

R O Z D Z I A Ł V.

PRZEKŁADNIE

Przekładniami nazywamy urządzenia, które służą do otrzymywania w danym miejscu ruchu o oznaczonych własnościach przy pomocy drugiego ruchu w innym miejscu o naogół własnościach odmiennych. Ten drugi ruch jest w stosunku do pierwszego ruchem pędzącym, pierwszy - ruchem pędzonym. Przekładnia może być pojmowana jako pewnego rodzaju napęd, przez który wogóle rozumiemy urządzenia zasilające ruch.

W technice chętnie wykonywamy pracę mechaniczną przy pomocy ruchu obrotowego, gdyż punkt przyłączenia siły może przechodzić duże drogi ^{nie} na wielkiej przestrzeni, wirując dookoła nieruchomej osi geometrycznej. Przy pomocy ruchu obrotowego o dużej prędkości kątowej osiągamy bardzo wielkie moce przy umiarkowanym nawet oddaleniu punktów przyłączenia sił od osi obrotu. Przy zastosowaniu przekładni otrzymujemy przy pomocy ruchu obrotowego o danej prędkości kątowej inny ruch obrotowy o odmienniej prędkości kątowej.

Stosunek prędkości kątowych obu tych ruchów nazywamy przełożeniem. W celu ujednostajnienia umówimy się nazywać przełożeniem stosunek prędkości kątowej ruchu

pędzonego do prędkości kątowej ruchu pędzącego -

Przekłożenie oznaczać będziemy przez " i ". Więc:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1};$$

Przez " n " rozumiemy liczbę obrotów na minutę. Wszystkie symbole, odnoszące się do ruchu pędzącego, będą miały wskaźnik -1, do pędzonego - wskaźnik -2.

W napędach z ruchem obrotowym fizycznymi osiami obrotu są wałki, t.j. pręty zwykle w postaci brył obrotowych, z przeznaczenia swego obciążone momentami skręcającymi. Na wałkach osadzone są inne części napędu.

Szczególnie ważną rolę grają przekładnie ze stałym przekłożeniem. Jeżeli zadamy, aby źródło ruchu wykonywało ruch jednostajny, co osiągamy przy pomocy regulatorów, to i wałki, napędzane przy pomocy takich przekładni, będą miały ruch jednostajny, co oczywiście jest bardzo ważne.

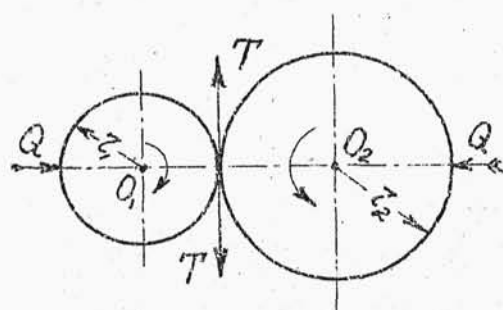
Podczas ruchu przekładni zachodzą tarcia, które sprawiają, że część przenoszonych mocy zostaje pochłonięta na ich pokonanie. Sprawnością przekładni nazywamy stosunek mocy otrzymanej użytecznie do mocy włożonej.



§ 1. K o ła c i e r n e

Jednym ze sposobów przenoszenia ruchu obrotowego z jednego wału na drugi jest stosowanie kół ciernych. Przenoszenie siły z jednego koła na drugie odbywa się tutaj wskutek tarcia ich powierzchni, powstałego dzięki bezpośredniemu dociskaniu tych kół do siebie. W praktyce są stosowane dwa rodzaje kół ciernych: czokowe dla wałów o osiach równoległych oraz stożkowe, gdy osie wałów przecinają się pod kątem.

W wypadku gdy osie ruchu obrotowego są równoległe przekładnia cierna składa się z dwóch walców, przyciskanych z pewną siłą Q /rys.163/. Jeżeli do obracania



Rys.163.

koła pędzonego potrzebny jest moment M_2 to siła obwodowa wynosi:

$$P = \frac{M_2}{r_2};$$

Dopóki siła tarcia T jest mniejsza od P koło pędzone

obraca się, koło pędzone po-

zostaje w spoczynku; między kołami istnieje poślizg i przy zadanym strzałką kierunku obrotu istnieje na obwodzie koła O_1 siła tarcia skierowana w stronę odwrotną do ruchu, a więc w górę, na kole O_2 jest ta siła skierowana w dół. Gdy wartość siły T wzrośnie do P rozpoczy-

na się jednostajny ruch obu kół bez poślizgu. Wobec braku poślizgu prędkości obwodowe obu kół są równe, czy-

li
$$\omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2;$$

skąd
$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_2};$$

Przełożenie pozostaje wówczas stałe.

Widzimy, że dla przenoszenia ruchu z jednego koła na drugie musi między ich powierzchniami zachodzić dostatecznie duże tarcie $T = \mu \cdot Q$, gdzie μ współczynnik tarcia odnośnych materiałów. Zatem mamy:

$$Q \cdot \mu \geq P \quad \text{skąd} \quad Q \geq \frac{P}{\mu};$$

Wartość siły P możemy obliczyć ze wzoru na moc przeniesioną:

$$N_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot n_2 \cdot P}{60 \cdot 100 \cdot 75};$$

gdzie N_2 - liczba koni mechanicznych otrzymana na kole o promieniu r_2 , przy n_2 obrotów na minutę. Wartość współczynnika μ podaje tabl. XVIII. /str. 227/.

Materiał powierzchni tarcia	Wartość μ
żeliwo po żeliwie	0,1 - 0,15
papier prasow. po żeliwie	0,15 - 0,2
skóra po żeliwie	0,2 - 0,3
drzewo po żeliwie	0,2 - 0,5

Tablica XVIII.

Siła Q dociskająca koła przenosi się na czopy, powodując znaczne tarcie w łożyskach, co ujemnie wpływa na sprawność urządzenia. Dla tych i innych powodów staramy się zmniejszyć siłę dociskającą, zwiększając współczynnik tarcia μ . W tym celu wieniec koła pędzącego należy obłożyć drzewem, skórą lub papierem. W wypadku przenoszenia małych sił wieniec kół można obłożyć gumą. Nakładki te jednak prędko się zużywają w wypadku znacznego docisku jednostkowego. Z tego względu należy dawać dostatecznie szerokie wieniec kół ciernych. Według Röttschera każdy 1 cm szerokości koła może trwale przenieść następującą siłę obwodową P :

przy żeliwie po żeliwie	7 kg
" " " twardem drzewie	5 "
" " " miękkim "	3 "
" " " skórze	2 "

Drugim sposobem zmniejszania docisku $/Q/$ przy zadanej sile obwodowej $/P/$ jest stosowanie kół kliniastych $/rys.164/$. Siła nacisku Q równoważy się w tym wypadku z odporem normalnym $/N/$ do powierzchni styku kół oraz z siłą tarcia $/T/$, powstającą przy wciskaniu wskutek sprężystości materiału. Ta siła tarcia jest równa sile tarcia na obwodzie kół, podczas ruchu. Rzutuując na kierunek siły Q , mamy dla równowagi koła Q_1 :

$$Q - 2.N.\sin\alpha - 2.T.\cos\alpha = 0;$$

Podstawiając do tego równania $T = \mu.N$ mamy:

$$Q = 2.N. \left[\sin\alpha + \mu.\cos\alpha \right];$$

lub

$$Q = 2.T. \left[\frac{\sin\alpha}{\mu} + \cos\alpha \right];$$

Ponieważ w tym wypadku $T \geq \frac{P}{\mu}$ więc:

$$Q \geq P. \left[\frac{\sin\alpha + \mu.\cos\alpha}{\mu} \right];$$

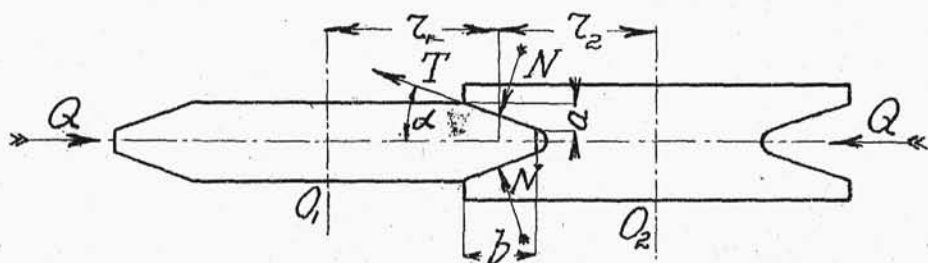
Zakładając

$$\frac{\sin\alpha + \mu.\cos\alpha}{\mu} = \frac{1}{\mu_1};$$

otrzymamy wzór analogiczny do wzoru, jaki mieliśmy dla kół ciernych zwykłych:

$$Q \geq \frac{P}{\mu_1};$$

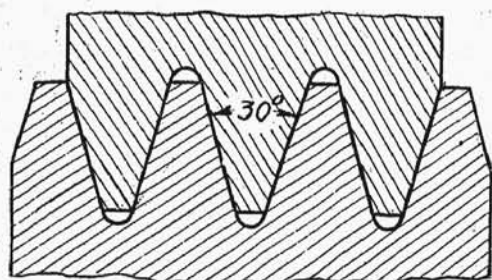
Z tego wzoru wynika, że koła kliniaste można traktować



Rys.164.

jako zwykłe koła cylindryczne o powiększonym współczynniku tarcia μ , którego wielkość zależy od kąta α , wynoszącego zwykle 15° . Ponieważ większe w tym wypadku tarcie na obwodzie kół pozwala na zmniejszenie siły dociskającej, więc i tarcie w łożyskach wału jest mniejsze,

skutkiem czego sprawność przekładni ciernej będzie większa, niż w wypadku poprzednim. Koła kliniaste mają jednak swą stronę ujemną, polegającą na tem, że punkty styku ich powierzchni posiadają za wyjątkiem dwóch, leżących na obwodzie średnim, różne prędkości obwodowe, wskutek czego następuje poślizg powodujący prędkie zużywanie się powierzchni trących. Ze względu na poślizg wymiar głębokości b jest ograniczony i wynosi zwykle 10 - 12 mm. Docisk jednostkowy na 1 cm szerokości wymiaru a /rys.164/ nie powinien przekraczać dla powierzchni żeliwnych 120-150 kg/cm². Gdyby przy tych wartościach wypadło $Q > 2ak$, to należy dać więcej rowków, jednak liczba ich nie powinna przekraczać 5-6 /rys.165/. Wówczas mamy:



Rys.165.

$$Q = 2 \cdot i \cdot a \cdot k;$$

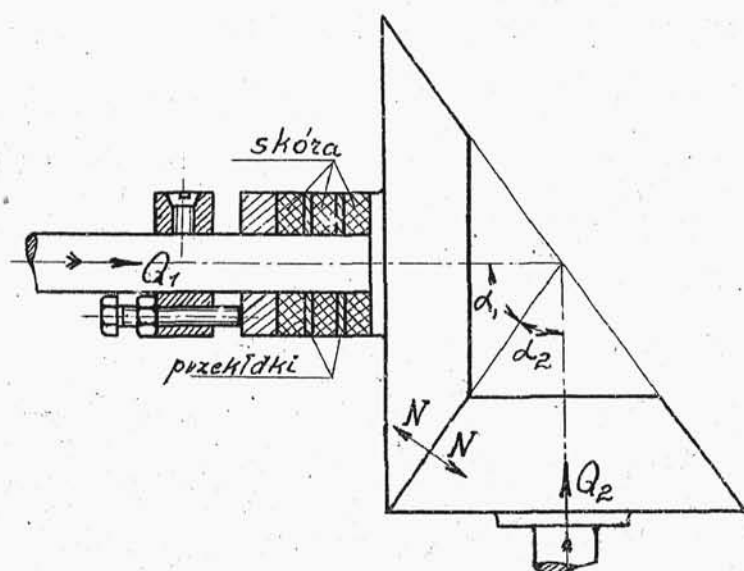
gdzie i - liczba rowków.

Rysunek 166 podaje koła cierne stożkowe. Jedno z kół osadzone jest na wałku sztywno, drugie przesuwne.

Dociskanie odbywa się za pomocą śruby dociskowej bądź sprężyny lub siłą ciężaru.

Śruby dociskowe /co najmniej trzy/ umieszcza się na tarczy, osadzonej na wale koła przesuwne go za pomocą

wkrętek ustalających. W celu otrzymania elastycznego przenoszenia nacisku na piastę koła, pomiędzy nią a



Rys.166.-

śrubami dociskowymi wkłada się kilka cienkich tarcz z grubszymi przekładkami skózanymi.

Aby szybkości obwodowe powierzchni stożkowych były odpowiednio równe, należy by wierzchołki obu stożków pokrywały się z punktem przecięcia osi wałów. Przy kołach stożkowych ciernych, podobnie jak przy cylindrycznych, obkładamy powierzchnie cierne skórą lub papierem prasowanym w razie potrzeby zwiększenia tarcia. Osiowe siły docisku w kołach stożkowych nie są naogół równe /rys.166/:

$$N = \frac{Q_1}{\sin \alpha_1} = \frac{Q_2}{\sin \alpha_2} ;$$

Sprawność przekładni ciernej można szacować od 0,85 do 0,9.

Zaletą napędu ciernego jest jego sprężystość polegająca na tem, że koło pędzone nie odrazu otrzymuje szybkość koła pędzącego, lecz osiąga ją stopniowo, dzięki czemu zjawisko uderzenia nie ma tu miejsca. Ta własność jest szczególnie ważna w tych wypadkach, kiedy wał pędzący posiada znaczną prędkość obrotową, zaś koło pędzone stawia duży opór. Drugą zaletą kół ciernych jest możliwość włączania ich i wyłączania podczas ruchu bez obawy uszkodzenia jednego z elementów urządzenia.

Ujemną stroną tych urządzeń jest niepewność przekłożenia wobec łatwego poślizgu i stosunkowo duża siła docisku niewygodna czasem do zainstalowania pod względem konstrukcyjnym. Naogół koła cierne stosuje się do małych mocy.

P r z y k ł a d. Koła cierne mają przenieść na wał pędzony $1,5 KM$ przy $n_1 = 120$ obr/min. i $n_2 = 60$. Osie równoległe. Średnica koła mniejszego $D_1 = 200$ mm. Obliczyć średnicę koła większego oraz docisk Q , jeżeli jedno z kół jest obciążone skórą.

Średnicę koła większego obliczymy ze wzoru na przekłożenie:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2};$$

stąd

$$D_2 = \frac{200 \cdot 120}{60} = 400 \text{ mm};$$

Szybkość obwodowa kół:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,2 \cdot 120}{60} \approx 1,26 \text{ m/sek};$$

Siła obwodowa P , potrzebna do napędu koła pędzonego:

$$P = \frac{75 \cdot N}{v} = \frac{75 \cdot 1,5}{1,26} \approx 90 \text{ kg};$$

ponieważ

$$P = Q \cdot \mu$$

zaś μ współczynnik tarcia dla skóry = 0,25 zatem

$$Q = \frac{P}{\mu} = \frac{90}{0,25} = 360 \text{ kg};$$

Wobec dużej siły Q właściwsze są koła kliniaste.

Moc na wale pędzonym powinna wynosić przy $\eta = 0,86$

$$N = \frac{1,5}{0,86} \approx 1,75 \text{ K.M.}$$

§ 2 Koła zębate

W wypadku gdy chodzi o przenoszenie ruchu lub pracy mechanicznej z jednego wału na drugi blisko położony, przy stałym położeniu, stosujemy koła zębate. Koła te, jak wskazuje ich nazwa, zaopatrzone są na swoim obwodzie w zęby, które, cisnąc na odpowiednie zęby dru-

i normalne $/C_1 \text{ i } C_2/$. Dla zachowania ciągłości ruchu szybkości styczne mogą być różne, t.zn., że może być poślizg między profilami zębów, zaś normalne muszą być sobie równe, t.j.

$$C_1 = C_2 ;$$

bowiem, gdyby $C_1 < C_2$, to bryły rozeszłyby się i nastąpiłaby przerwa w przyporze, gdyby zaś $C_1 > C_2$, to musiałoby nastąpić przenikanie brył, co jest niemożliwe. Na podstawie twierdzenia z kinematyki, że rzuty prędkości dwóch punktów, należących do ruchomego układu sztywnego, na prostą łączącą te punkty są sobie równe, możemy napisać dla punktów A i D oraz A i B

$$C_1 = \omega_1 \cdot O_1 D \quad \text{ i } \quad C_2 = \omega_2 \cdot O_2 B$$

ponieważ $C_1 = C_2$ więc $\omega_1 \cdot O_1 D = \omega_2 \cdot O_2 B$

skąd

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{O_1 D}{O_2 B} = i ;$$

Jeżeli połączymy punkty O_1 i O_2 prostą, którą nadal będziemy nazywali linią środków i punkt przecięcia jej z normalną do profili oznaczymy przez K , to ze względu na podobieństwo trójkątów $KO_1 D$ i $KO_2 B$ otrzymamy:

$$\frac{O_1 D}{O_2 B} = \frac{O_1 K}{O_2 K} ;$$

Wobec tego mamy:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{O_1 D}{O_2 B} = \frac{O_1 K}{O_2 K};$$

Na podstawie powyższego można wysnuć zasadnicze prawo prawidłowego zazębienia, przez co rozumieć będziemy stałość przekłożenia, mianowicie: aby stosunek prędkości kątowych, a więc i stosunek obrotów był stały, trzeba, aby wspólna normalna do obydwóch profilów w punkcie przyporu przechodziła stale przez jeden i ten sam punkt linii środków $|K|$. Geometrycznem miejscem punktów kół zębnych, które przy obrocie będą pokrywać ten stały punkt linii środków, są okręgi kół opisanych ze środków O_1 i O_2 promieniami $O_1 K = r_1$ i $O_2 K = r_2$, są to t.zw. koła toczne. Ponieważ bardzo często służą jako koła podziałowe, więc tak są przeważnie nazywane. Prędkości obwodowe tych kół są sobie równe, gdyż

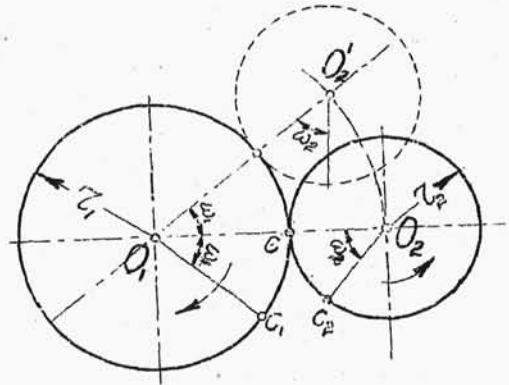
$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{O_1 K}{O_2 K} = \frac{r_1}{r_2};$$

czyli

$$\omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2;$$

Gdy dwa koła styczne obracają się dookoła swych środków z równymi prędkościami linjowemi, to ruch względny jednego koła względem drugiego, przyjętego jako nieruchome, sprowadza się do toczenia ruchomego koła po drugim nieruchomem w kierunku przeciwnym do jego

obrotu pierwotnego. Stąd też pochodzi nazwa kół tocz-
nych. Ze względu na zastosowanie musimy to sobie dobrze
uprzytomnić. Przypuśćmy, że wskutek obrotu dwóch kół
stycznych z równymi prędkościami linjowemi $|\omega_1 r_1| = |\omega_2 r_2|$
punkty styczności C /rys.168/ zajęły po upływie sekun-
dy położenia C_1 na jednym ko-
le i C_2 na drugim. Możemy
sobie wyobrazić, że to poło-
żenie obu kół powstało nas-
tępującą drogą: koło prze-
toczyło się w górę po nieru-
chomem kole O_1 na łuk $\omega_2 r_2$
równy $\omega_1 r_1$, zająwszy poложе-



Rys.168.

nie wskazane na rysunku, a następnie oba koła obróciły
się w kierunku obrotu koła O_1 dookoła środka O_1 o kąt
 ω_1 . Rzecz prosta, że przy tym ostatnim ruchu wzajem-
ne położenie kół nie uległo zmianie. Położenie wzglę-
dne kół uległo zmianie tylko podczas pierwszego ruchu.
Ruch toczenia się koła O_2 po okręgu koła O_1 w kierunku
przeciwnym do założonego ruchu koła O_1 jest ruchem
względny, obrót obu kół razem dookoła O_1 jest ruchem
unoszenia.

Powołując się na kinematykę, można również zau-
ważyć, że ruch względny toczącego się koła O_2 jest lin-

ją ruchomą środków chwilowych, zaś okrąg koła O_1 linją stałą środków chwilowych.

Z ustalonego wyżej prawa prawidłowego zazębienia wynikają następujące wnioski, dotyczące profilów zębów kół zębatach:

1/ normalne do pracujących części profilów zębów muszą przecinać swoje koła podziałowe, lub przynajmniej muszą być do nich styczne;

2/ punkty przecięcia normalnych z kołami podziałowymi muszą tworzyć łuki ciągłe

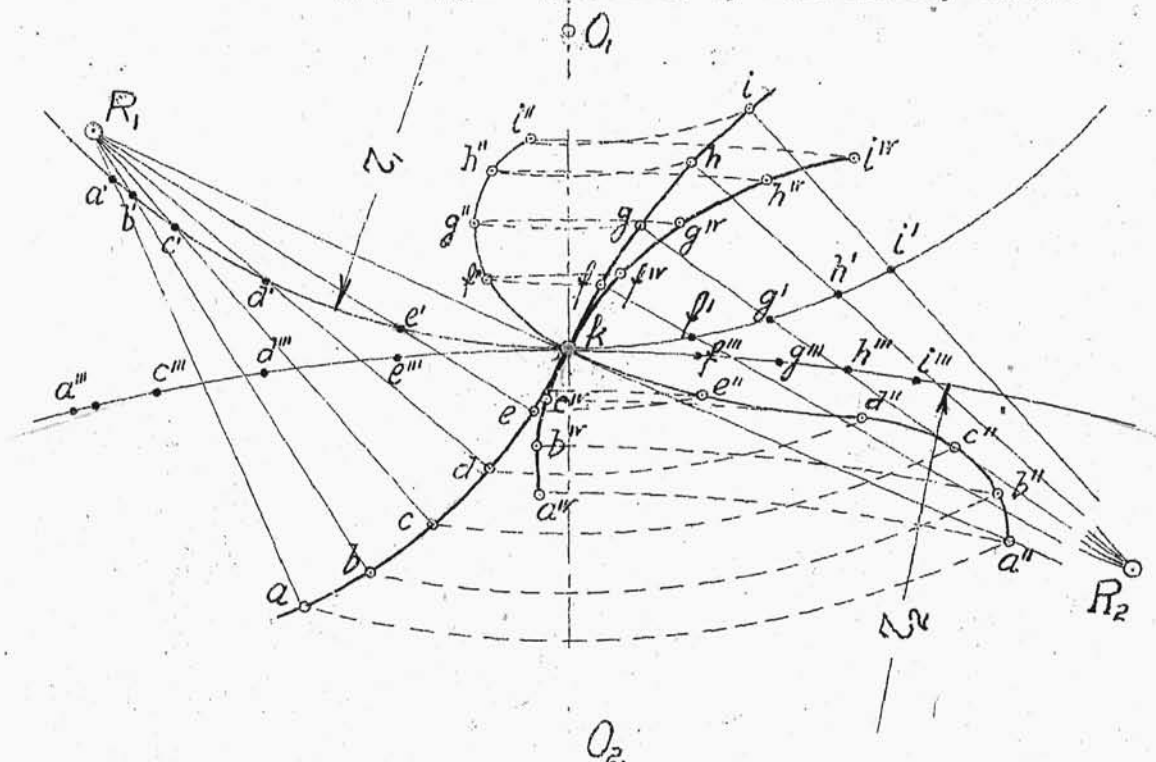
3/ normalne do punktów współpracujących obu profilów mają przecinać odnośne koła podziałowe w punktach jednakowo odległych od punktu styczności kół podziałowych.

Profile zębów, któreby odpowiadały powyższemu warunkowi, mogą być bardzo różnorodne. W każdym razie pożądane są takie profile, do których można prowadzić łatwo w sposób dokładny normalne.

Rozwiążemy zadanie wykreślenia profilu zęba na jednym z kół p/g. zadanego profilu zęba na kole drugim. Zadanie to można rozwiązać kilkoma sposobami. Zastosujemy sposób Reuleaux.

Mamy dwa koła toczne O_1 i O_2 styczne w punkcie k /rys.169/. Jako zadany profil na kole O_1 , dla użat-

wienia zadania, przyjmijmy łuk aki , zakresłony dwoma



Rys. 169.

promieniami R_1k i R_2k z punktów R_1 i R_2 obranych na prostej, przechodzącej przez punkt styczności k , w którym też punkcie prosta R_1R_2 będzie normalną do zadanego profilu. Punkty R_1 i R_2 muszą być tak dobrane, aby normalne przecinały okręgi kół podziałowych. Na profilu aki bierzemy szereg dowolnych punktów a, b, c, \dots i t.d. i znajdujemy położenie tych punktów w prawidłowym przyporze. Weźmy punkt a ; normalne do profilu w tym punkcie czyli promień R_1a przetnie okrąg koła O_1 w punkcie a' . Oczywiście jest, że punkt a będzie wtedy

w prawidłowym przyporze z odpowiednim mu punktem szukanego profilu, gdy punkt a , pokryje podczas ruchu punkt k , bowiem normalna w punkcie przyporu musi przejść przez punkt styczności kół podziałowych. Z drugiej strony torem punktu a podczas obrotu koła O_1 jest łuk opisany promieniem O_1a . Zakreślając więc z punktu k łuk o promieniu ka , otrzymamy w przecięciu z torem punktu a położenie punktu a w przyporze - a'' . W podobny sposób znajdziemy punkty b'' , c'' i'' , które wyznaczają nam linię przyporu, t.j. geometryczne miejsce punktów przyporu na nieruchomej płaszczyźnie zazębiania. Mając krzywą przyporu możemy łatwo znaleźć szukany profil, idąc drogą odwrotną do poprzedniego. W punkcie a'' pokrywają się dwa punkty - punkt a koła O_1 i szukany punkt profilu drugiego koła. Punkt a'' , jako należący do profilu koła O_2 będzie się poruszał po okręgu zakreślonym z O_2 promieniem O_2a'' . Na tym też okręgu będzie leżał poszukiwany punkt profilu koła O_2 , współpracujący z punktem a , przy czem normalna przechodząca przez ten punkt musi przeciąć koło toczne O_2 w odległości od punktu k równej łukowi ka' , gdyż koła podziałowe toczą się bez poślizgu. Aby odłożyć łuk równy łukowi ka' dzielimy go na równą ilość tak małych części, aby dla naszej skali zatraciła się

różnica między długością łuku i ościwy. Taką samą ilość tych części odkładamy na kole O_2 i otrzymujemy punkt a''' , z którego promieniem ka'' zakreślamy koło do przecięcia się z torem punktu a'' , jako należącego do koła O_2 i w ten sposób otrzymujemy punkt a'' , - jeden z punktów należących do poszukiwanego profilu. Postępując analogicznie z punktami b, c, \dots, i zadanego profilu, znajdujemy odpowiednie im punkty b'', c'', \dots, i'' , które łącząc, otrzymamy zarys szukanego profilu.

Mając profile zębów, przejdziemy teraz do ich rozmieszczenia. Odległość między osiami symetrii dwóch sąsiednich zębów, mierzona po kole tocznym musi być stała i równa dla obu kół; będziemy ją nazywali podziałką t . Iloczyn podziałki przez ilość zębów da nam obwód koła podziałkowego t.j.:

$$2\pi \cdot r_1 = Z_1 \cdot t; \quad 1 \quad 2\pi \cdot r_2 = Z_2 \cdot t;$$

gdzie r_1 i r_2 są promieniami kół podziałkowych, Z_1 i Z_2 - liczby zębów.

Podziałkę trzeba obrać tak, aby zanim jedna para zębów wyjdzie z zazębienia, następna już rozpoczęła współpracę; w ten sposób zabezpieczamy ciągłość prawidłowej współpracy i unikamy uderzeń. Z poprzedniego mamy:

$$2 \cdot r_1 = \frac{t}{\pi} \cdot Z_1; \quad 2 \cdot r_2 = \frac{t}{\pi} \cdot Z_2;$$

Jeżeli podziałkę t wybierzemy w częściach π , to średnica podziałowa będzie liczbą wymierną. Stosunek $\frac{t}{\pi}$ określony w mm nazywamy modułem i oznaczamy przez "m":

$\frac{t}{\pi} = m$; dobierając odpowiednio moduł, możemy otrzymać średnicę całkowitą, co pożądané. Moduł jest charakterystyczną liczbą koła zębatego. Ogólny wzór na średnicę koła podziałowego w zależności od liczby zębów i modułu będzie miał postać:

$$2 \cdot Z = m \cdot Z ;$$

Co się tyczy wymiarów zęba, to są one ustalone w zależności bądź od podziałki, bądź od modułu. Mianowicie dla zębów surowych lanych o wymiarach normalnych grubość zęba mierzona po kole podziałowym daje się $S_1 = \frac{19}{40} \cdot t$ zaś szerokość wrębu mierzona również po łuku - $S_2 =$

$\frac{21}{40} \cdot t$; więc luz obwodowy wynosi $\frac{1}{20} \cdot t$ /rys. 170/. Wysokość tych zębów robimy zwykle równą $0,7t$, przyczem wysokość jego wierzchołka, t.zw. części znajdującej się na zewnątrz koła tocznego $h_2 = 0,3t$, zaś podstawy, leżącej wewnątrz koła tocznego, $h_1 = 0,4t$. Więc luz radialny wynosi $0,1t$. Od zewnątrz zęby danego koła ograniczone łukiem zatoczonym ze środka promieniem

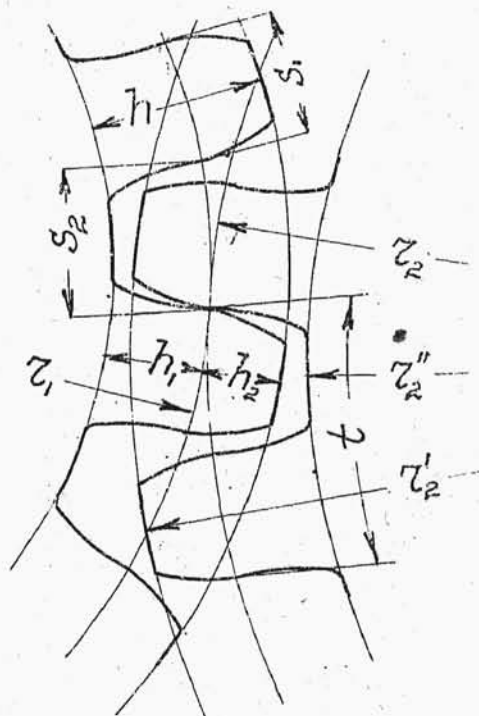
$Z' = Z + 0,3t$ /koło wierzchołków/, natomiast wewnątrz t.zw. kołem podstaw o promieniu $Z'' = Z - 0,4t$. Dla zębów obrabianych o wymiarach normalnych daje się wysokość

podstawy $h_1 = 1,16m$, wysokość wierzchołka $h_2 = m$. Luz radialny wynosi więc $0,16m$. Grubość zęba w wypadku dokładnej obróbki różni się mało od szerokości wrębu. W każdym razie luz obwodowy wynosi $1/40$ do $1/80$ podziałki.

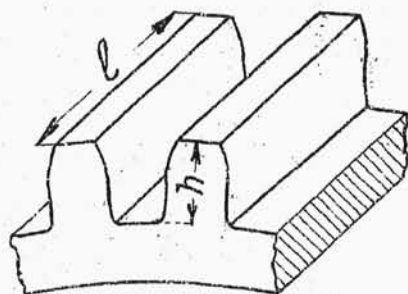
Długość zęba /rys.171/ daje się zwykle w wypadku zębów surowych $l = 1,4 - 2 \cdot t$, zaś dla obrabianych $l = 10 \cdot m$, gdzie m oznacza moduł. Jednak przy zębach obrabianych stosują i inne długości.

Ze względu na rodzaj krzywej, stanowiącej zarys profilu zęba, rozróżniamy dwa następujące typy zazębnień, stosowanych w praktyce:

1/ zazębienia cykloidalne, o ile krzywa stanowiąca zarys zęba jest cykloidą / epi- lub hypocykloidą/;



Rys.170.



Rys.171.

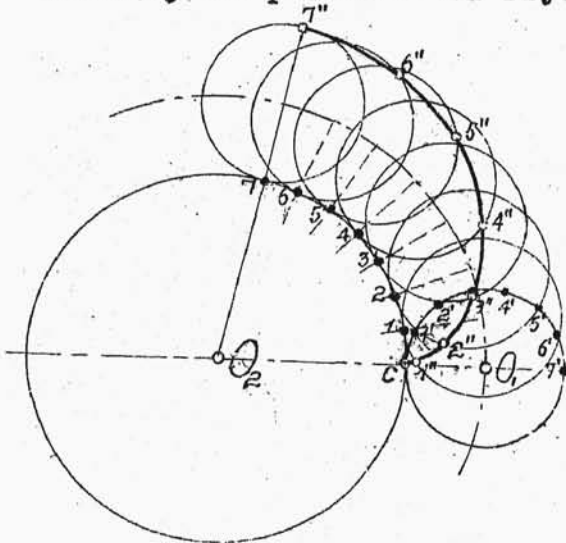
2/ zazębienia ewolwentowe, gdy zarys zęba stanowi ewolwenta kołowa.

Najwięcej rozpowszechnione są zęby o profilach ewolwentowych, gdyż maszyny, które służą do ich obróbki, jako względnie proste, dają najdokładniejsze wyniki.

§ 4. Profile cykloidalne

Krzywą cykloidalną wykreśli nam dowolny punkt jednego koła, o ile go będziemy toczyć po kole drugim, przy czem zależnie od tego czy koło będzie się toczyć zewnątrz lub wewnątrz koła nieruchomego otrzymamy epialbo hipocykloidę.

Na rys.172 podany jest sposób wykreślenia epicykloidy przez toczenie koła O_1 po kole nieruchomem O_2 . Od-
kładamy od punktu C na obydwóch kołach równe łuki: $\widehat{C1} =$



Rys.172.

$\widehat{C1'} = \widehat{12} = \widehat{1'2'} \dots$ i t.d., które przy dokładnem rysowaniu nie powinny być duże. W chwili gdy koło odtaczane O_1 będzie styczne z kołem nieruchomem O_2 np. w punkcie 1, to punkt C będzie się znajdował na okręgu koła O_1 w odległości od