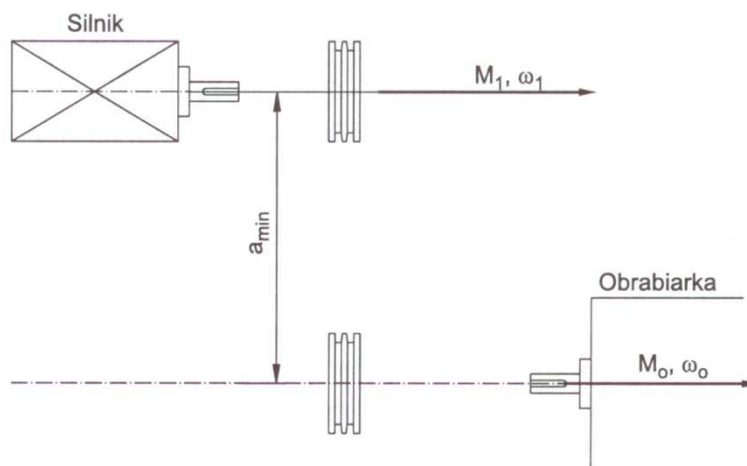


ZADANIE KONSTRUKCYJNE

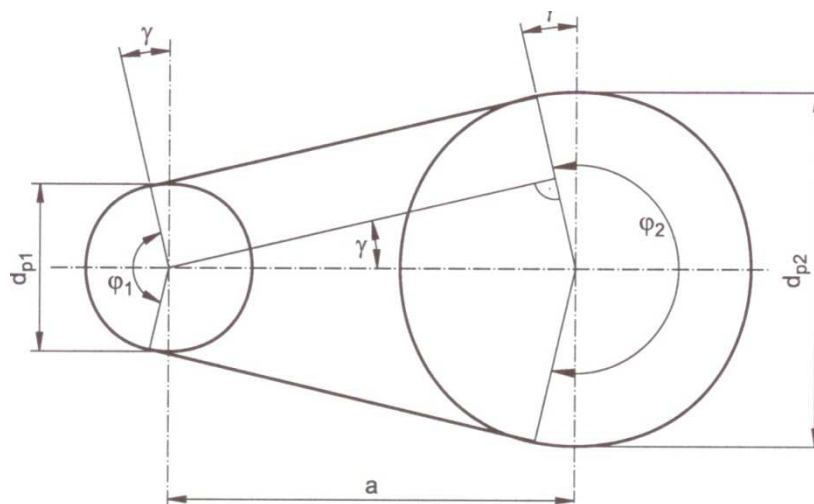
Zadanie polega na opracowaniu konstrukcji przekładni pasowej przenoszącej moment obrotowy z wałka silnika na wał napędowy zespołu obrabiarki.

A. Założenia projektowo konstrukcyjne

Układ napędowy umieszczony jest na stalowej ramie. Działanie układu polega na przeniesieniu momentu obrotowego z wału silnika na wał obrabiarki.



Rys 1. Model fenomenologiczny przekładni pasowej



Rys 2. Schemat konstruowanej przekładni pasowej

B. Dane do zadania

Dane ilościowe:

Moc maszyny	$N_0 =$	kW
Prędkość obrotowa wału	$n_0 =$	obr/min
Liczba godzin pracy w ciągu doby	$L_H =$	godz.
Warunki pracy maszyny		
Minimalna odległość osi kół rowkowych	$a = 300$	mm

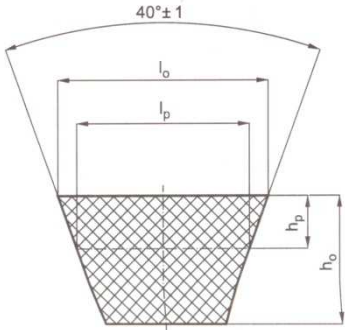
Kryteria:

- prostota wykonania,
- małe gabaryty układu napędowego,
- możliwość wymiany pasów,
- minimum kosztów.

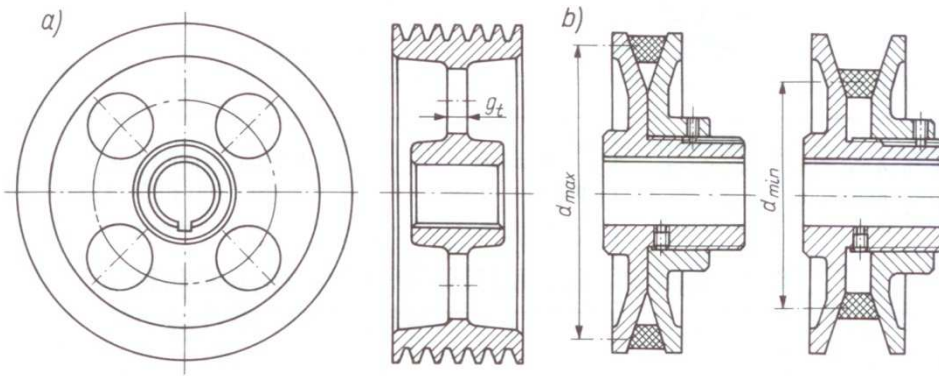
Rodzaje i cechy pasów klinowych

Według [3] wyróżnia się 7 typów pasów zwykłych: A, B, C, D, E, 20, 25 oraz 8 typów pasów specjalnych: HZ, HA, HB, HC, HE, H20, H25.

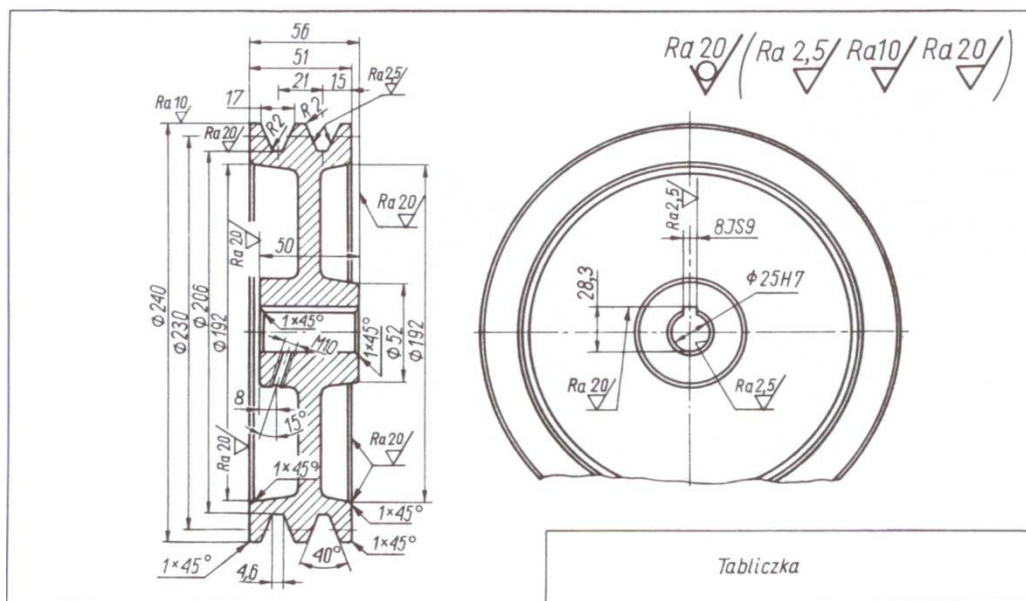
Wymiary pasów pokazano na rys. 4.

	Oznaczenie wielkości przekroju pasa	Szerokość skuteczna pasa l_p	Wymiary orientacyjne		
			l_o	h_o	h_p
	mm				
HZ	8,5	10	6	2,5	
A, HA	11,0	13	8	3,3	
B, HB	14,0	17	11	4,2	
C, HC	19,0	22	14	5,7	
D, HD	27,0	32	19	8,1	
E, HE	32,0	38	23	9,0	
20, H20	17,0	20	12,5	4,8	
25, H25	21,0	25	16	6,3	

Rys 3. Przekrój i wymiary pasa



Rys.4. Rodzaje kół pasowych do pasów klinowych: a - wielorowkowe, b - jednorowkowe składane z regulowaną średnicą



Rys. 5. Budowa koła pasowego

C. Dobór cech konstrukcyjnych kół rowkowych i pasa dla przekładni pasowej

C1. Dobór silnika oraz wstępne obliczenie przełożenia

Sprawność przekładni pasowej jest związana ze stratami wynikającymi z: tarcia między kołem pasowym a pasem, tarcia wewnętrznego pasa wywołanego jego zginaniem oraz oporów aerodynamicznych. Przyjmuje się, że sprawność przekładni pasowej z pasem klinowym wynosi:

$$\eta = 0,95 \div 0,96 \quad (1)$$

Wymagana moc silnika:

$$N_s = \frac{N_0}{\eta}, \quad [\text{kW}] \quad (2)$$

Silnik dobiera się z katalogu przyjmując wartości parametrów n_s - prędkość obrotowa silnika i N_s - mocy znamionowej silnika większe niż obliczone i założone.

Wstępne przełożenie oblicza się z zależności:

$$u = \frac{n_s}{n_0} \quad (3)$$

gdzie:

n_s - prędkość obrotowa silnika

n_0 - prędkość obrotowa wału obrabiarki

C2. Wyznaczanie średnic kół rowkowych i określenie typów pasów klinowych

Dążąc do uzyskania minimalnych wymiarów gabarytowych przekładni pasowej, należy przyjąć wstępnie średnicę skuteczną mniejszego koła rowkowego najmniejszą ze znormalizowanych dla pasa typu A, według tabeli 4.

$$d_{p1} = 90 \text{ mm},$$

Obliczanie średnicy równoważnej wg:

$$D_e = d_{p1} \cdot K_1, \quad [\text{mm}] \quad (4)$$

gdzie:

K_1 - liczba zależna od przełożenia przekładni (tabela 3)

Obliczanie prędkości obwodowej v na średnicy skutecznej:

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_{p1_0}}{2}, \quad \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (5)$$

gdzie:

$\omega_1 = \omega_s$ - prędkość kątowa wału silnika wg

$$\omega_s = \frac{\pi \cdot n_s}{30}, \quad \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \quad (6)$$

Dla średnicy D_e i prędkości v z tabeli wyznaczamy moc N_I przenoszoną przez jeden pas klinowy wybranego typu (tablice 9-13).

Moc przenoszona przez zespół pasów klinowych wynosi:

$$N_z = z \cdot N_I \frac{K_L \cdot K_\phi}{K_T}, \quad [\text{kW}] \quad (7)$$

gdzie:

z - wymagana liczba pasów klinowych,

N_I - moc przenoszona przez jeden pas klinowy przekładni (w zależności od typu pasa: tablice 9 - 13)

K_L - liczba uwzględniająca zmienność obciążeń pasa w jednostce czasu zależna od długości pasa klinowego (tabela 6)

K_ϕ - liczba uwzględniająca kąt opasania mniejszego koła rowkowego przekładni (tabela 7)

K_T - liczba uwzględniająca trwałość pasa klinowego wyrażona w godzinach pracy w czasie dnia oraz przeciążenia w ruchu ustalonym i nieustalonym (tabela 8)

Uwaga

Na podstawie dotychczasowych danych nie można określić liczby K_L i K_ϕ , dlatego na wstępie przyjmuje się je równe 1, natomiast K_T z tablicy 8, w zależności od warunków pracy.

Moc N_I przyjmuje się w zależności od prędkości obwodowej v oraz średnicy skutecznej D_e w zależności od typu pasa A, B, C, D, E (tablice 9 -13).

Po dobraniu typu pasów oraz mocy pojedynczego pasa N_I (tablice 9 - 13) oblicza się wymaganą liczbę pasów ze wzoru:

$$z = \frac{N_z}{N_I} \frac{K_T}{K_L \cdot K_\phi} \quad (8)$$

gdzie:

$$N_z = N_s$$

Wymagana liczba pasów powinna być $z \leq 4$. Jeżeli zatem liczba pasów z jest większa od 4 należy zmienić typ pasa (A, B, C, D, E) lub powtórzyć cały punkt C2 przyjmując większą średnicę skuteczną mniejszego koła rowkowego.

Po ostatecznym wyborze typu i ilości pasów należy obliczyć średnicę dużego (biernego) koła rowkowego:

$$d_{p2} = d_{p1} \cdot u, \quad [\text{mm}] \quad (9)$$

C3. Obliczenie przełożenia rzeczywistego, odległości międzyosiowej, długości pasów oraz liczby pasów

Przełożenie przekładni pasowej nie ma wartości stałej i jest zależne od obciążenia. Wynika to z poślizgu sprężystego pasa na kole napędzającym. Liczba uwzględniająca poślizg wynosi:

$$\xi = 0,01 \div 0,02 \quad (10)$$

Obliczanie przełożenia rzeczywistego wg:

$$u_{rz} = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1-\xi)} \quad (11)$$

Obliczanie rzeczywistej prędkości kątowna wału obrabiarki wg:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{rz}}, \quad \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \quad (12)$$

Wyznaczenie odległości międzyosiowej a z zakresu wg:

$$\frac{d_{p1} + d_{p2}}{2} + 50 \leq a \leq d_{p1} + d_{p2}, \quad [\text{mm}] \quad (13)$$

Uwaga: warunek $a \geq 300$ mm.

Wyznaczenie długości pasów wg zależności:

$$L_p = \pi \frac{d_{p1} + d_{p2}}{2} + \pi \frac{\gamma}{180} (d_{p2} - d_{p1}) + 2 \cdot a \cdot \cos \gamma, \quad [\text{mm}] \quad (14)$$

gdzie:

$$\sin \gamma = \frac{d_{p2} - d_{p1}}{2 \cdot a}$$

$$\varphi_1 = 180 - 2\gamma$$

Wyznaczoną długość pasów ostatecznie przyjmuje się jako znormalizowaną z tabeli 5.

Ze względu na dostosowanie długości pasa do wartości znormalizowanej, koryguje się odległość międzyosiową a wg zależności:

$$a = \frac{L_p - \pi \frac{d_{p1} + d_{p2}}{2} - \pi \frac{\gamma}{180} (d_{p2} - d_{p1})}{2 \cdot \cos \gamma}, \quad [\text{mm}] \quad (15)$$

Na podstawie powyższych wyników określa się:

k_L - dla rodzaju pasa i długości pasa L_p z – tabeli 6

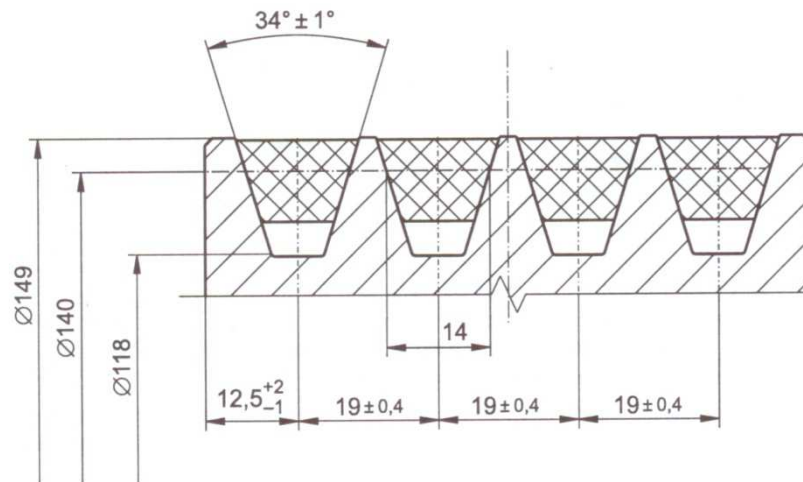
k_φ - dla φ_1 – tabeli 7

Uwaga należy ponownie zweryfikować liczbę pasów z dla przyjętych wartości k_L i k_φ wg (8).

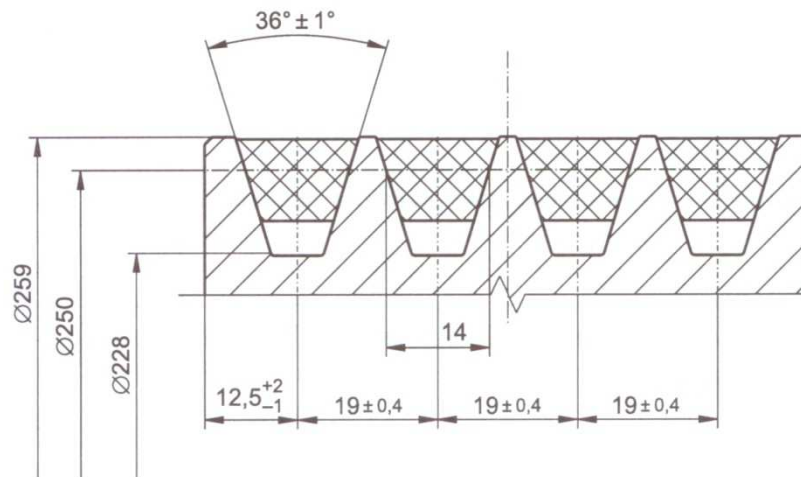
C4. Rozwiązanie*Przykład rozwiązania*

W wyniku rozwiązania uzyskano:

- typ pasa: **B**
- liczbę pasów (z): **4**
- średnice skuteczne kół rowkowych (d_{p1} , d_{p2}): **$d_{p1} = 140$ mm, $d_{p2} = 250$ mm**
- rzeczywiste przełożenie (u_{rz}): **$u_{rz} = 1,82$**
- odległość międzyosiowa (a): **$a = 314$ mm**
- długość pasa (L_p): **$L_p = 1250$ mm**
- wymiary zarysu kół pasowych według wymiarów z tabeli 14, i z tabeli 15



Rys. 6. Zarys wieńca koła małego wraz z pasami



Rys. 7. Zarys wieńca koła dużego wraz z pasami

D. Dobór cech konstrukcyjnych wału

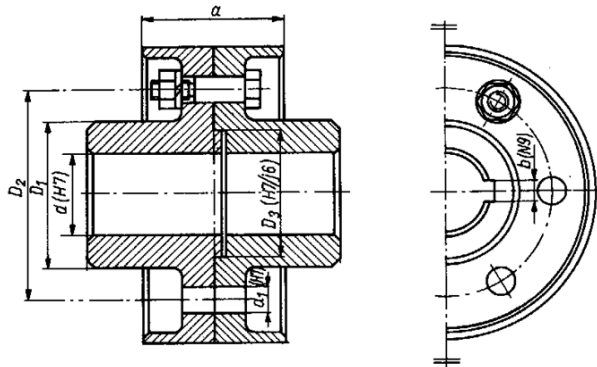
Cechy konstrukcyjne wału dobieramy bez obliczeń wychodząc z założenia, że średnica wału pod sprzęgło wynosi:

$$d_{sprz} = d_{sil} \quad (16)$$

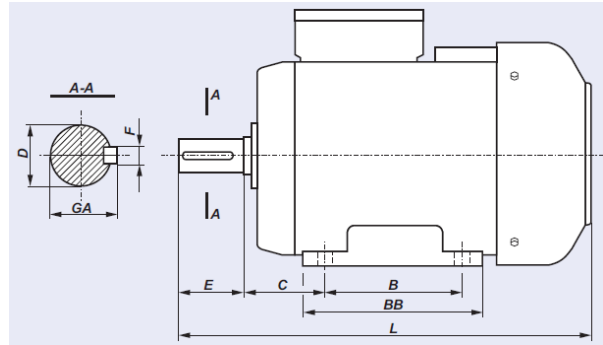
gdzie:

d_{sprz} - średnica czopu pod sprzęgło (Rys. 1, d)

d_{sil} - średnica czopu silnika (Rys. 2, D)



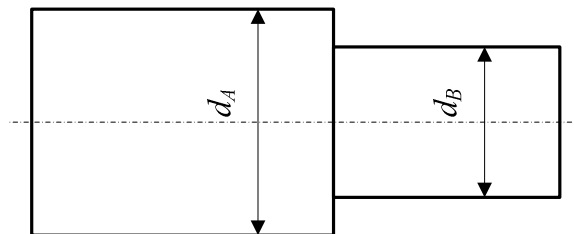
Rys. 8. Sprzęgło podatne



Rys. 9. Silnik elektryczny

Zakładając, że w miejscu osadzenia sprzęgła jest najmniejsza średnica należy ukształtować wał stosując zasadę:

$$\frac{d_A}{d_B} \leq 1,2 \quad (17)$$



Rys. 10. Wymiary stopniowanych średnic wałka

Zalecenia ukształtowania wału:

- we wszystkich przekrojach wału musi być zapewniona wymagana wytrzymałość.; w przypadku wałów kształtowych (siodkowych) zaleca się unikanie korbów, powodujących m.in. niekorzystne spiętrzenie naprężeń
- kształt wału musi zapewniać żądane ustalenie części osadzanych na wale (np. przez stosowanie odsadzeń zabezpieczających przed przesunięciem wzdłużnych elementów)
- konstrukcja wału musi być dostosowana do warunków montażu i demontażu wału oraz osadzanych na nim elementów
- kształt wału powinien być możliwie najprostszy w celu zapewnienia łatwości wykonania oraz możliwie niskich kosztów produkcji

E. Dobór łożysk

Moment obrotowy na wale silnika:

$$M_1 = \frac{N}{\omega_1}, \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (18)$$

Siła obwodowa:

$$P = \frac{2M_1}{d_{p1}} \quad [\text{N}] \quad (19)$$

Napięcie wstępne pasa:

$$S_0 = \sigma_0 \cdot F \cdot z \quad [\text{N}] \quad (20)$$

gdzie:

σ_0 - naprężenie wstępne pasa

$$\sigma_0 = 0,9 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \quad \text{- dla ciężkich warunków pracy}$$

$$\sigma_0 = 1,2 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \quad \text{- dla średnich warunków pracy}$$

$$\sigma_0 = 1,5 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \quad \text{- dla lekkich warunków pracy}$$

F - pole przekroju poprzecznego pasa (przekrój trapez)

z - liczba pasów w przekładni

Pomiędzy napięciem w cięgnię czynnym S_1 , napięciem w cięgnię biernym S_2 , siłą obwodową P i napięciem wstępnym S_0 zachodzą następujące zależności:

$$\begin{aligned} S_1 - S_2 &= P \\ S_1 + S_2 &= 2S_0 \end{aligned} \quad (21)$$

Z powyższego układu równań wyznaczyć można S_1 i S_2 .

Kąt opasania α wyznaczyć można z zależności:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{d_{p2} - d_{p1}}{2a} \quad (22)$$

Wypadkowa sił S_1 i S_2 :

$$Q = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 - 2S_1S_2 \cos \alpha} \quad [\text{N}] \quad (23)$$

Obciążenie zastępcze łożyska:

$$P_z = V \cdot R = V \cdot 0,5Q \quad [\text{N}] \quad (24)$$

gdzie:

V=1 - dla ruchomego wałka

V=1,2 - dla ruchomej oprawy

Liczba obrotów w milionach:

$$L = \frac{3600}{2 \cdot \pi \cdot 10^6} \cdot L_h \cdot \omega_{2rz} \quad (25)$$

gdzie $L_h = 5\ 000 - 30\ 000$ godz. (tablica 16)

Nośność ruchowa łożyska:

$$C = P_z \cdot \sqrt[q]{L} \quad [\text{N}] \quad (26)$$

gdzie:

q = 3 - dla łożysk kulkowych

Na podstawie nośności ruchowej i wyznaczonych średnic wałów przyjmujemy z katalogu łożysk tocznych łożyska.

Przykładowy katalog można znaleźć na stronie: www.skf.com/portal/skf_pl

Należy dobrać zabezpieczenia łożysk przed ruchem wzdłużnym względem wału.

Odpowiednie normy:

PN-M-86478 - Łożyska toczne - Nakrętki łożyskowe

PN-M-86482 - Łożyska toczne - Podkładki zębate i łożyskowe

PN-M-86491 - Łożyska toczne - Pierścienie osadcze sprężynujące

PN-M-85111 - Pierścienie osadcze sprężynujące

F. Dobór wpustu przenoszącego moment obrotowy z koła rowkowego na wał

Czop dobieramy dla odpowiedniej średnicy wału wg PN-M-85005: 1970.

Bez obliczeń wytrzymałościowych.

G. Rysunek złożeniowy przekładni

Przygotować rysunek

- złożeniowy przekładni
- rysunek wykonawczy koła biernego i wałka.