomierny bez przyspieszeń mas. Pompy wirowe do wody, prądnice, wentylatory o $N/n \leq 0,04$, wały pędziane.	1,0	1,1	1,2
b	Ruch równomierny z małymi przyspieszeniami mas. Giętarki do blach, przenośniki taśmowe, ssawy (ekshaustory) o $N/n > 0,04 - 0,08$, mieszadła do cieczy, maszyny tekstylne, wentylatory o $N/n > 0,04 - 0,08$, suwnice montażowe, przenośniki kubelkowe, dmuchawy i kompresory turbinowe.	1,1	1,2	1,3
c	Ruch równomierny ze średnimi przyspieszeniami mas. Strugarki, pompy tłokowe, piece obrotowe, maszyny drukarskie i farbiarskie, przenośniki taśmowe do przewozu drobnicy, przeciągarki, maszyny do obróbki drewna, pompy wirowe z zanieczyszczoną wodą, maszyny przędzalniane, mieszadła do cieczy zanieczyszczonych, wentylatory o $N/n > 0,08$, windy, suwnice hakowe i magnesowe, bębny kablów sprężynowe.	1,2	1,3	1,5
d	Ruch równomierny ze średnimi przyspieszeniami mas z uderzeniami. Betoniarki, tokarki, młoty kofarowe, wentylatory kopalniane, strugarki do metali, przenośniki łańcuchowe, pompy i sprężarki o nierównomierności biegu 1: 100 do 1: 200, pompy śmigłowe, młyny kulowe, lekkie samotoki, wały okrętowe, kolejki podwieszane, suwnice chwytakowe, żurawie okrętowe i portowe.	1,3	1,5	1,7
e	Ruch równomierny z dużymi przyspieszeniami mas z mocnymi uderzeniami. Koparki, pompy tłokowe z kołem zamachowym, wibratory, prasy kuźnicze, żurawie chwytakowe, wciągarki suwnic chwytakowych.	1,5	1,7	1,9
f	Ruch równomierny z dużymi przemieszczeniami mas ze szczególnie mocnymi uderzeniami. Sprężarki tłokowe i pompy tłokowe z kołem zamachowym, ciężkie samotoki hutnicze, spawarki, walcarki do metali, kruszarki do kamieni, traki szybko bieżne.	1,8	2,1	2,3

Tabela 6. Wartości współczynnika K_2 dla sprzęgieł zębatych

Czas pracy sprzęgła na dobę h	do 2	2 do 8	8 do 16	ponad 16
Wartość współczynnika K_2	0,9	1,0	1,12	1,25

Tabela 7. Wartości współczynnika K_3 dla sprzęgieł zębatych

Liczba włączeń sprzęgła na godzinę		do 1	1 - 20	20 - 40	40 - 80	80 - 160	ponad 160
Maszyny napędzane wg. tab. 5.	a	1	1,2	1,3	1,5	1,6	2,0
	b	1	1,09	1,18	1,37	1,46	1,8
	c	1	1,08	1,17	1,25	1,33	1,65
	d	1	1,08	1,15	1,23	1,23	1,55
	e	1	1,07	1,12	1,18	1,18	1,32
	f	1	1,06	1,08	1,1	1,1	1,1

Tabela 7. Wartości współczynników przeciążenia dla sprzęgieł przegubowych

Wartość współczynnika K_1	1,5		1,25		2,0		1,5		1,0	
Silnik	spalinowy niskoprężny				spalinowy wysokoprężny				elektryczny	
Liczba cylindrów	1 - 3		≥ 4		1 - 3		≥ 4		-	
Wartość współczynnika K_2	1,6	2,0	2,3	2,5	2,7	2,9	3,05	3,2	3,3	3,4
Trwałość sprzęgła $L_h \cdot 10^3$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Wartość współczynnika K_3	1,0	1,25	1,45	1,6	1,72	1,82	1,92	2,0	2,08	2,15
Kąt przekręcenia wałów α°	3	6	9	12	15	18	21	24	27	30

Tabela 8. Wartości współczynnika przeciążenia K dla sprzęgieł podatnych

Rodzaje napędu	Rodzaj sprzęgła		
	bardzo podatne	średnio podatne	mało podatne
Maszyny wirowe o niemal niezmiennych oporach ruchu (wirowe pompy, dmuchawy i sprężarki, prądnice) napędzane przez silniki o niemal niezmiennym momencie obrotowym (silniki elektryczne, turbiny wodne i parowe). Maszyny różne o niezbyt wielkich wahanach	1,5	1,5	1,5

oporów ruchu (obrabiarki obrotowe, maszyny przedziałnicze) napędzane przez silniki elektryczne.	1,5÷2	1,5÷2	1,5÷2
Maszyny różne o znaczniejszych wahaniach oporów ruchu (obrabiarki o ruchu zwrotnym, piły tartaczne, młyny kulowe i podobne, betoniarki, podnośniki) napędzane przez silniki elektryczne.	2÷2,5	2÷3	2,5÷3
Maszyny tłokowe (pompy, dmuchawy, sprężarki) napędzane przez silniki elektryczne.	2,5÷3	2,5÷3,5	3÷4
Silniki spalinowe niskoprężne.	2,5÷3,5	2,5÷4	3÷4,5
Silniki spalinowe wysokoprężne.	3÷4	3÷4,5	3,5÷5
Maszyny o bardzo dużych wahaniach oporu ruchu (dźwignice, łamaczki, walcarki).	3÷4,5	3÷5	4÷6

Tabela 9. Wartości współczynnika prędkości poślizgu k_v

v_{sr} m/s	k_v	v_{sr} m/s	k_v
1	1,35	5	0,80
1,5	1,19	6	0,75
2	1,08	8	0,68
2,5	1,00	10	0,63
3	0,94	13	0,59
4	0,86	15	0,55

Tabela 10. Wartości współczynników bezpieczeństwa dla sprzęgł jednocierkowych

Typ silnika w napędzie	K_1	Rodzaj maszyny roboczej	K_2	Kształt profilu gwiazdy	K_3
Elektryczny	0,25	lekke obrabiarki do metali i drewna, przenośniki taśmowe, podnośniki kubelkowe	1,2	prostoliniowy	1,1÷1,5
		prasy, sprężarki, nożyce, przenośniki podwieszane, dłutownice, szlifierki	1,4		
Turbina parowa	0,30	ciągniki, młoty kuźnicze, młyny, wentylatory kopalniane, filtry bębnowe	1,6	krzywoliniowy	1,0÷1,25
		prasy kuźnicze, koparki, żurawie portowe, suwnice, kruszarki kamienia, walcarki	2,0		
Turbina wodna	0,50	młyny bębnowe i kulowe, ciężkie maszyny hutnicze	2,8		

Tabela 11. Wartości współczynników β dla sprzęgieł ciemnych

Rodzaj maszyny	β
Obrabiarki	1,3÷1,5
Samochody	1,2÷1,5 (2)
Ciągniki rolnicze	2,0÷3,5
Ciągniki transportowe	1,5÷2,0
Wielocylindrowe pompy tłokowe, wentylatory, prasy	1,3
Pompy tłokowe jednocylindrowe, sprężarki, duże wentylatory	1,7
Dźwignice:	
sprzęgła włączane bez obciążenia	1,25÷1,35
sprzęgła włączane pod obciążeniem	1,35÷1,50

Określenie i podział sprzęgieł

Sprzęgłem nazywa się zespół układu napędowego maszyny, przeznaczony do łączenia wałów i przekazywania momentu obrotowego bez zmiany jego kierunku i wielkości. Najogólniej, sprzęgło składa się z członu czynnego (napędzającego) i członu biernego (napędzanego) oraz łącznika. Człon jest to umowna część napędowa lub napędzana sprzęgła, osadzona lub ukształtowana na wale napędowym lub części układu napędowego podobnej funkcjonalnie. Łącznik jest to (ewentualnie kilka części) lub czynnik, który przekazuje moment obrotowy z członu czynnego na człon bierny sprzęgła i określa sposób przekazania momentu, jak również charakteryzuje sprzęgło,

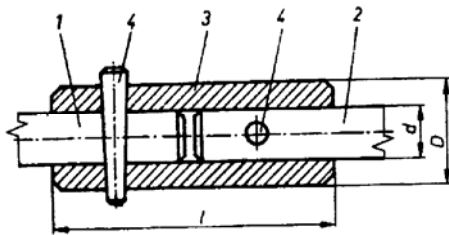
Obecnie zaleca się do stosowania PN sprzęgła do łączenia wałów. Podstawowe nazwy, określenia i podział. Za kryterium podziału przyjęto w niej funkcję, jaką w sprzęgle spełnia łącznik i wyróżniono kolejno: klasy – różniące się sposobem działania łącznika, grupy – różniące się rodzajem zastosowanego łącznika, podgrupy – różniące się cechami użytkowymi sprzęgła, rodzaje – rozróżniające sposób połączenia członów lub rodzaju układu sterującego. Nazwę sprzęgła tworzy się w ten sposób, że kojarzy się kolejno nazwy poszczególnych klas, grup, podgrup i rodzajów, przechodząc do nie ujętych w klasyfikacji cech konstrukcyjnych, czyli typów, np.: sprzęgło nierozłączne, mechaniczne, sztywne, dzielone w płaszczyźnie równoległej do osi wału, łubkowe. Ostatni wyraz w oznaczeniu sprzęgła podaje cechę konstrukcyjną, na której oparte jest potoczne nazewnictwo sprzęgieł.

Sprzęgła sztywne

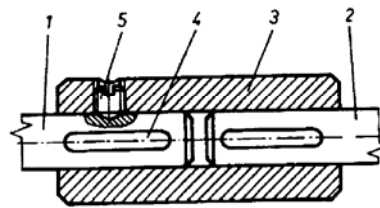
Sprzęgieł sztywnych używa się w zasadzie jedynie w przypadku łączenia idealnie współosiowych wałów. Brak współosiowości powoduje dodatkowe zginanie łączonych wałów oraz wzrost reakcji łożyskowych. W skład sprzęgieł tego typu wchodzi wiele elementów maszynowych, służących do połączenia czopa z piastą, jak: wpusty, kliny, wielowypusty, kołki, łączniki śrubowe, nity, zęby, łańcuchy itp. Kształt głównych części sprzęgieł sztywnych, a zwłaszcza kształt łącznika, pozwala rozróżnić szereg odmian konstrukcyjnych tych sprzęgieł.

Sprzęgło kołkowe

Głównym elementem sprzęgła kołkowego jest kołek walcowy, który łączy w sposób sztywny wał z tuleją. Najczęściej stosuje się kołki walcowe według PN, o powierzchni walcowej zdeformowanej, w celu uzyskania lepszego połączenia wciskowego między czopem a tuleją sprzęgłową. Kołki te wykonuje się ze stali 45, którą się hartuje, a następnie odpuszcza do HRC 46÷50. Pasowanie tulei na wale zaleca się przyjmować J8/h7 lub M8/h7. Zalecane wymiary tulei: $l = (2 \div 3)$ $D = (1,5 \div 2)$



Rys. 20. Sprzęgło sztywne tulejowe z kołkami; 1-wał czynny; 2-wał bierny,



Rys. 21. Sprzęgło sztywne tulejowe z wpustami; 1- wał czynny 2- wał bierny, tuleja, 4- kołki, 3-tuleja, 4- wpusty, 5- wkręt ustalający

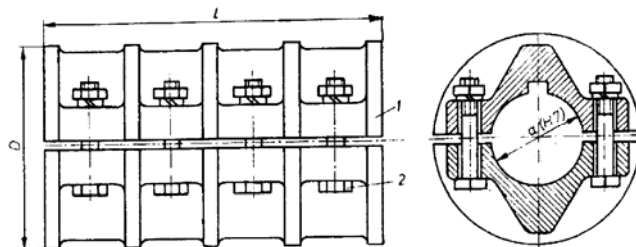
Źródło: Rutkowaki A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 1998

Sprzęgła tulejowe wpustowe

W sprzęgłe tulejowym wpustowym łącznikiem przenoszącym moment obrotowy są wpusty. Aby wyeliminować wszystkie ruchy poosiowe tulei na łączonych czopach, dodatkowo ustala się je wkrętem o końcu stożkowym. Tuleję oraz wpusty wykonuje się ze stali St5 lub St6 dla której można jednostkowe naciski dopuszczalne między wpustem a rowkiem $p = 120 \text{ MPa}$.

Sprzęgła łubkowe

Sprzęgła dzielone w osi wału. 2 części – łubki – zaciśnięte na wale za pomocą łączących je śrub. Zasadniczo obciążenie przenoszone jest za pomocą tarcia. Dodatkowym zabezpieczeniem przed względnym obrotem są wpusty. Łubki wykonywane są z żeliwa ZL200 lub staliwa LH250. Między łubkami stosuje się luz $1 \div 2 \text{ mm}$. Śruby osadzone są luźno. Przy projektowaniu można zalecić następujące wymiary: $l = 3d + 4cm$ $D = 2d + 5cm$
Liczba śrub wynosi 4 do 8.



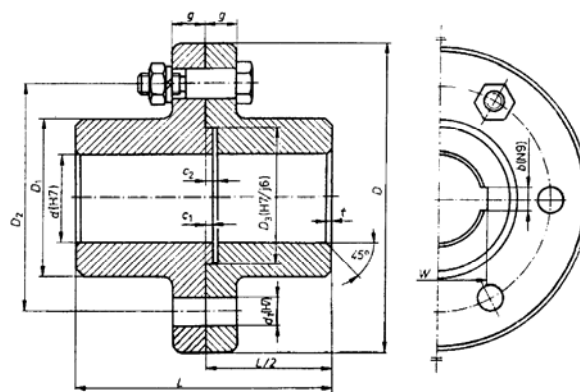
Rys 22. Sprzęgło sztywne łubkowe; 1- łubki, 2-śruby

Źródło: Rutkowaki A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 1998

Sprzęgła kołnierzowe

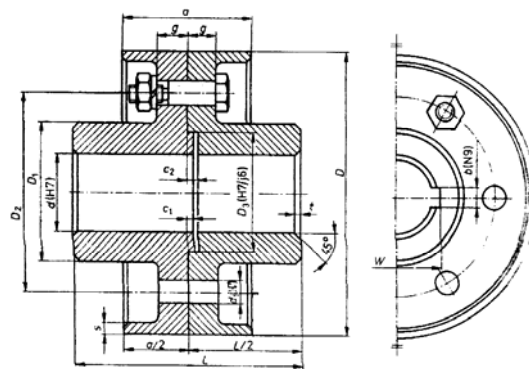
Sprzęgła kołnierzowe nadają się do przenoszenia zmiennych i uderzeniowych momentów obrotowych. Człony sprzęgieł kołnierzowych mogą mieć ochronne obrzeża, bądź w przypadku umieszczenia sprzęgła w napędzie zabezpieczonym osłonami mogą być wykonywane bez ochronnych obrzeży. Człony sprzęgieł kołnierzowych tworzą z czopami wałów połączenia wciskowe lub mieszane z wpustem. Sprzęgła wykonuje się ze staliwa LII500 lub ze stali St5 Człony łączone są za pomocą śrub pasowanych H7/m6. Ze względu na występujące na sprzęgłe obciążenia zmiennym momentem obrotowym nie zaleca się stosowania do połączeń członów jedynie śrub luźnych. W przypadku zwiększonych wymagań co do pewności połączenia stosowane bywają śruby pasowane na przemian ze śrubami luźnymi, np. mechanizmy podnoszenia dźwignic. Śrub luźnych nie należy wtedy obliczać jako przenoszących obciążenie, a traktować je jedynie jako śruby złączne. Czasem zamiast

oddzielnych tarcz wykonuje się kołnierze odkute, przyspawane lub osadzone skurczowo na czopach wałów.



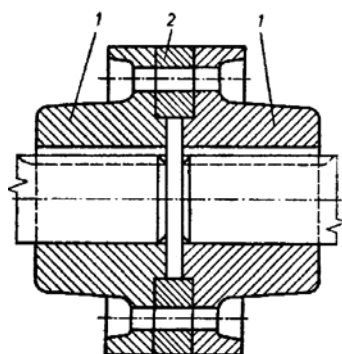
Rys. 23. Sprzęgło sztywne kołnierzone bez obrzeży ochronnych

Źródło: Rutkowaki A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 1998



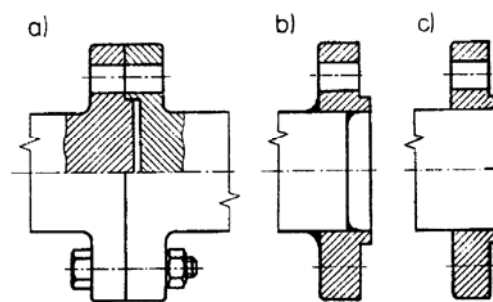
Rys. 24. Sprzęgło sztywne kołnierzone z obrzeżami ochronnymi

Źródło: Rutkowaki A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 1998



Rys. 25. Sprzęgło sztywne tarczowe z wkładką środkującą; 1-tarcza, 2-wkładka

Źródło: Rutkowaki A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 1998

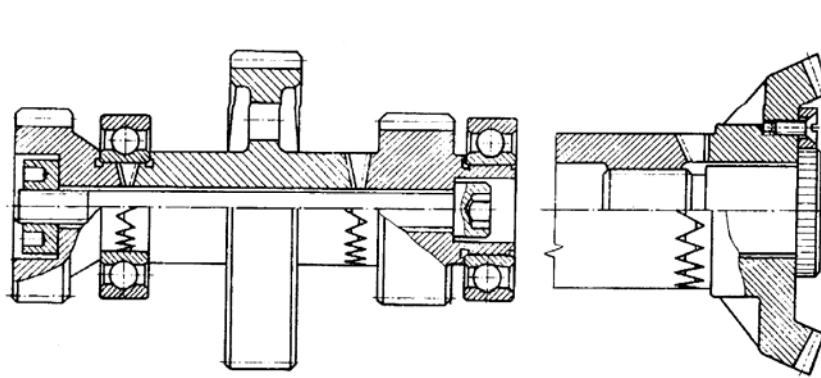


Rys. 26. Sprzęgła sztywne kołnierzone: a) z kołnierzami odkutymi łącznie z wałem, b) z kołnierzami spawanymi, c) osadzonymi skurczowo

Sprzęgła ząbkowe (Hirtha)

W sprzęgłach ząbkowych łącznikiem są ząbki nacięte promieniowo na czołowych powierzchniach obydwu członów (lub wałów) i dociśnięte do siebie siłą poosiową. Nacięte ząbki służą równocześnie jako element centrujący obydwu wały. Zarys ząbków jest przeważnie trójkątny, przy czym zęby mogą być nacinane symetrycznie lub niesymetrycznie.

Zastosowanie tych sprzęgieł jest ograniczone koniecznością wywołania osiowego zacisku wstępnego w przypadku zarysu niesamohamownego.



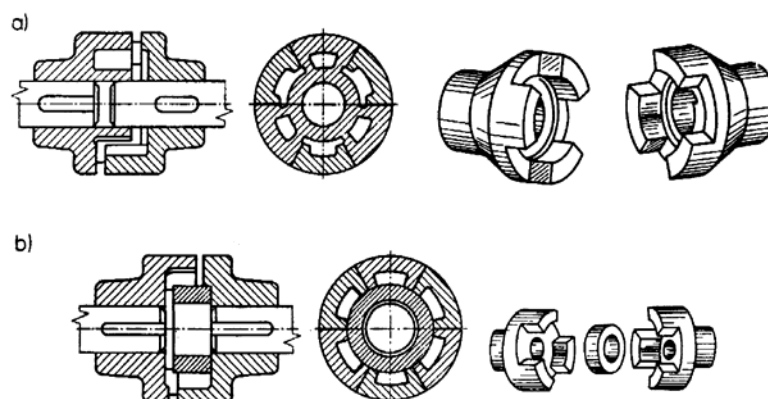
Rys. 27. Przykłady połączeń wieloząbkowych

Źródło: Hajduk A., Rogoziński T., Breczko T., Jermolaj W., Nowakowski J.: Podstawy konstrukcji maszyn. Politechnika Białostocka 1990

Sprzęgła samonastawne

Sprzęgła kłowe

Sprzęgła te umożliwiają przesunięcie wzdłużne wałów w granicach luzu osiowego. Łącznikiem są kły na powierzchniach czołowych obu tarcz. Wymiary i liczba kłów zależą od warunków technologicznych i wytrzymałościowych. Środkowanie tarcz zapewnia tuleja środkująca.

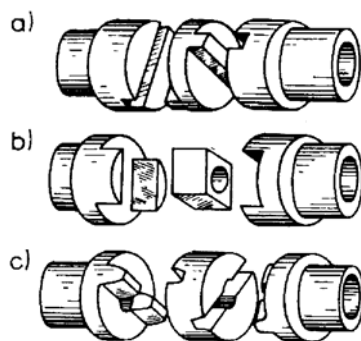


Rys. 28. Sprzęgło samonastawne kłowe: a) środkowane w otworze członu, b) środkowane za pomocą tulejki

Źródło: Rutkowaki A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 1998

Sprzęgła krzyżakowe (Oldhama)

Na członach tych sprzęgieł wycięte są rowki. Łącznikiem jest tarcza krzyżakowa, która na czołowych powierzchniach ma wypusty ustawione pod kątem 90° , odpowiadające wymiarami rowkom. Sprzęgła te stosuje się przy małych prędkościach obrotowych ($n < 250$ obr/min). Dopuszczają niewielkie różnice katowe położenia osi wałów ($\alpha < 0,5^\circ$). Człony sprzęgła i łącznik wykonuje się ze stali 45 lub ze staliwa L11600. Powierzchnie rowków i występów hartuje się ($HRC = 45 \div 50$). Czasem wkładka może być wykonana z tekstolitu. Daje to zmniejszenie tarcia i zużycie smaru.



Rys. 29. Sprzęgła krzyżakowe: a) z występami na łączniku i rowkami w członach, b) z wkładką czworokątną, c) z rowkami w łączniku i występami na członach

Źródło: Rutkowaki A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 1998

Sprzęgła zębate

Sprzęgła zębate są wykonywane w 3 podstawowych odmianach konstrukcyjnych: jako jednostronne, dwustronne oraz jednostronne z bębnum hamulcowym.

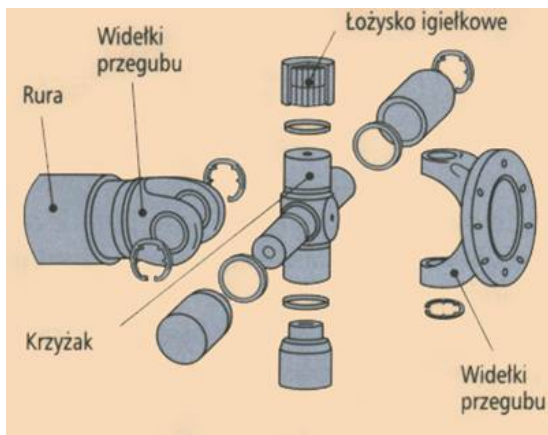
Łącznikiem przenoszącym moment obrotowy z jednego członu na drugi jest uzębienie wewnętrzne na tulei sprzęgła oraz zewnętrzne na piaście sprzęgła. Luzy międzyzębne i krzywoliniowe zarysy zębów w sprzęgłach umożliwiają oprócz osiowych i kątowych ruchów końców wałów również poprzeczne (promieniowe) odchylenia osi, są one w ten sposób przestrzennie ruchome. Sprzęgła zębate mają piasty i tuleje wykonane z materiału 45- KN lub staliwa LHI500. W celu zwiększenia ich trwałości zęby sprzęgieł hartuje się powierzchniowo do twardości HRC 40÷50. Maksymalne odchylenie kąta osi łączonych sprzęgłem wałów wynosi: $2\alpha = 3^\circ$ dla sprzęgieł dwustronnych oraz $\alpha = 1^\circ 30'$ dla sprzęgieł jednostronnych.

Konstrukcja trzech omawianych odmian sprzęgieł jest tak pomyślana, że istnieje pełna zamiennność elementów między nimi. Nowe są jedynie te elementy sprzęgła, które tworzą inną odmianę. Za stałe dla danej wielkości sprzęgła przyjęto zawsze parametry zazębienia. Możliwość kompensacji wielu błędów montażowych i eksploatacyjnych przez sprzęgła zębate spowodowała powstanie znacznej liczby odmian konstrukcyjnych, dostosowanych do potrzeb konkretnego mechanizmu.

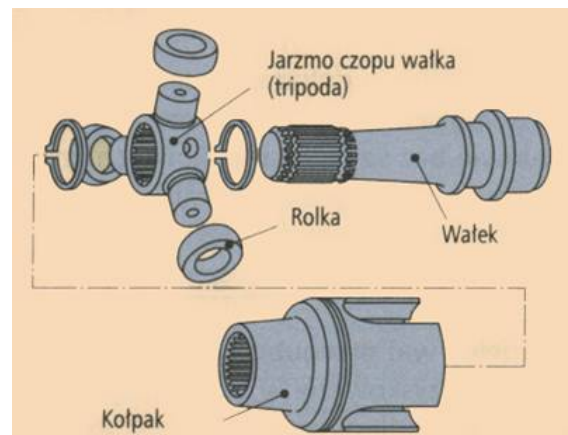
Sprzęgła zębate należy smarować olejami o lepkości w granicach $(3,7\div 5,8) \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ lub smarami mazystymi (plastycznymi). Oleje i smary powinny zawierać środki przeciwzatarciowe. Możliwy do zastosowania smar plastyczny uzyskuje się z mieszaniny 50% Hipolu15 i 50% smaru LT4. Równie dobrym środkiem smarnym dla sprzęgieł zębatych jest olej Transol 300. Doprowadzenie smaru do sprzęgła odbywa się przez kanały wydrążone w kołnierzu sprzęgła. W przypadku stosowania sprzęgieł z bębnum hamulcowym konieczne jest również hartowanie powierzchni ciernej bębna hamulcowego. Głębokość warstwy zahartowanej nie może być większa niż $2 \div 3 \text{ mm}$, przy twardości warstwy wierzchniej HRC 40 ÷ 50. Bębny hamulcowe sprzęgieł zębatych wykonywane są ze staliwa LH500 w całości bądź dla dużych wielkości sprzęgieł ($D_H > 500 \text{ mm}$) jako skręcane z dwóch oddzielnych części. Ułatwia to de-montaż i wymianę zużytego w procesie hamowania bębna, który jest w sprzęgle elementem o najmniejszej trwałości. W kraju produkuje się sprzęgła o momentach obrotowych 500 – 80000.

Sprzęgła przegubowe

Sprzęgła przegubowe służą do łączenia wałów o osiach przecinających się pod kątem różnym od zera. Kątowe ustawienie osi jest przy tym zamierzone i wynika z układu konstrukcyjnego maszyny. Kąty między osiami mogą być duże, o wartościach sięgających kilkadziesiąt stopni. Sprzęgło przegubowe może także kompensować zmiany kąta między osiami wałów, wynikające z błędów montażowych odkształceń lub względnych ruchów wałów w czasie pracy. Podstawą budowy sprzęgieł przegubowych jest przegub Cardana. Ramiona sztywnego krzyża są łożyskowane w łożyskach widełek osadzonych na końcach wałów, tworzących ze sobą kąt δ . Widełki leżą w płaszczyznach wzajemnie prostopadłych. Krzyż wykonuje ruch kulisty umożliwiającą przeniesienie napędu z jednego wału na drugi.



Rys. 30. Sprzęgło Cardana



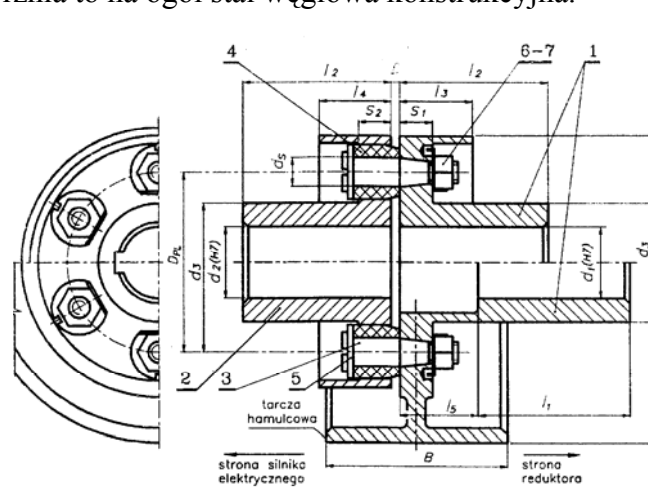
Rys. 31. Przegub tripodowy

Źródło: Osiński Z.: Podstawy konstrukcji maszyn. WN PWN, Warszawa 1999

Sprzęgła podatne z łącznikami gumowymi

Sprzęgła z łącznikami gumowymi mają charakterystykę nieliniową. Są na ogół bardziej podatne niż z łącznikami metalowymi. Przenoszą mniejsze obciążenie przy porównywalnych wymiarach.

Łączniki wykonuje się z gumy o twardości dobranej ze względu na żadaną charakterystykę sprzęgła. Ponadto guma powinna być odporna na zmiany temperatury, na ogół -40°C – $+80^{\circ}\text{C}$, oraz odporna na starzenie się. Materiał członów to stal, staliwo lub żeliwo. Materiał sworznia to na ogół stal węglowa konstrukcyjna.



Rys. 32. Sprzęgła wkładkowe tulejowe

Źródło: Osiński Z.: Podstawy konstrukcji maszyn. WN PWN, Warszawa 1999

Sprzęgła włączalne kształtowe

Sprzęgła włączalne umożliwiają łączenie i rozłączanie wałów podczas pracy. Potrzeba włączania wynika z konieczności uruchamiania lub zatrzymania zespołu roboczego maszyny przy stale pracującym silniku, albo z potrzeby zmiany przełożenia między silnikiem a zespołem roboczym.

Proste rozwiązania przedstawiają włączalne sprzęgła kłowe i zębate. Jeden z członów jest w tym przypadku połączony z wałem w sposób nieprzesuwny, drugi zaś w sposób osiowo przesuwny. Włączanie polega na takim przesunięciu członu przesuwnego, aby kły lub zęby weszły między siebie i zajęły położenie robocze. Włączanie sprzęgieł kształtowych może następować w spoczynku lub przy mało różniących się prędkościach kątowych łączonych wałów. Zaleca się, aby względna prędkość obwodowa członów nie przekraczała 1m/s.

Sprzęgła cierne

Sprzęgła cierne są sprzęgłami włączalnymi asynchronicznie, umożliwiającymi włączanie przy różnych prędkościach obrotowych wałów czynnego i biernego. Łączniki sprzęgła w stanie rozłączonym nie stykają się ze sobą. Włączenie sprzęgła polega na dociśnięciu łączników, wskutek czego powstają siły tarcia na powierzchniach styku. Siły te powodują obracanie się wału biernego aż do zrównania prędkości obrotowych wałów. W stanie włączonym przy zapewnieniu odpowiednio dużej siły docisku łączniki dzięki tarcia między nimi poruszają się wspólnie. W czasie włączania istnieje poślizg między łącznikami. Dzięki poślizgowi można zrealizować łagodny rozruch maszyny napędzanej o regulowanym przebiegu. Jest to ważna zaleta sprzęgieł ciernych powodująca ich szerokie stosowanie.

Istnieje bardzo wiele rozwiązań sprzęgieł ciernych różniących się kształtami łączników, kierunkiem działania siły dociskającej, sposobem wywołania siły itp.

Siła dociskająca może mieć kierunek osiowy, promieniowy lub obwodowy, w zależności od sposobu wywołania siły nacisku mówimy o sprzęgłach napędzanych mechanicznie, hydraulicznie, pneumatycznie lub elektromagnetycznie. Łączniki mogą mieć kształt tarcz, klocków lub taśm, a powierzchnie cierne mogą być płaskie, walcowe lub stożkowe. Występujący poślizg powoduje nagrzewanie się powierzchni trących i łączników oraz ich zużywanie się. Fakt ten w bardzo istotny sposób wpływa na konstrukcję oraz dobór materiałów na elementy trące. Rozróżnia się przy tym dwa sposoby pracy: na sucho i na mokro. Przy pracy na sucho uzyskujemy większą wartość współczynnika tarcia. Dzięki temu potrzebne siły nacisku wypadają mniejsze, mniejsze także są wymiary sprzęgła. Występuje zużycie większe niż przy pracy na mokro. Wymagana jest regulacja luzów między łącznikami w miarę zużywania się elementów trących oraz wymiana tych elementów w trakcie eksploatacji.

Sprzęgła odśrodkowe

Sprzęgła odśrodkowe mają luźne łączniki, które przy obrocie członu czynnego sprzęgła są dociskane wskutek bezwładności do części biernej. Sprężenie następuje przez tarcie, z tym, że włączanie następuje samoczynnie po osiągnięciu odpowiedniej prędkości obrotowej. Ponieważ siła docisku, którą jest odśrodkowa siła łączników zależy od masy łączników i kwadratu prędkości kątowej, a więc charakterystyka sprzęgła, zależność momentu tarcia od prędkości obrotowej, jest paraboliczna. Im większa masa, tym charakterystyka bardziej stroma. W czasie rozruchu, kiedy występuje poślizg, moment tarcia określany jest przez wartość kinematycznego współczynnika tarcia. W trakcie ruchu ustalonego, kiedy nie ma poślizgu, moment tarcia jest określany przez statystyczny współczynnik tarcia i jest odpowiednio większy, na ogół o 20 do 30 % od momentu

dynamicznego. Poza samoczynnym włączaniem sprzęgło odśrodkowe ma wszelkie cechy sprzęgła ciernego.

Sprzęgła takie używane są jako sprzęgła rozruchowe. Przy rozruchu maszyny następuje wzrost momentu, powodujący łagodne rozpędzanie członu biernego i połączonych z nim elementów maszyny aż do zrównania prędkości obrotowych. Po wyłączeniu napędu następuje spadek prędkości obrotowej i rozłączenie sprzęgła.

Sprzęgło może także działać jako przeciążeniowe, zabezpieczając przed nadmiernymi wartościami przenoszonego momentu. Poślizg przeciążeniowy wystąpi po przekroczeniu wartości momentu statycznego odpowiadającego danej prędkości obrotowej.

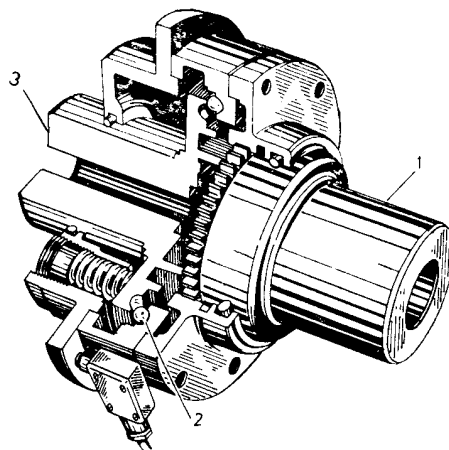
Łączniki mogą być wykonane w postaci większych elementów.

Rozróżnia się dwie odmiany konstrukcyjne, a mianowicie: z czynnym wirnikiem i czynną obudową. W pierwszej wirnik połączony jest z członem czynnym i wprawia w ruch łączniki, w drugim z członem czynnym połączona jest obudowa.

Sprzęgła bezpieczeństwa

Sprzęgła bezpieczeństwa mają za zadanie samoczynne rozłączenie wałów przy wystąpieniu nadmiernego, niebezpiecznego dla elementów maszyny, obciążenia. W ten sposób chronią elementy maszyny przed zniszczeniem. Każde sprzęgło włączalne jest sprzęgłem bezpieczeństwa, ponieważ rozłącza się po przekroczeniu maksymalnego momentu. Właściwie sprzęgło bezpieczeństwa jest sprzęgłem stale włączonym, rozłączającym się przy określonej wartości momentu. Moment maksymalny, przy którym sprzęgło się rozłącza, powinien być mniejszy od momentu niebezpiecznego dla maszyny i odpowiednio większy od momentu nominalnego, aby nie następowało niepotrzebne rozłączanie przy dopuszczalnych przekroczeniach wartości momentu nominalnego.

Prostym rozwiązaniem jest zastosowanie elementów łączących które ulegają zniszczeniu po przekroczeniu zadanego momentu. Najczęściej jest to kołek ulegający ścinaniu. Czasem dla realizacji tego celu na kółkach wykonuje się karby obrączkowe. Kołki bezpieczeństwa mogą być zastosowane jako dodatkowy element do każdego typu sprzęgła, jeżeli zachodzi konieczność ochrony przed przeciążeniem.



Rys. 33. Sprzęgło bezpieczeństwa kulkowe; 1 - człon czynny, 2 – kulki, 3 – człon bierny

Źródło: Rutkowaki A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 1998

Sprzęgła jednokierunkowe

Sprzęgła te służą do przenoszenia momentu w jednym kierunku. Moment przenoszony jest, jeżeli prędkość kątowna wału czynnego jest większa od prędkości kątowej wału biernego przy tym samym kierunku ruchu. W ten sposób napęd przenosi się na człon bierny do momentu jego rozpędzenia, po czym sam się wyłącza.

Przeniesienie momentu może być rozwiązane w sposób kształtowy lub cierny. W sprzęgłach kształtowych łącznikiem są zapadki.

Hamulce

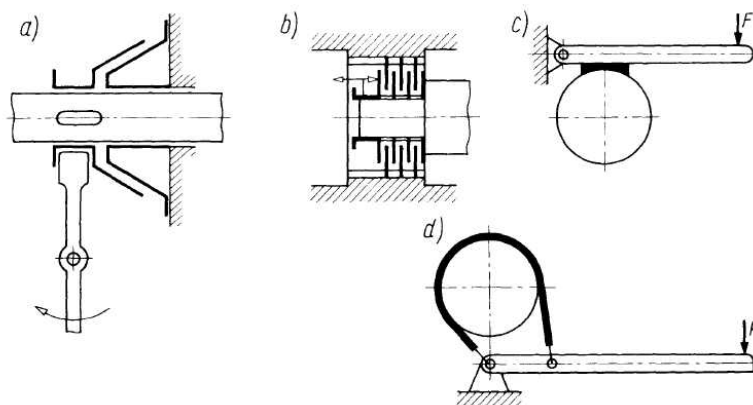
Hamulcem nazywamy urządzenie służące do zatrzymywania, zwalniania lub regulacji prędkości obracających się części maszyn. W budowie maszyn stosuje się najczęściej hamulce cierne. Hamulce te działają na podobnej zasadzie jak sprzęgła cierne, lecz działanie ich jest odwrotne. Zadaniem sprzęgieł ciernych jest nadanie ruchu obrotowego członowi biernemu przez cierne sprzęgnięcie go z obracającym się członem czynnym, natomiast zadaniem hamulców jest zatrzymanie części czynnej hamulca przez sprzęgnięcie jej z częścią nieruchomą, z reguły związaną z korpusem maszyny.

Zależnie od rodzaju mechanizmu włączającego i wyłączającego rozróżnia się hamulce cierne mechaniczne oraz — rzadziej stosowane — hydrauliczne, pneumatyczne i elektromagnetyczne.

Do podstawowych odmian hamulców ciernych mechanicznych zalicza się hamulce tarczowe-stożkowe i wielopłytkowe, klockowe (szczękowe) oraz cięgnowe (taśmowe).

Ze względu na charakter pracy hamulce dzieli się na: luzowe i zaciskowe. Hamulce luzowe są stale zaciśnięte na bębnie hamulcowym (tarczy hamulca) i luzowane przed uruchomieniem maszyny. Hamulce luzowe są stosowane m.in. w mechanizmach podnoszenia suwnic oraz jako hamulce bezpieczeństwa w kolejnictwie. Hamulce zaciskowe są stale swobodne, tzn. części stała i ruchoma są odłączone i współpracują ze sobą tylko w czasie hamowania. Przykładem hamulców zaciskowych mogą być hamulce nożne w samochodach, hamulce maszynowe.

W przemyśle maszynowym najczęściej są stosowane hamulce klockowe i cięgnowe.



Rys. 34. Hamulce: a) stożkowy, b) wielopłytkowy, c) jednoklockowy, d) cięgnowy

Źródło: Rutkowaki A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 1998

Obliczanie hamulców klockowych polega na wyznaczeniu siły F potrzebnej do całkowitego zatrzymania tarczy hamulcowej, ustaleniu wymiarów klocka oraz sprawdzeniu hamulca na rozgrzewanie. Wartość momentu tarcia M_T wyznaczamy podobnie jak w przypadku sprzęgieł

$$M_T \geq K \cdot M_0$$

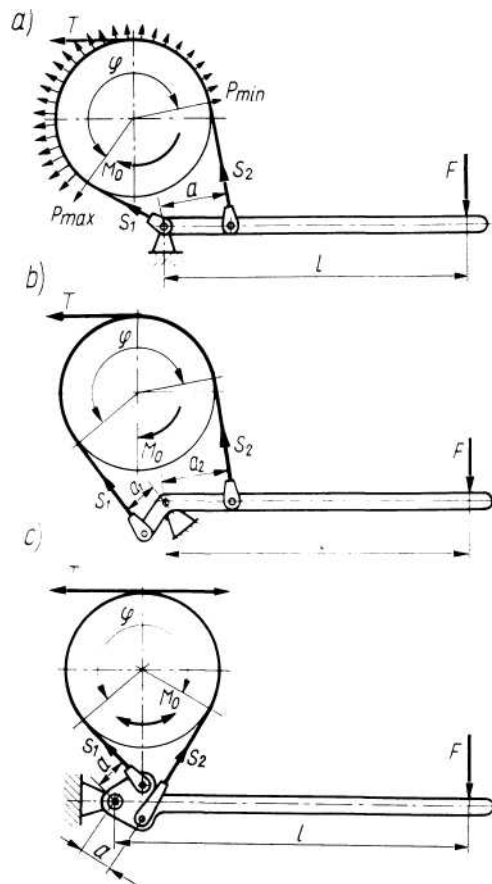
Współczynnik przeciążenia K zależy m.in. od bezwładności hamowanego układu, prędkości obrotowej wału (tarczy hamulcowej) i czasu potrzebnego do zahamowania. Do obliczeń przybliżonych przyjmujemy $K = 1,75 - 2,5$. Większe wartości współczynnika K należy przyjmować przy dużych prędkościach obrotowych oraz przy żądanym krótszym czasie hamowania.

Hamulce ciągnowe

Hamulce ciągnowe dzielimy na: zwykłe, różnicowe i sumowe (rys. 35.). W porównaniu z hamulcami klockowymi mają one większą skuteczność hamowania i dlatego mogą być usytuowane na wałach, na których występują większe momenty obrotowe. Obliczanie hamulców ciągnowych polega na określeniu momentu tarcia potrzebnego do zahamowania bębna, obliczeniu wartości sił w ciągnię oraz na wyznaczeniu wartości siły F , jaką należy wywierać na dźwignię hamulca.

Zakładając wartość momentu tarcia wg zależności: $M_T = (1,75 - 2,5) M_0$ oraz przyjmując z warunków konstrukcyjnych średnicę bębna D , wyznaczamy wartość siły tarcia, niezbędnej do zahamowania bębna

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



Rys. 35. Hamulce ciągnowe: a) zwykły, b) różnicowy, c) sumowy

Źródło: Rutkowaki A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 1998

4.7.2. Pytania sprawdzające

Odpowiadając na pytania, sprawdzisz, czy jesteś przygotowany do wykonania ćwiczeń.

1. Czy potrafisz sklasyfikować hamulce?
2. Scharakteryzuj hamulce klockowe.
3. Jakie są obciążenia hamulców klockowych?
4. Jakie są zasady obliczania hamulców klockowych?
5. Na czym polega normalizacja hamulców?
6. W jaki sposób sprawdzamy dobór hamulców ciernych?
7. Opisz budowę hamulca tarczowego.
8. Jaki jest podział hamulców cięgnowych?
9. Jakie są obciążenia hamulców cięgnowych?
10. Jakie są zasady obliczania hamulców cięgnowych?

4.7.3. Ćwiczenia

Ćwiczenie 1

Dobrać, na podstawie katalogu, sprzęgło zębate dla zadanych warunków pracy.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,
- 3) dobrać z katalogu sprzęgło,
- 4) uzasadnić wybór,
- 5) zaprezentować efekty swojej pracy,
- 6) dokonać oceny pracy.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- poradniki,
- katalog sprzęgieł,
- PN,
- literatura z rozdziału 6.

Ćwiczenie 2

Dla zadanych warunków pracy dobrać z katalogu hamulec stożkowy.

Sposób wykonania ćwiczenia

Aby wykonać ćwiczenie powinieneś:

- 1) zorganizować stanowisko pracy do wykonania ćwiczenia,
- 2) dokonać analizy danych,
- 3) dobrać z katalogu sprzęgło,
- 4) uzasadnić wybór,
- 5) zaprezentować efekty swojej pracy,
- 6) dokonać oceny pracy.

Wyposażenie stanowiska pracy:

- poradniki,
- katalog hamulców,
- PN,
- literatura z rozdziału 6.

4.7.4. Sprawdzian postępów

	Tak	Nie
Czy potrafisz:		
1) klasyfikować sprzęgła?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
2) objaśnić normalizację sprzęgieł?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3) dobrać na podstawie katalogu sprzęgło?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
4) dobrać mechanizmy przełączania sprzęgieł?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
5) klasyfikować hamulce?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
6) obliczyć hamulce klockowe?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
7) obliczyć hamulce cięgnowe?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
8) dobrać hamulce z katalogów?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

5. SPRAWDZIAN OSIĄGNIĘĆ

INSTRUKCJA DLA ZESPOŁÓW UCZNIOWSKICH

Temat projektu: projektowanie reduktora

I ZAKRES PROJEKTU:

1. Zasady konstruowania części maszyn
 - Wytrzymałość części maszyn
 - Tolerancje i pasowania w częściach maszyn
2. Dokumentacja konstrukcyjna
 - Wykaz norm i normatywów
 - Wykaz instrukcji
3. Opis elementów reduktora
4. Wykonanie wstępnego szkicu reduktora
5. Analiza warunków pracy
 - Rodzaj obciążenia
 - Stan odkształceń
 - Przekroje najbardziej narażone na zniszczenie
6. Charakterystyka obciążeń elementów reduktora
 - Dobrać odpowiednie wzory
 - Wyznaczyć szukane parametry
7. Ustalić wymiary obliczonych elementów
 - elementy nie obrabiane
 - elementy podlegające obróbce
 - wymiary normalne
8. Dobieranie elementów znormalizowanych
 - Wymagania konstrukcyjne
9. Wykonanie rysunków wykonawczych
 - Zasady sporządzania rysunków wykonawczych
 - Informacje zawarte na rysunkach wykonawczych
 - Elementy znormalizowane
10. Wykonanie rysunku złożeniowego
 - Zasady sporządzania rysunków złożeniowych
 - Informacje zawarte na rysunkach złożeniowych
11. Analiza ekonomiczna projektu reduktora
 - Koszty wykonania projektu
 - Analiza kosztów

II ŹRÓDŁA DO WYKORZYSTANIA: - podręczniki, literatura fachowa, notatki

III FORMA REALIZACJI PROJEKTU: - zespołowa

IV FORMA OPRACOWANIA PROJEKTU: - pisemna

V TERMIN REALIZACJI:

VI SPOSÓB PREZENTACJI PROJEKTU:

1. Każdy zespół uczniowski prezentuje swój projekt przed komisją i klasą w ciągu 20 min.
2. Po prezentacji komisja zadaje pytania.
3. Prezentujące zespoły otrzymują informację zwrotną od komisji i klasy

Skład komisji oceniającej:

1. nauczyciel przedmiotu:
2. grupa hospitująca: -
(zaproszeni goście)
3. uczniowie wytypowani: -
(przedstawiciele innych zespołów)

VII KRYTERIA OCENY PROJEKTU: - według załączonego arkusza oceny
VIII SKALA OCEN PROJEKTU:

Maksymalna liczba punktów do zdobycia – 260

Liczba punktów	0 – 101	- ocena niedostateczna
Liczba punktów	102 – 143	- ocena dopuszczająca
Liczba punktów	144 – 195	- ocena dostateczna
Liczba punktów	196 – 234	- ocena dobra
Liczba punktów	235 – 260	- ocena bardzo dobra

ARKUSZ OCENY PROJEKTU:

Lp.	Przedmiot oceny	Kryteria oceny	Maks. liczba punktów	Punkty otrzymane	Uwagi
1.	Zasady konstruowania elementów reduktora	<ul style="list-style-type: none"> - wytrzymałość części maszyn - tolerancje i pasowania w częściach maszyn - dokumentacja konstrukcyjna - opis elementów reduktora - wykonanie wstępnego szkicu 	25		
2.	Analiza warunków pracy	<ul style="list-style-type: none"> - rodzaj obciążeń - stan odkształceń - przekroje najbardziej narażone na zniszczenie 	100		
3.	Obliczanie elementów reduktora	<ul style="list-style-type: none"> - dobrać odpowiednie wzory - wyznaczyć szukane parametry - ustalić wymiary obliczonych elementów 	65		
4.	Sporządzanie dokumentacji konstrukcyjnej	<ul style="list-style-type: none"> - dobieranie elementów znormalizowanych - sporządzanie rysunków wykonawczych - sporządzanie rysunku złożeniowego 	30		
5.	Analiza ekonomiczna projektu reduktora	<ul style="list-style-type: none"> - koszty wykonania projektu - analiza kosztów - propozycja zmian w procesie projektowania 	20		
6.	Estetyka wykonania i pomysłowość rozwiązań oraz prezentacja	<ul style="list-style-type: none"> - estetyka wykonania - pomysłowość rozwiązań - wykorzystanie czasu prezentacji - zainteresowanie innych uczniów - sposób mówienia 	20		

KONTRAKT:

Imię i nazwisko prowadzącego	
Imię i nazwisko kierownika zespołu	
Skład zespołu	1. 5. 2. 6. 3. 4.
Szkoła i miejscowość	
Przedmiot	
Temat projektu	Projektowanie reduktora
Zakres projektu	W załączeniu w instrukcji
Forma realizacji	Zespołowa
Forma opracowania projektu	Pisemna według instrukcji
Termin złożenia projektu	
Prezentacja	Ustna przed komisją i klasą
Źródła do wykorzystania	Literatura fachowa, podręczniki, notatki sporządzane w ramach przedmiotu
Data przyjęcia do realizacji i podpis wykonawcy	
Podpis prowadzącego	

Karta Oceny Projektów:

Nr zespołu	Imię i nazwisko kierownika	Skład zespołu	Ocena	Ocena za projekt
1				Liczba punktów: Ocena:
2				Liczba punktów: Ocena:
3				Liczba punktów: Ocena:
4				Liczba punktów: Ocena:
5				Liczba punktów: Ocena:

Podpisy Komisji:

Data:

KARTA SAMOOCENY PROJEKTÓW

Kierownik zespołu:

Pytania do uczniów	Odpowiedzi z uzasadnieniem
1. Co się udało a czego się nie udało zrealizować?	
2. Dlaczego nie wszystkie cele zostały zrealizowane?	
3. Jak układała się praca w grupie i co można poprawić?	
4. Jak inni ocenili naszą pracę?	
5. Co byśmy zrobili powtarzając projekt?	

OCENA PRACY W ZESPOLE - SAMOOCENA

Kierownik zespołu:

Kryteria samooceny: Skala ocen od 1 do 6

Przedmiot oceny	Uczeń:	Uczeń:	Uczeń:	Uczeń:
1. Zaangażowanie w pracę				
2. Udzielanie informacji w zespole				
3. Podejmowanie decyzji				
4. Słuchanie siebie nawzajem				
5. Rozwiązywanie konfliktów				
6. Samoocena postępów w pracy				
OCENA OGÓLNA:				

ŁĄCZNA OCENA PROJEKTU GRUPY NR

Lp.	Przedmiot oceny	Punktacja	Ilość przyznanych punktów
1	Organizacja pracy	0 - 10	
2	Przedsiębiorczość i zaangażowanie	0 - 10	
3	Dodatkowe poszukiwanie informacji	0 - 10	
4	Dotrzymanie uzgodnień i terminów	0 - 10	
5	Ocena sprawozdania (zgodnie z arkuszem)	0 - 20	
6	Ocena prezentacji (zgodnie z arkuszem)	0 - 20	
7	Ogółem	0 - 80	

Przeliczenie punktów za wykonanie projektu na ocenę szkolną:

76 – 80 punktów ocena celująca
 66 – 75 punktów ocena bardzo dobra
 51 – 65 punktów ocena dobra
 35 – 50 punktów ocena dostateczna

ARKUSZ OCENY SPRAWOZDANIA

Lp.	Przedmiot oceny	Punktacja	Punkty otrzymane
1.	Czy sprawozdanie jest estetyczne?	0 - 4	
2.	Czy układ treści jest jasny i logiczny?	0 - 4	
3.	Jaka jest wartość merytoryczna treści?	0 - 12	
4.	Ogółem	0 - 20	

ARKUSZ OCENY PREZENTACJI

Lp.	Przedmiot oceny	Punktacja	Ilość przyznanych punktów
1	Czy prezentacja była dobrze rozplanowana?	0 - 2	
2	Czy tempo prezentacji było odpowiednie?	0 - 3	
3	Czy uczniowie wykazali się znajomością tematu?	0 - 5	
4	Czy treść prezentacji była zrozumiała?	0 - 4	
5	Czy sposób prezentacji był interesujący i przekonujący?	0 - 6	
6	Ogółem	0 - 20	

INDYWIDUALNA OCENA PRACY CZŁONKÓW GRUPY NR.....

Przedmiot oceny	Punktacja	Uczeń:	Uczeń:	Uczeń:	Uczeń:	Uczeń:
Zaangażowanie	0 - 20					
Samodzielność	0 - 15					
Wkład pracy	0 - 40					
Zdobyta wiedza i umiejętności	0 - 25					
Ogółem	0 - 100					

KRYTERIA OCENY PRACY UCZNIĄ

Ocena uzyskana za projekt	Punkty uzyskane przez ucznia					
	71 - 100	51 - 70	41 - 50	31 - 40	21 - 30	poniżej 20
	Ocena szkolna					
celująca	6	5	4	3	2	1
bardzo dobra	5	4	3	2	1	1
dobra	4	3	2	1	1	1
dostateczna	3	2	1	1	1	1

PLAN PRACY W GRUPIE

Lp.	Czynność	Kto	Kiedy

KONTRAKT NA WYKONANIE PROJEKTU

Temat projektu:

.....
.....

Data zawarcia kontraktu:.....

Kontrakt zawarto pomiędzy nauczycielem i uczniami:

.....
.....

Na mocy niniejszego Kontraktu:

1. Uczniowie przyjmują temat projektu do wykonania w formie:

.....

2. Uczniowie zobowiązują się do przedstawienia raportu dotyczącego wykonania projektu w terminie:.....

3. Uczniowie zobowiązują się do złożenia sprawozdania i zaprezentowania projektu w dniu:.....

4. Nauczyciel zobowiązuje się do opieki merytorycznej nad uczniami i ustala następujące terminy konsultacji:

I konsultacja:.....

II konsultacja:.....

III konsultacja:.....

Podpisy akceptujące treść kontraktu:

.....
(podpisy uczniów) (podpis nauczyciela)

OPIS PROJEKTU

Grupa Nr.....

Temat:

.....
.....

Cel:

.....
.....

Zagadnienia do rozważenia:

.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....

Przewidywana forma realizacji i prezentacji:

.....
.....

Termin wykonania:

.....

W załączeniu: Kryteria oceniania projektu.

6. LITERATURA

1. Ciurakowski T., Wierzbiński M., Zaniewski J.: Łożyska toczne. Warszawa Wydawnictwa Przemysłowe WEMA
2. Dietrich M.: Podstawy konstrukcji maszyn. WNT, Warszawa 1999
3. Hajduk A., Rogoziński T., Breczko T., Jermołaj W., Nowakowski J.: Podstawy konstrukcji maszyn. Politechnika Białostocka 1990
4. Korewa W.: Części maszyn. Cz. 3. PWN, Łódź 1966
5. Korewa W., Zygmunt K.: Podstawy konstrukcji maszyn. Cz. 2. WNT, Warszawa 1967
6. Kurmaz L.: Podstawy konstrukcji maszyn. Politechnika Świętokrzyska, Kielce 1997
7. Okraszewski K.: Ćwiczenia konstrukcyjne. WSiP, Warszawa 1994
8. Osiński Z.: Podstawy konstrukcji maszyn. WN PWN, Warszawa 1999
9. Praca zbiorowa. Mały poradnik mechanika. WNT, Warszawa 1999
10. Rutkowaki A.: Części maszyn. WSiP, Warszawa 1998
11. Siuta W.: Mechanika techniczna. WSiP, Warszawa 1997