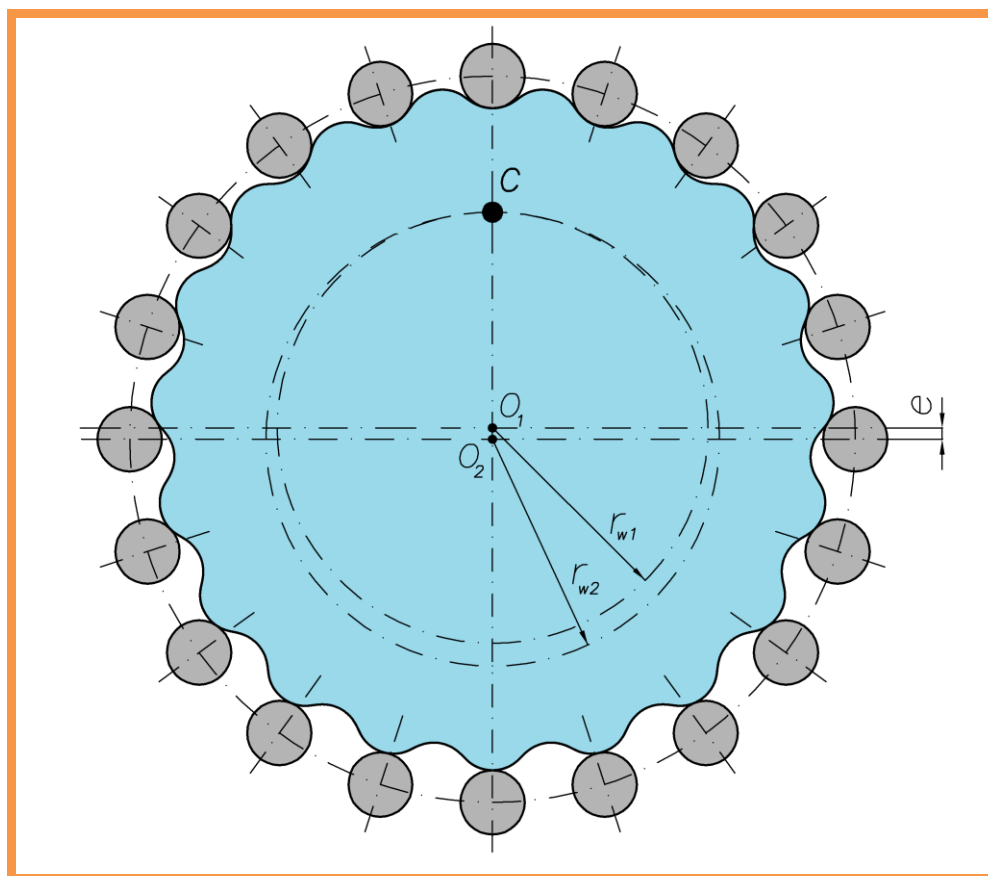


Zazębienie cykloidalne



Spis treści

Zazębienie cykloidalne

Krzywe cykloidalne

Koło o zarysie cykloidalnym

Zasady doboru zespołu kół

Obliczenia

Siły międzyzębne

Wypadkowa siła międzyzębna

Naprężenia stykowe

Materiały

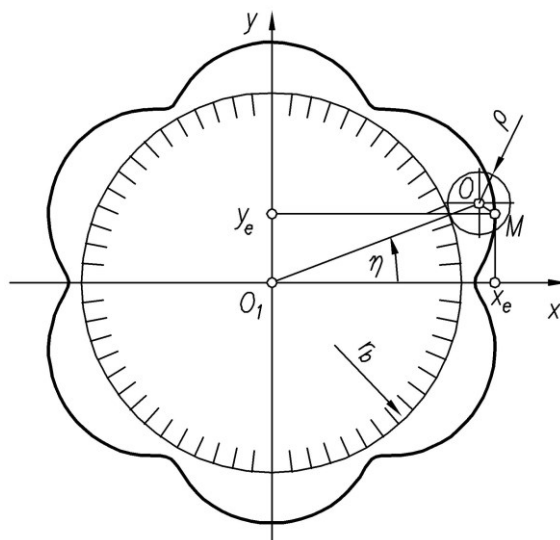
Straty mechaniczne mocy

Tolerancje wykonania zazębienia

Zazębienie cykloldalne

Krzywe cykloldalne

Krzywą cykloldalną, przedstawioną na rys.1, kreśli punkt M związany z kołem o promieniu ρ obtaczanym bez poślizgu po nieruchomym kole zasadniczym o promieniu r_b . Epicykloida, powszechnie stosowany zarys w obiegowych kołach cykloldalnych powstaje przez obtaczanie koła o promieniu ρ po zewnętrznej stronie okręgu koła zasadniczego.



Rys.1. Wyznaczenie krzywej epicykloldalnej

Wszystkie rodzaje krzywych cykloldalnych mogą być **zwyczajne**, **skrócone** lub **wydłużone**. **Krzywe zwyczajne** opisuje punkt M leżący na okręgu koła obtaczanego. Punkt M leżący wewnątrz koła obtaczanego kreśli **krzywe skrócone**, natomiast **krzywe wydłużone** opisuje punkt M leżący zewnątrz koła.

Nie wszystkie krzywe cykloldalne można wykorzystać w budowie kół zębatach. Nie mogą być stosowane krzywe posiadające pętlę w pobliżu punktów zwrotu, ponieważ prowadzi to do interferencji zarysów zębów koła zębatego. Nieprzydatne stają się epicykloidy wydłużone. Wobec tego do projektowania kół zębatach wykorzystywane są epicykloidy skrócone i zwyczajne.

Na podstawie rys.1 można wyprowadzić równania parametryczne opisujące epicykloidy:

$$\begin{aligned}x_e(\eta) &= (r_b + \rho) \cdot \cos \eta - \lambda \cdot \rho \cdot \cos \left[\left(\frac{r_b + \rho}{\rho} \right) \eta \right] \\y_e(\eta) &= (r_b + \rho) \cdot \sin \eta - \lambda \cdot \rho \cdot \sin \left[\left(\frac{r_b + \rho}{\rho} \right) \eta \right]\end{aligned}\tag{1}$$

gdzie:

x_e, y_e – współrzędne punktów epicykloidy;

r_b – promień koła zasadniczego;

ρ – promień koła toczonego się po kole zasadniczym;

η – kąt epicykloidy;

λ – współczynnik skrócenia epicykloidy.

$$\lambda = \frac{OM}{\rho} \quad (2)$$

Po podstawieniu do wyrażenia (2) następujących wartości współczynnika skrócenia epicykloidy λ otrzymuje się:

- **epicykloidę skróconą**, gdy $\lambda < 1$;
- **epicykloidę zwyczajną**, gdy $\lambda = 1$;
- **epicykloidę wydłużoną**, gdy $\lambda > 1$.

W praktyce, do budowy zarysu epicykloidalnego wykorzystuje się epicykloidy skrócone, dla których współczynnik skrócenia epicykloidy, zwany także współczynnikiem wysokości zęba wynosi $\lambda < 1$.

Koło o zarysie cykloidalnym

Proces projektowy kół zębatych cykloidalnych dzieli się na trzy etapy. W etapie I projektuje się ząb koła cykloidalnego. W etapie II projektuje się koła cykloidalne, tzw. podstawowe. Uzębienie tego koła formuje się z wcześniej ukształtowanych (etap I) zębów. W etapie III projektuje się zespół kół cykloidalnych. Wykorzystuje się do tego celu koło podstawowe i w ścisłym powiązaniu z nim projektuje się koło współpracujące. Pomędzy oboma kołami utworzone jest zazębienie.

Kształt i wymiary uzębienia epicykloidalnego są uzależnione od doboru trzech zdefiniowanych parametrów podstawowych uzębienia, tzn. liczby zębów z , promienia koła toczącego się ρ oraz współczynnika wysokości zęba λ . W projektowaniu kół epicykloidalnych zakłada się zwykle liczbę zębów z i wartość promienia ρ , a następnie, na podstawie wyrażenia (3), wyznacza się wartość promienia r_b i pozostałe wymiary koła.

$$r_b = z \cdot \rho \quad (3)$$

Oznacza to, że promienie (r_b , ρ) tych kół są ściśle powiązane ze sobą, a zmiana wartości jednego powoduje konieczność zmiany wartości drugiego. Istotniejsze znaczenie ma promień ρ , którego wartość zgodnie z wyrażeniem (4) wpływa na wysokość zęba h , a także na wymiary koła zębatego. Im większa jest wartość promienia ρ , tym wyższy jest ząb oraz większy promień koła zasadniczego r_b , a w związku z tym rosną gabaryty koła.

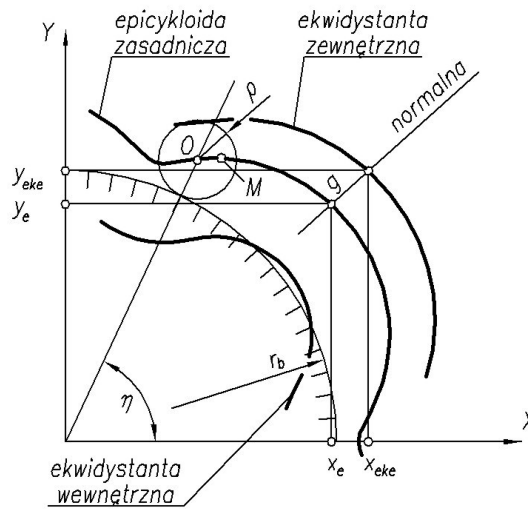
$$h = 2 \cdot \lambda \cdot \rho \quad (4)$$

W projektowaniu kół cykloidalnych, podobnie jak w przypadku kół ewolwentowych, dąży się do osiągnięcia zwartej budowy i małych gabarytów, przy czym koła cykloidalne mogą mieć mniejszą liczbę zębów niż ewolwentowe. Kształt zęba cykloidalnego jest opływowy, brak jest załamań i nieciągłości zarysu, wyjąwszy krzywe zwyczajne. W związku z tym nie ma niebezpieczeństwa ani podcinania, ani zaostrozania zęba w procesie wytwarzania. Nie występują zatem technologiczne przyczyny korekcji jak w przypadku uzębienia ewolwentowego.

Są jednak istotne konstrukcyjne przyczyny wprowadzania korekcji uzębienia cykloidalnego. Po przeanalizowaniu rys.1 zauważa się, że kształty zębów są nieproporcjonalne. Zęby epicykloidalne mają stosunkowo dużą część wypukłą odpowiadającą głowie zęba i stosunkowo małą część wklęsłą odpowiadającą stopie. Tak ukształtowane koła epicykloidalne określa się jako nieforemne, a ich współpraca z innymi kołami z zespołu jest utrudniona, a nawet niemożliwa, choćby ze względu na naciski międzyzębne. W tej sytuacji konieczna jest korekcja uzębienia epicykloidalnego.

Korekcja uzębienia polega na utworzeniu nowego zarysu, biegnącego równolegle w stosunku do bazowego zarysu epicykloidalnego, co pokazano na rys.2. Nową utworzoną

krzywą nazywa się **ekwidystantą**, bazową krzywą epicykloidalną określa się jako **krzywą zasadniczą**. Ekwidystanty można formować zarówno na zewnątrz, jak i wewnątrz krzywej zasadniczej. Odległość pomiędzy ekwidystantą a krzywą zasadniczą określa się jako przesunięcie ekwidystanty g .



Rys.2. Korekcja uzębienia epicykloidalnego

W przypadku uzębienia epicykloidalnych powinno się dokonywać przesunięcia zarysu do wewnątrz koła, czyli $g < 0$. Uzębienie utworzone według ekwidystanty wewnętrznej charakteryzuje się proporcjonalną budową. Przesunięcie na zewnątrz koła, czyli $g > 0$, i utworzenie uzębienia według ekwidystanty zewnętrznej jest niekorzystne, gdyż powiększa nieproporcjonalną budowę uzębienia.

Przy tworzeniu ekwidystant w zbyt dużej odległości g od krzywej zasadniczej mogą powstawać pętle na ich zarysie, czyli dochodzić do interferencji zarysu. Maksymalne przesunięcie ekwidystanty g na zewnątrz epicykloidy zasadniczej jest równe minimalnemu promieniowi krzywizny R_{emin1} we wklęsłej części łuku epicykloidy. Maksymalne przesunięcie ekwidystanty do wewnątrz epicykloidy zasadniczej jest równe minimalnemu promieniowi krzywizny R_{emin2} w wypukłej części łuku epicykloidy.

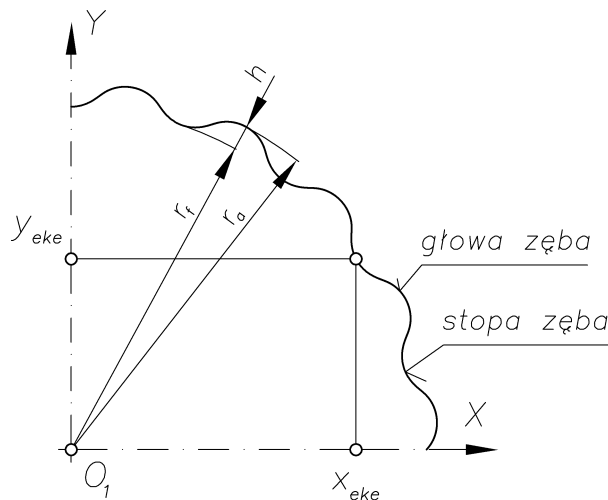
Po podstawieniu wyrażenia (3) do wyrażenia (1) oraz przeprowadzeniu korekcji uzębienia otrzymuje się ostatecznie postać równań opisujących zarys koła cykloidalnego, którą przedstawiono w tab.1.

Tab.1. Cechy geometryczne zarysu epicykloidalnego

Zarys epicykloidalny	
Równania zarysu	
x_{eke}	$x_{eke} = \rho \cdot (z+1) \cdot \cos \eta - \lambda \cdot \rho \cdot \cos(z+1)\eta - g \cdot \frac{\cos \eta - \lambda \cdot \cos(z+1)\eta}{\sqrt{1 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos z\eta + \lambda^2}}$
y_{eke}	$y_{eke} = \rho \cdot (z+1) \cdot \sin \eta - \lambda \cdot \rho \cdot \sin(z+1)\eta - g \cdot \frac{\sin \eta - \lambda \cdot \sin(z+1)\eta}{\sqrt{1 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos z\eta + \lambda^2}}$

Punkt przeięcia	
$\eta_{ep} = \frac{1}{z} \cdot \arccos \frac{\lambda^2 \cdot (z+1) + 1}{\lambda \cdot (z+2)}, \text{ dla } \frac{1}{z+1} \leq \lambda \leq 1$	
okres: $\eta_{ep} + k \cdot \frac{2\pi}{z}$ i $\left(\frac{2\pi}{z} - \eta_{ep} \right) + k \cdot \frac{2\pi}{z}$, przy czym $k = 0, 1, 2, 3, \dots, z$	
Promień krzywizny zarysu	
$R_e = \frac{\rho \cdot (z+1) \cdot [1 - 2 \cdot \lambda \cdot \cos(z \cdot \eta) + \lambda^2]^{\frac{3}{2}}}{1 - \lambda \cdot (z+2) \cdot \cos(z \cdot \eta) + \lambda^2 \cdot (z+1)} - g$	
Remin1 dla $\eta_{emin1} = 0$ (krzywizna wklęsła),	
okres: $\eta_{emin1} + k \cdot \frac{2 \cdot \pi}{z}$	
Remin2 dla $\eta_{emin2} = \frac{1}{z} \cdot \arccos \frac{\lambda^2 \cdot (2 \cdot z + 1) - (z - 1)}{\lambda \cdot (z + 2)}$ (krzywizna wypukła),	
przy $\frac{z-1}{2 \cdot z + 1} \leq \lambda \leq 1$	
okres: $\eta_{emin2} + k \cdot \frac{2 \cdot \pi}{z}$ lub $\left(\frac{2 \cdot \pi}{z} - \eta_{emin2} \right) + k \cdot \frac{2 \cdot \pi}{z}$, $k = 0, 1, 2, 3, \dots, z$	

Na rysunku 3 przedstawiono szczegółową budowę zębów i koła zębatego o zarysie epicykloidalnym utworzonym na podstawie ekwidystanty epicykloidy.



Rys.3. Budowa koła cykloidalnego

Koło o uzębieniu zewnętrznym formuje się wewnątrz zamkniętej krzywej cykloidalnej poddanej korekcji, tj. ekwidystanty epicykloidy. Jeden łuk krzywej epicykloidalnej stanowi jeden ząb koła zębatego. Charakterystyczne jest to, że ząb epicykloidalny ma wypukłą głowę, która łagodnie przechodzi we wklęsłą stopę. Część wypukłą i wklęsłą przechodzą wzajemnie jedna w drugą w punkcie przeięcia. Kształt i wymiary zęba epicykloidalnego zależą od

współczynnika wysokości zęba. Kolejne łuki połączone są ze sobą w krzywą epicykloidalną i stanowią uzębienie koła epicykloidalnego. Wyrażenia pozwalające określić wymiary kół o zarysie epicykloidalnym przedstawiono w tab.2.

Tab.2. Wymiary kół o zarysie epicykloidalnym

Wymiary kół (zarys epicykloidalny)		
Wymiar	Koło o uzębieniu zewnętrznym (Koło podstawowe)	Koło o uzębieniu wewnętrznym (rolki) (Koło współpracujące)
Promień koła wierzchołkowego	$r_{a1} = \rho \cdot (z + 1 + \lambda) - g$	$r_{a2} = \rho \cdot (z + 1) - g$
Promień koła stóp	$r_{f1} = \rho \cdot (z + 1 - \lambda) - g$	$r_{f2} = \rho \cdot (z + 1 + 2 \cdot \lambda) - g$
Promień koła tocznego	$r_{w1} = e \cdot z = \rho \cdot \lambda \cdot z$	$r_{w2} = e \cdot (z + 1) = \rho \cdot \lambda \cdot (z + 1)$
Promień koła zasadniczego	$r_{b1} = \rho \cdot z$	$r_{b2} = \rho \cdot (z + 1)$
Promień rolki	-	g
Mimośród	$e = \lambda \cdot \rho$ lub $e = \frac{h}{2}$	
Wysokość zęba	$h = 2 \cdot e$	

Zasady doboru zespołu kół

O praktycznej przydatności zespołu kół decydują następujące kryteria konstrukcyjne i technologiczne:

- zarysy uzębień muszą być łatwe do opisanie równaniami matematycznymi;
- zarysy muszą być łatwe do zwymiarowania;
- zęby kół powinny mieć zarysy o możliwie dużych krzywiznach, dających się zastąpić łukami kołowymi lub też rolkami umożliwiającymi polepszenie warunków współpracy międzyzębnej i wytrzymałościowych;
- uzębienia kół powinny dać się wykonać metodami ogólnie znanymi w budowie maszyn, umożliwiającymi sprawdzenie wymiarów i kształtu.

Tab.3. Warunki współpracy kół o zarysie epicykloidalnym

Współpraca kół w zespole
Warunek powstania promienia krzywizny
$\frac{z-1}{2 \cdot z+1} \leq \lambda \leq 1$
Warunek nie podcinania zębów koła podstawowego
$e \geq g \cdot \frac{z+2}{3 \cdot \sqrt{3} \cdot (z+1)} \cdot \sqrt{\frac{z+2}{z}} \cdot \sqrt{\frac{\lambda^2}{1-\lambda^2}}$

Warunek sąsiedztwa rolek koła współpracującego
$e > g \cdot \frac{\lambda}{(z+1) \cdot \sin \frac{\pi}{z+1}}$

Dla zazębienia epicykloidalnego można określić dodatkowe warunki:

- promień rozmieszczenia rolek – $R_g (r_{b2})$

$$R_{g \min} \geq \sqrt{\frac{g^2 \cdot (z+2)^3}{27 \cdot z} + e^2 \cdot (z+1)^2} \quad (5)$$

- promień rolki – $g (r_r)$

$$g_{\max} \leq \sqrt{\frac{27 \cdot z \cdot [R_{g \min}^2 - e^2 \cdot (z+1)^2]}{(z+2)^3}} \quad (6)$$

- mimośród – e

$$e_{\max} \leq \sqrt{\frac{27 \cdot z \cdot R_{g \min}^2 - g^2 \cdot (z+2)^3}{27 \cdot z \cdot (z+1)^2}} \quad (7)$$

- promień koła obtaczającego – ρ

$$\rho_{\min} \geq \sqrt{\frac{g^2 \cdot (z+2)^3}{27 \cdot z \cdot [(z+1)^2 \cdot (1-\lambda^2)]}} \quad (8)$$

Obliczenia

Podczas projektowania zazębienia cykloidalnego istotne jest określenie sił oddziałujących na jego elementy składowe i to zarówno dla zazębienia pozbawionego luzów, jak i z luzami, oszacowanie luzów, nacisków oraz strat mechanicznych mocy świadczących o jego sprawności.

Siły międzyzębne

Jak pokazano na rys.4 siła międzyzębna F_i działa wzdłuż linii zazębienia, wyznaczonej przez punkt przyporu danej pary zębów oraz biegun zazębienia C . W celu wyznaczenia sił międzyzębnych F_i przyjęto następujące założenia:

- zazębienie jest zazębieniem nominalnym (niekorygowanym);
- nie uwzględnia się odkształceń koła obiegowego (cykloidalnego);
- obciążenia rozkładają się równomiernie na wszystkie koła obiegowe; stąd moment działający na pojedyncze koło obiegowe w przekładni z K kołami obiegowymi wynosi:

$$M_K = \frac{M_1}{K} \quad (9)$$

gdzie:

K – liczba kół obiegowych, $K=1, 2$ lub 3

- obciążenie przenosi tylko jedna, czynna strona koła obiegowego, maksymalną liczbę obciążonych rolek wyznacza się z wyrażenia (10) lub (11), przy czym kierunki sił działających na poszczególne zęby tworzą pęk prostych przecinających się w punkcie tocznym zazębienia C (biegun zazębienia);

Liczbę rolek z_C przenoszących obciążenie można wyznaczyć następująco:

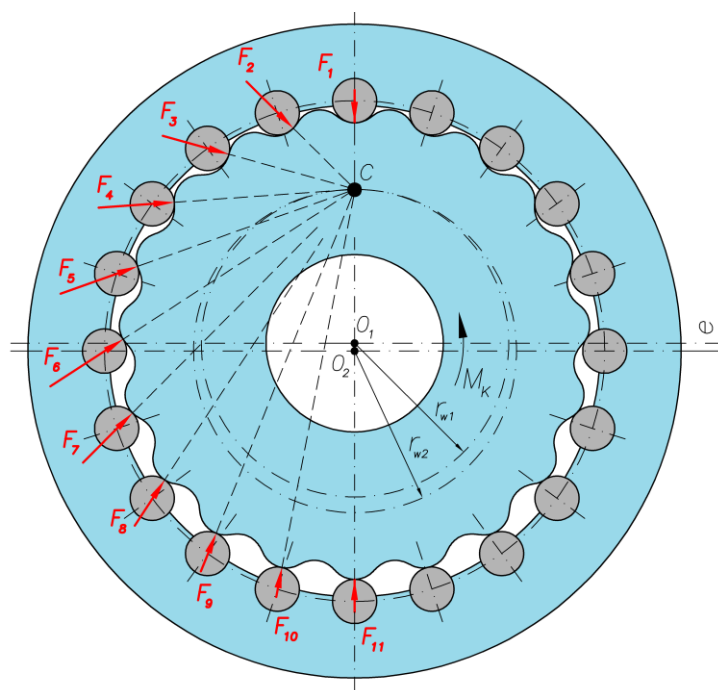
- dla parzystej liczby zębów z koła obiegowego

$$z_C = \frac{z+1}{2} \quad (10)$$

- dla nieparzystej liczby zębów z koła obiegowego

$$z_C = \frac{z+1}{2} + 1 \quad (11)$$

- przemieszczenia δ_i w miejscu działania sił F_i wynikają z niewielkiego przemieszczenia kąowego β koła obiegowego jako sztywnej tarczy i są wywołane ugięciem rolek koła współpracującego.



Rys.4. Rozkład sił międzyzębnych dla zazębienia epicykloidalnego

Wielkość przemieszczeń jest liniowo zależna od wartości promieni tocznych h_i , a każda siła międzyzębna F_i jest liniową funkcją przemieszczenia:

$$F_i = c_i \cdot \delta_i = c_i \cdot h_i \cdot \beta \quad (12)$$

gdzie:

$c_i = c = \text{const}$ – liniowy współczynnik sztywności w miejscu zazębienia

h_i – promień toczny, na którym działa siła F_i .

Siła F_i osiąga wartość maksymalną F_{max} dla maksymalnej wartości promienia tocznego h_{max} , który wynosi:

$$h_{max} = r_{w1} = e \cdot z \quad (13)$$

Siły F_i są proporcjonalne do siły F_{max} i można je wyznaczyć następująco:

$$F_i = F_{max} \cdot \frac{h_i}{h_{max}} \quad (14)$$

Siła F_{max} wynosi:

$$F_{max} = \frac{4 \cdot M_K}{r_{w1} \cdot (z+1)} \quad (15)$$

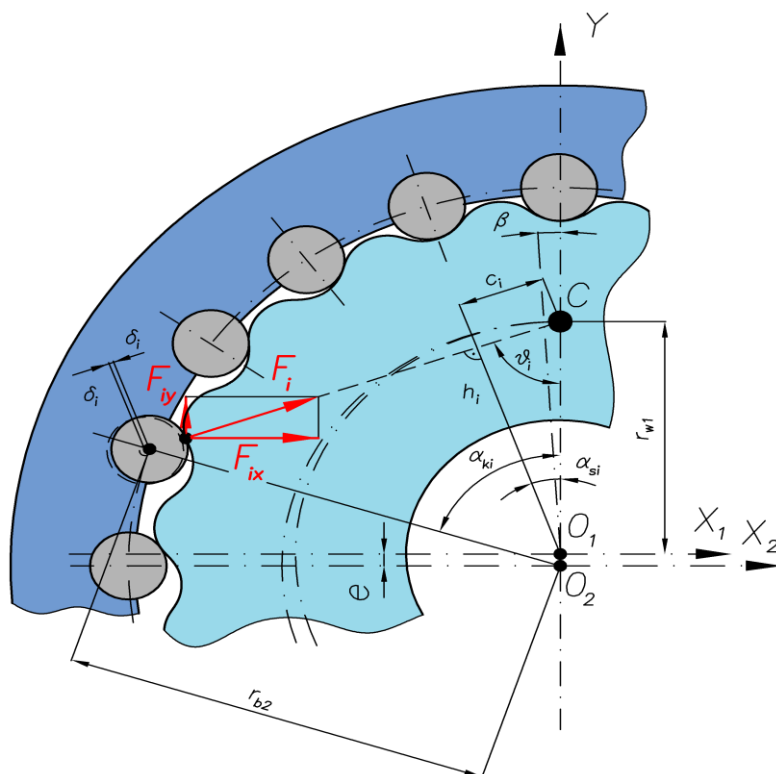
Wyznaczenie siły F_{max} umożliwia określenie siły F_i odpowiadającej promieniowi tocznemu h_i :

$$F_i = \frac{4 \cdot M_K}{r_{w1} \cdot (z+1)} \cdot \frac{h_i}{r_{w1}} \quad (16)$$

Z rys.5 wynika, że promień toczny h_i wynosi:

$$h_i = r_{w1} \cdot \cos \alpha_{si} \quad (17)$$

Na podstawie rys.4 oraz rys.5 można zauważyć, że siły międzyzębne F_i mają różne kąty działania, gdyż ich linie działania schodzą się w biegunie zazębienia C .



Rys.5. Wyznaczenie kąta działania siły międzyzębnej F_i dla zazębienia epicykloidalnego
Składowe sił międzyzębnych wynoszą:

$$F_{ix} = F_i \cdot \cos \alpha_{si} \quad (18)$$

oraz

$$F_{iy} = F_i \cdot \sin \alpha_{si} \quad (19)$$

Składowe F_{ix} oraz F_{iy} można określić podstawiając wyrażenia (16, 17) odpowiednio do wyrażenia (18) i (19):

$$F_{ix} = \frac{4 \cdot M_K}{r_{w1} \cdot (z+1)} \cdot \cos^2 \alpha_{si} \quad (20)$$

$$F_{iy} = \frac{2 \cdot M_K}{r_{w1} \cdot (z+1)} \cdot \sin 2\alpha_{si} \quad (21)$$

Wypadkowa siła międzyzębna

Siły międzyzębne F_i oddziałują na wał czynny, na którym osadzone są koła cykloidalne, a w konsekwencji na łożyska toczne podpierające wał czynny. W związku z tym istotne jest wyznaczenie wypadkowych od sił międzyzębnych w kierunku głównych osi. Zatem:

- wypadkowa od sił międzyzębnych F_{ix} w kierunku osi x wynosi:

$$F_{wzx} = \sum F_{ix} \quad (22)$$

- wypadkowa od sił międzyzębnych F_{iy} w kierunku osi y wynosi:

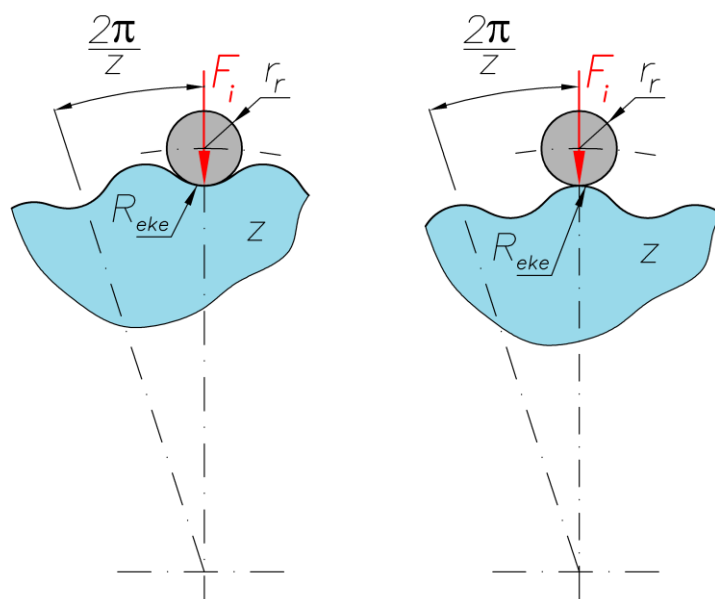
$$F_{wzy} = \sum F_{iy} \quad (23)$$

Natomiast wypadkową od sił międzyzębnych F_i można zapisać wyrażeniem:

$$F_{wz} = \sqrt{F_{wzx}^2 + F_{wzy}^2} = \sqrt{(\sum F_{ix})^2 + (\sum F_{iy})^2} \quad (24)$$

Naprężenia stykowe

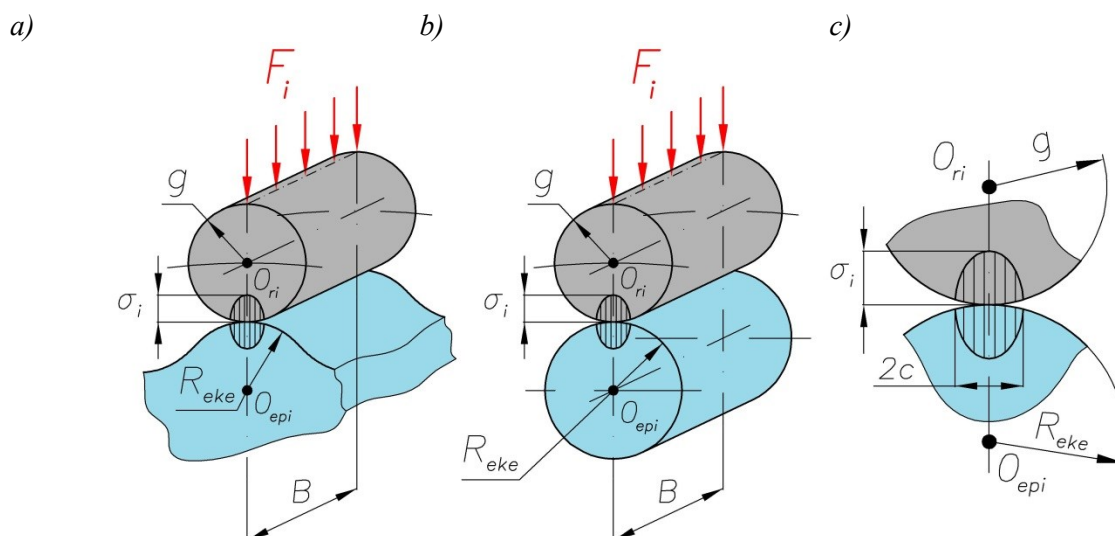
W trakcie przenoszenia obciążenia (moment M_K) przez przekładnię cykloidalną na styku rolki z kołem cykloidalnym występują siły międzyzębne F_i , co pokazano na rys.4. Rolki pełniące rolę zębów współpracują z częścią wypukłą oraz wklęsłą zarysu cykloidalnego koła obiegowego o liczbie zębów z . Siły międzyzębne F_i przenoszą obciążenie oraz ze względu na to, że styk rolki z kołem jest na niewielkiej powierzchni siły te generują duże naciski σ_i . Na rys.6 przedstawiono współpracę rolki z wypukłą i wklęsłą częścią zarysu cykloidalnego koła.



Rys.6. Styk rolki z zarysem epicykloidalnym koła obiegowego

Zarys cykloidalny w miejscu styku z rolkami zastępuje się okręgami o promieniu R_{eke} , co pokazano na rys.6. Wartość tego promienia można wyznaczyć na podstawie wyrażenia z tab.1. Siła działająca F_i w miejscu styku wypukłej części zarysu cykloidalnego koła z rolką generuje o wiele większe naciski niż w przypadku styku rolki z wklęsłą częścią zarysu cykloidalnego koła. Stąd w dalszej części będzie rozpatrywany styk rolki z wypukłą częścią zarysu cykloidalnego koła obiegowego.

W celu uproszczenia obliczeń nacisków międzyzębnych σ_i przyjęto zastępczy model w postaci dwóch równoległych walców dociskanych do siebie siłą F_i równomiernie rozłożoną na długości styku walców B , co pokazano na rys.7. Promień R_{eke} walca (rys.7b), zastępującego część wypukłą koła cykloidalnego, jest równy promieniowi krzywizny cykloidy R_{eke} w punkcie styku (rys.7a). Z kolei promień g walca (rys.7b), zastępującego rolkę, jest równy promieniowi rolki g w punkcie styku (rys.7a).



Rys.7. Naciski

a) model rzeczywisty, b) model zastępczy, c) rozkład nacisków

Zagadnienie nacisków σ_i rozważono przy następujących założeniach:

- obciążenia mają charakter quasi-statyczny;
- geometria zazębienia jest idealna, pominięto odchyłki wykonawcze;
- koła nie wykonują ruchu obrotowego, są obciążone jedynie momentami skręcającymi;
- pomiędzy rolką a zarysem cykloidalnym koła obiegowego nie ma oleju ani innych obcych warstw powierzchniowych.

Jak widać z rys.7c rozkład nacisków σ_i po szerokości paska styku jest eliptyczny, a maksymalna ich wartość jest w środku szerokości styku. Korzystając ze wzorów Herta można wyznaczyć naciski σ_i :

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{F_i \cdot (R_{eke} + r_r)}{B \cdot \pi \cdot R_{eke} \cdot r_r \cdot \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]}} \quad (25)$$

gdzie:

F_i – siła międzyzębna;

R_{eke} – promień okręgu zastępującego zarys w punkcie działania siły F_i ;

r_r (g) – promień rolki;

B – szerokość koła cykloidalnego;

ν_1 – liczba Poissona materiału, z którego wykonane jest koło cykloidalne;

E_1 – moduł Younga materiału, z którego wykonane jest koło cykloidalne;

ν_2 – liczba Poissona materiału, z którego wykonana jest rolka;

E_2 – moduł Younga materiału, z którego wykonana jest rolka.

Materiały

Podczas pracy przekładni cykloidalnej w miejscach styku rolek z zarysem koła cykloidalnego generowane są duże naciski σ_i . W związku z tym materiały przyjmowane na wykonanie koła cykloidalnego oraz rolek muszą charakteryzować się dużą odpornością na odkształcenia δ_i pod wpływem działania sił międzyzębnych F_i na małej powierzchni styku, czyli posiadać duże naciski dopuszczalne p_{dop} . Wartości p_{dop} dla wybranych stali oraz żeliw, z których wykonywane są koła cykloidalne przedstawiono w tab.4.

Tab.4. Wartości nacisków dopuszczalnych p_{dop} oraz twardości dla wybranych stali i żeliw

Materiał	Stan obróbki cieplnej						Moduł Younga E [MPa]	Liczba Poissona ν
	Normalizowanie		Ulepszanie cieplne		Hartowanie			
	HB	P _{dop} [MPa]	HB	P _{dop} [MPa]	HRC	P _{dop} [MPa]		
Stal:							2.08*10 ⁵	0.3
C30 (30)	140	450	180	550	50	1000		
C45 (45)	180	550	210	700	55	1300		
C55 (55)	200	600	250	900	60	1500		
50G			250	900	60	1450		
41Cr4 (40H)			350	1000	60	1550		
40HN			350	1000	60	1600		
100Cr6 (ŁH15)					63	2500		
Żeliwo:							0.98*10 ⁵	0.25
EN-GJL 200 (Zl 200)	170	400						
EN-GJL 300 (Zl 300)	190	500						
EN-GJL 400 (Zl 400)	220	600						
Zs 50007	180	550	260	800	48	900		
Zs 70002	220	600	300	1000	52	1100		
Zs 90002	240	750	360	1100	55	1300		

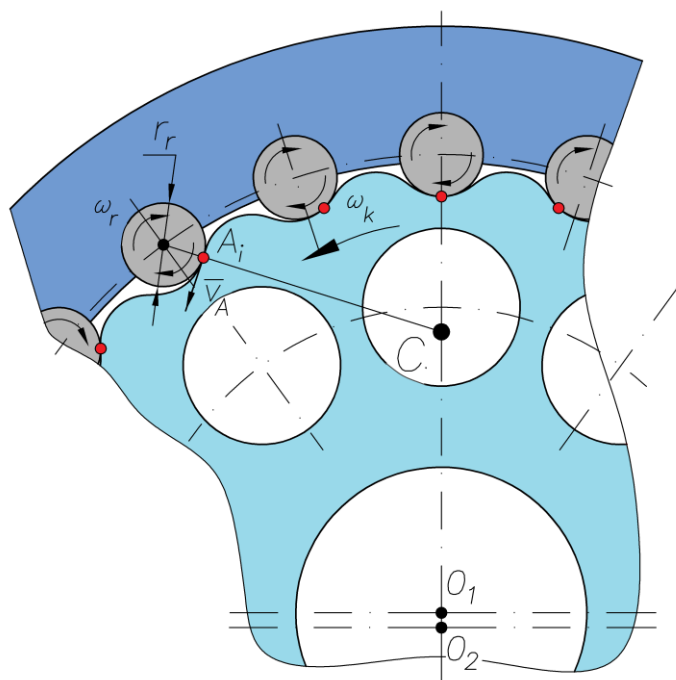
W przypadku nawęglania warstwy wierzchniej zębów koła cykloidalnego można przyjąć: $HRC = 60 \div 65$ oraz $p_{dop} = 1500 \div 2500$ [MPa].

Jak można zauważyć obróbka cieplna sprzyja podnoszeniu wartości nacisków dopuszczalnych p_{dop} .

Z reguły na rolki wykorzystuje się elementy toczne (wałeczki walcowe) łożysk tocznych wykonanych ze stali łożyskowych 100Cr6 (ŁH15). Niemniej można je także wykonać ze stali poddanych hartowaniu lub nawęglaniu (tab.4).

Straty mechaniczne mocy

W rozwiązaniu pokazanym na rys.8 rolki współpracujące z zarysem obiegowego koła cykloidalnego osadzone są w obudowie przekładni.



Rys.8. Schemat kinematyczny pary tocznej: obiegowe koło cykloidalne oraz rolki

A_i – punkt styku rolki z zarysem obiegowego koła cykloidalnego, C – chwilowy środek obrotu obiegowego koła cykloidalnego (punkt tocny zazębienia), O_1 – środek obiegowego koła cykloidalnego, O_2 – środek tarczy mimośrodu (oś obrotu wałka wejściowego),

ω_k – prędkość kątowa obiegowego koła cykloidalnego, ω_r – prędkość kątowa rolki,

\vec{v}_A – wektor prędkości liniowej punktu A_i związanego z obiegowym kołem cykloidalnym

Wobec tego strata mocy w parze obiegowe koło cykloidalne oraz rolki jest wyznaczona na podstawie wyrażenia:

$$N_{Ck-r} = N_{Tk-r} + N_{Tr-o} \quad (78)$$

gdzie:

N_{Tk-r} – strata mocy pomiędzy kołem obiegowym a rolką;

N_{Tr-o} – strata mocy pomiędzy rolką a obudową.

Moc strat tarcia tocznego występującego pomiędzy rolką a zarysem obiegowego koła zębatego można określić w następujący sposób:

$$N_{Tk-r} = F_i \cdot f_{k-r} \cdot (\omega_k + \omega_r) \quad (79)$$

gdzie:

F_i – siła działająca na rolkę, opisana wyrażeniem (60);

f_{k-r} – współczynnik tarcia tocznego pomiędzy rolką a zarysem obiegowego koła cykloidalnego;

ω_k – prędkość kątowa obiegowego koła cykloidalnego;

ω_r – prędkość kątowna rolki.

Moc strat tarcia tocznego pomiędzy rolką a jej obudową N_{Tr-o} wyznacza się z zależności:

$$N_{Tr-o} = F_i \cdot f_{r-o} \cdot \omega_r \quad (88)$$

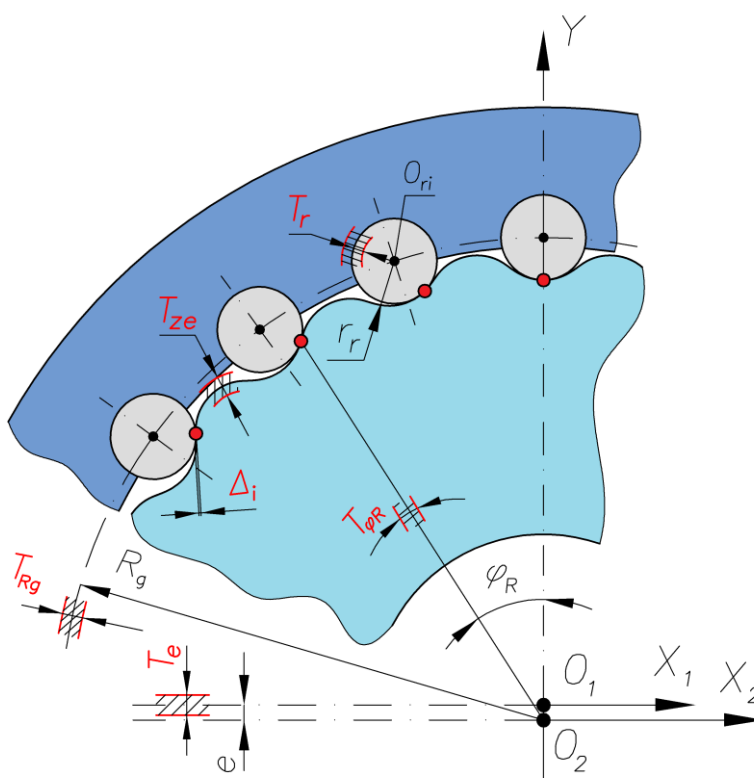
gdzie:

f_{r-o} – współczynnik tarcia tocznego pomiędzy rolką a obudową.

Tolerancje wykonania zazębienia

Elementy przekładni rzeczywistej wykonywane są z określoną dokładnością (tolerancją) oraz ich montaż przebiega z założonymi z góry określonymi luzami. Wyznaczenie luzu Δ_i pomiędzy zarysem koła a i-tą rolką jest istotne z tego względu, że wielkość luzu Δ_i decyduje o udziale rolki w przenoszeniu przez nią obciążenia. Wobec tego luz Δ_i wynika z tolerancji wykonania zarysu koła obiegowego oraz rolki, ale nie tylko. Na rys.9 pokazano tolerancje wykonania powierzchni mające wpływ na wartość luzu Δ_i . Wobec tego można wyróżnić:

- tolerancję wykonania zarysu obiegowego koła cykloidalnego – T_{ze} ;
- tolerancję wykonania rolki – T_r ;
- tolerancję wykonania promienia rozmieszczenia rolek w obudowie – T_{Rg} ;
- tolerancję kąta rozmieszczenia rolek w obudowie – $T_{\varphi R}$;
- tolerancję wykonania mimośrodów – T_e .



Rys.9. Luz Δ_i dla zazębienia epicykloidalnego

Luz międzyzębny Δ_i określa się wzdłuż kierunku działania sił międzyzębnych F_i schodzących się w biegunie zazębienia C . Linie działania sił F_i poprowadzone są od środka rolki O_{ri} do bieguna zazębienia C , co pokazano na rys.4.

Na podstawie przyjętych tolerancji w dokumentacji technicznej można przewidywać, korzystając ze statystyki, rozkład wartości: sił międzyzębnych F_i , nacisków pomiędzy rolkami a zarysem koła cykloidalnego σ_i oraz generowanych strat mocy w zazębieniu N_{Ck-ri} .

W przypadku zmierzonego koła cykloidalnego posługujemy się odchyłkami. Zatem wyróżnia się:

- odchyłkę wykonawczą zarysu obiegowego koła cykloidalnego: δ_{ze} , mieszczącą się w tolerancji T_{ze} ;
- odchyłkę wykonawczą rolki: δ_{Rr} , mieszczącą się w tolerancji T_r ;
- odchyłkę wykonawczą promienia rozmieszczenia rolek w obudowie: δ_{Rg} , mieszczącą się w tolerancji T_{Rg} ;
- odchyłkę wykonawczą kąta rozmieszczenia rolek w obudowie: $\delta_{\varphi Ri}$, mieszczącą się w tolerancji $T_{\varphi R}$;
- odchyłkę wykonania mimośrodów: δ_e , mieszczącą się w tolerancji T_e .