

1-

KAZIMIERZ WOLSKI

DYREKTOR PAŃSTWOWEJ SZKOŁY RZEMIEŚLNICZO-PRZEMYSŁOWEJ  
W WARSZAWIE NA PRADZE

# CZĘŚCI MASZYN

TOMIK DRUGI

PĘDNIE i KOŁA ZĘBATE

POPULARNE WIADOMOŚCI DLA UCZNIÓW  
SZKÓŁ MECHANICZNYCH i RZEMIEŚLNIKÓW

*Inż. Bronisław Sullistowski*



---

WYDAWNICTWO „LUD”

HANOWER 1946

S. 74

417



ś 80

S. 87

S. 04

620.15



2059/2

276/59

# PĘDNIE.

## 1. PĘDNIA.

Zespół części maszyn, służących do przenoszenia ruchu obrotowego od silnika do poszczególnych obrabiarek, nazywamy pędnią (transmisją).



Rys. 1. Widok pędni.

Najważniejsze części pędni (rys. 1): wały, łożyska, sprzęgła i koła pasowe z pasami, czyli napędy pasowe.

## 2. W A Ł Y.

Wał pędniany posiada na całej długości jednakową średnicę. Normy polskie, do których trzeba się stosować, przewidują średnice normalne wałków pędnianych w mm.

Średnice normalne wałków pędnianych w/g PN G — 701.  
Wymiary w mm.

110		125	30	35	40	45	50	55	60	70	80	90	100
	220				140				160		180		200
	320				240				260		280		300
					340				360		380		400

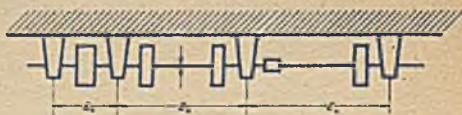
Aby podczas transportu i montażu wałki nie wyginały się, długość ich w sprzedaży nie powinna przekraczać 7 m.

Każdy wałek, czy to stanowiący oddzielną linię pędnianą, czy też wchodzący jako część do linii, złożonej z kilku wałków, powinien być podparty co najmniej w 2-ch miejscach; od powyższej zasady odstępować nie wolno.

Odległości między podporami (łożyskami) linii pędnianej zależą od grubości wału, od ciężaru i rozstawienia kół pasowych i sprzęgieł. Poniżej na rys. 2 przedstawione są schematy z tabliczkami odległości między łożyskami: 1) gdy koła pasowe są skupione przy łożyskach, 2) gdy koła znajdują się pośrodku między łożyskami.

Koła skupione przy łożyskach:

d do 40	60	90	150 mm.
$E_o$ —	1,5	1,8	2, 2,3 m.
$E_n$ —	2	2,5	3, 3,5 m.



Koła nie skupione przy łożyskach:

d do 40	60	90	150 mm.
$d_a$ —	50	90	110 180 mm.
$E$ —	1,5	2	2,2 3 m.



Rys. 2. Schematy linii pędnianych.

Liczba obrotów linii pędnianej, ze względu na bezpieczeństwo i równomierność biegu, waha się:

dla wałów pędnianych zwykłych	—	od 100 do 200 obr/min.
" " szybkobieżnych	—	" 250 " 400 "
" " w łożyskach kulkowych	—	" 600 i wyżej.

### 3. PRACA I WYTRZYMAŁOŚĆ WAŁU.

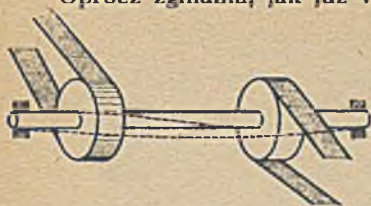
Materiałem na wały jest stal. Po przetoczeniu na specjalnej maszynie są one polerowane, przez co otrzymujemy równą średnicę z dokładnością od 0,05 do 0,02 mm.

Na wał, będący w ruchu obrotowym, działają siły zginające i skręcające (rys. 3). Siły zginające, powodujące wyginanie wału, powstają na skutek ciężaru samego wału, ciężaru kół pasowych i sprzęgieł, a także od naciągu pasów. Siły te działają szkodliwie, gdyż wywołują duży nacisk powierzchniowy na panewki łożyska, i podczas ruchu powstaje opór tarcia, a więc strata w pracy pożytecznej.

Aby te straty zmniejszyć, trzeba zakładać lekkie koła pasowe, np. koła drewniane lub blaszane, zamiast ciężkich

lanych kół z żeliwa. Wogóle trzeba dążyć do tego, aby pędnia była lekka, ale wytrzymała i dostosowana do mocy, jaką ma przenosić.

Oprócz zginania, jak już wyżej mówiliśmy, wały podlegają skręcaniu. Im większa moc w koniach mechanicznych przenoszona jest przez wał, tym większe jest skręcanie. Przy długich liniach pędniowych skręcanie powoduje silne, szkodliwe dla pracy sprężynowanie wałów.



Rys. 3. Wał jest wyginany i skręcany.

Aby to skręcanie unieszkodliwić, należy stosować odpowiednio grube wały. Średnice wałów, w zależności od przenoszonej mocy (N) i ilości obrotów (n), obliczone są przez konstruktorów i ułożone w tablice. Tabliczkę taką, ułożoną przez jedną z krajowych fabryk pędni, podajemy niżej. Można korzystać z niej i w celu określenia średnic wałków.

TABLICA ILOŚCI PRZENOSZONYCH KONI MECHANICZNYCH PRZY DANEJ ILOŚCI OBROTÓW NA MINUTĘ I ŚREDNICY WAŁKÓW W mm.

Średnica wałka mm	Ilość obrotów na minutę																
	40	60	80	100	120	140	160	180	200	225	250	275	300	350	400	500	600
	Ilość przenoszonych koni mechanicznych																
25	0,08	0,11	0,15	0,19	0,23	0,26	0,30	0,34	0,38	0,43	0,47	0,52	0,57	0,66	0,75	0,94	1,13
30	0,16	0,23	0,31	0,39	0,47	0,54	0,62	0,70	0,78	0,87	0,97	1,07	1,17	1,37	1,56	1,95	2,34
35	0,29	0,43	0,57	0,72	0,86	1,01	1,15	1,29	1,44	1,62	1,80	1,98	2,16	2,52	2,88	3,6	4,3
40	0,49	0,73	0,98	1,23	1,47	1,72	1,96	2,21	2,46	2,75	3,07	3,37	3,68	4,30	4,92	6,2	7,4
45	0,79	1,18	1,58	1,98	2,39	2,77	3,17	3,57	3,96	4,45	4,95	5,45	5,94	6,93	7,92	9,9	11,9
50	1,2	1,8	2,4	3	3,6	4,2	4,8	5,4	6	6,8	7,5	8,3	9	10,5	12	15	18
55	1,8	2,6	3,5	4,4	5,3	6,1	7	7,9	8,8	9,9	11	12,1	13,2	15,4	17,6	22	26,4
60	2,5	3,7	5	6,2	7,5	8,7	10	11,2	12,5	14	15,6	17,2	18,7	21,9	25	31	37,5
70	4,6	6,9	9,2	11,6	13,8	16,2	18,5	20,8	23,2	26,0	28,9	31,8	34,7	40,5	46,3	58	69,3
80	7,9	11,8	15,8	19,7	23,6	27,6	31,5	35,5	39,5	44,4	49,3	54,3	59,2	69	79	99	118,5
90	12,6	18,9	25,3	31,6	37,9	44,2	50,6	56,8	63,2	71	79	87	95	111	127	158	190
100	19	28	38	48	57	67	77	86	96	108	120	132	144	168	192	241	288
110	28	42	56	70	84	99	113	127	141	158	176	194	212	246	282	353	424
120	40	60	80	100	120	140	160	180	200	225	250	275	300	350	400	500	600
130	55	82	110	137	165	192	220	247	275	310	344	379	413	482	551	689	826
140	74	111	148	185	222	259	296	333	370	416	462	509	555	646	739	925	1110
160	126	189	252	316	378	442	505	569	632	710	790	869	948	1104	1262	1580	1896

**Zadanie.** Określić, na podstawie powyższej tablicy, jakiej średnicy wałek należy zastosować, aby przenieść 5 koni mechanicznych przy 120 obrotach na minutę.

W tablicy przy 120 obr./min. w kolumnie pionowej szukamy mocy równej 5-ciu lub większej.

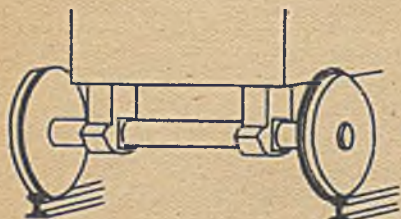
Odnajdujemy 5,3 i odpowiednią średnicę  $d = 55$  mm, a więc przy 120 obrotach wał 55 mm średnicy przeniesie 5 koni mechanicznych.

**Zadanie.** Należy określić, jaki wałek jest niezbędny dla przeniesienia 15 koni mechanicznych przy 150 obrotach na minutę.

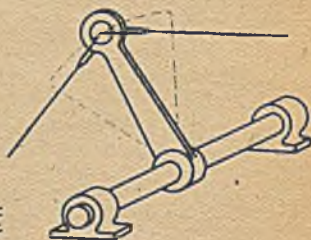
W tablicy danych dla 150 obrotów nie ma, natomiast są dla 2 razy większej ilości t. j. 300 obrotów. Zwiększając dwukrotnie ilość obrotów, musimy szukać odpowiedniej średnicy wału w rubryce z dwukrotnie większą ilością koni. W rubryce 300 obrotów najbliższa większa ilość niż 30 koni będzie 34,7 w rubryce wałka o średnicy 70 mm, a więc przy 150 obrotach 15 koni mechanicznych przeniesie wał 70 mm średnicy.

#### 4. OSIE.

Wałek, nie podlegający skręcaniu, tylko wyginaniu, nazywamy osią, np. oś wagonowa, oś wozu i t.p. (Rys. 4).



Rys. 4. Oś wagonowa



Rys. 5. Ośka z ramieniem.

#### 5. CZOPY.

Część wału, obracająca się w panewce łożyska, nazywamy czopem. Czopy wałów przyjmują na siebie odpory łożysk. Im cięższe będą wały wraz z kołami pasowymi, tym większą pracę tarcia będzie miał do pokonania czop.

Praca tarcia obracających się czopów jest pracą szkodliwą czyli stratą; zamienia się ostatecznie na ciepło (grzanie czopów).



Rys. 6. Czop końcowy.

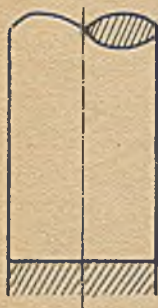


Rys. 7. Szyjka.

Rozróżniamy czopy wałów leżących (czopy promieniowe) i czopy wałów stojących lub wałów, w których działają siły wzdłuż osi (czopy osiowe).

Pod względem położenia na wale leżącym rozróżniamy czopy: końcowe, leżące na końcach wałów, (rys. 6) oraz czopy, położone w środku czyli szyjki (rys. 7).

Szyjka posiada nasadzone na gorąco odsady, które zapobiegają przesunięciom wałka wzdłuż linii pędnianej. Odsady mają jeszcze i tę dobrą stronę, (Rys. 11) że są ściśle dopasowane do panewek łożysk, a tym samym dają gwarancję trwałego ustalenia linii oraz dobrego smarowania miejsc zetknięcia łożysk z odsadą (smar nie wycieka).



Rys. 8. Czop osiowy pełny.



Rys. 9. Czop osiowy pierścieniowy.



Rys. 10. Czop osiowy grzebieniasty.

Jeśli wał znajduje się w położeniu pionowym, (np. w niektórych turbinach wodnych), lub gdy na wał poziomy działają siły wzdłuż osi (np. przy stożkowych kołach zębatych), to rozróżniamy: czopy osiowe pełne (rys. 8), czopy osiowe pierścieniowe (rys. 9) i czopy osiowe grzebieniaste (rys. 10).

Największy nacisk w czopie osiowym występuje w środku, i dlatego środek się usuwa i otrzymuje się czop osiowy pierścieniowy (rys. 9). Przeważnie szerokość pierścieni  $b = 0,25 d$ .

Jeżeli występuje bardzo duży nacisk, to średnica czopa się zwiększa, a co za tym idzie wzrasta też i praca tarcia, i czop się wyciera. Aby tego uniknąć, stosuje się czopy grzebieniaste (rys. 10), gdzie ciśnienie rozdziela się na kilka pierścieni, ułożonych jeden za drugim.

Mówiliśmy już wyżej, że czopy, obracając się w łożyskach, zabierają dużo pracy pożytecznej, czyli przynoszą w rezultacie straty.

Aby uniknąć strat, czopy powinny być dobrze dopasowane, wygładzone i smarowane, oraz nacisk czopa na pa-



Rys. 11. Odsady na wałku nasadzone na gorąco  
(do łożyska grzebieniastego).

newkę nie może być za duży. Pod naciskiem rozumieć należy ciśnienie w  $\text{kg/cm}^2$ , jakie panuje pomiędzy czopem i panewką. Jeżeli całkowita siła, działająca na czop, będzie  $P$  kg, długość czopa  $l$  cm, a średnica  $d$  cm, to nacisk  $K = \frac{P}{ld}$

Bardzo duży nacisk może usuwać smar z powierzchni trących się i w ten sposób zwiększać pracę tarcia, a co za tym idzie grzanie się czopów.

Przy ciągłej pracy czopów, dobrych panewkach i dostatecznym smarowaniu nacisk  $K$  waha się:

stal hartowana po stali hartowanej	do	150 $\text{kg/cm}^2$
„ hartowana po brązie lub babcie	„	90 „
„ nie zahartowana „ „ „ „	50 — 60	„
„ miękka kowalna „ „ „ „	30 — 40	„
Żeliwo po brązie	do	30 „
Stal miękka kowalna po żelwie	„	25 „

W obrabiarkach do metali, pracujących nieprzerwanie, docisk nie przewyższa  $50 \text{ kg/cm}^2$ . W prasach mimośrodowych, pracujących okresowo,  $K$  dochodzi do  $450 \text{ kg/cm}^2$ .

Na grzanie czopów wpływa również prędkość obwodowa, a więc ilość obrotów na minutę.

Praktyka i teoria potwierdzają jedno: aby grzanie czopów zmniejszyć, należy zwiększać długość  $l$ , a nie średnicę  $d$ , czyli zawsze czop powinien być dłuższy niż grubszy.

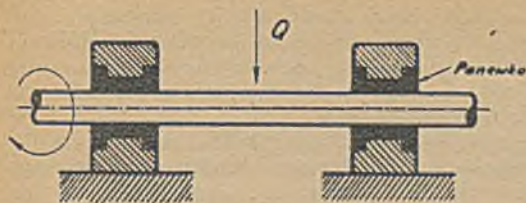
## 6. ŁOŻYSKA ŚLIZGOWE.

Łożyska są to części maszyn, służące do podpierania czopów i szypek obracających się wałów.

Podobnie jak czopy, dzielą się łożyska na promieniowe dla wałów leżących (rys. 12) oraz osiowe (oporowe) dla wałów stojących lub leżących ale poddanych działaniu sił wzdłuż osi (rys. 13), np. wały poziome z kołami stożkowymi, ślimaki i t. p.

Wymienna część łożyska, w której czop się bezpośrednio ślizga (obraca), nazywa się panewką (rys. 12 i 13).





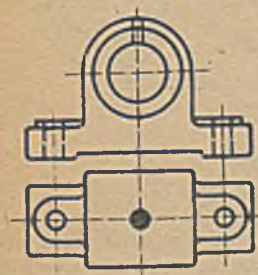
Rys. 12.  
Walek w łożyskach promieniowych.



Rys. 13. Walek  
w łożysku oporowym.

## 7. ŁOŻYSKA ZAMKNIĘTE.

W praktyce warsztatowej będziemy spotykali najczęściej łożysk promieniowych. Najprostszym typem promienio-



Rys. 14. Łożysko nie dzielone.



Rys. 15. Oczko.

wych łożysk ślizgowych są zamknięte (nie dzielone) (rys. 14). Często łożysko nie dzielone jest odlane razem z korpusem maszyny, jest to t. zw. „oczko” (rys. 15).

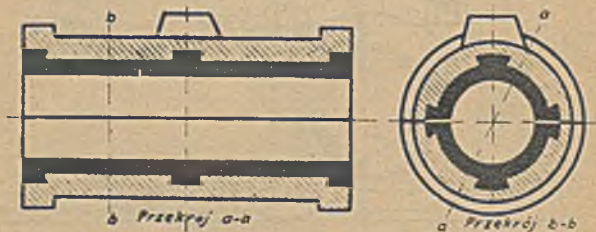


Rys. 16.  
Zamienna tulejka  
brązowa.

Zamknięte łożyska nie dzielone są proste i tanie, używa się ich przy maszynach wolno obracających się lub napędzanych ręcznie. Przy większej liczbie obrotów lub większym docisku łożyska mogą być zaopatrzone w zamienną tulejkę brązową. Tulejki zostają wtłoczone i w razie potrzeby unieruchomione wkrętem (rys. 16). Smarowanie odbywa się przez nalewanie od czasu do czasu smaru do specjalnych otworów albo też przy pomocy smarownic.

rowca, brązu lub stali wylewa się do grubości  $0,05 d - 3 \text{ mm}$ , gdzie  $d$  jest średnicą czopa.

Babity składa się z 85 części cyny, 10 — antymonu i 5 — miedzi; posiada wiele zalet: nie tak łatwo się grzeje, jak brąz, i nawet po rozgrzaniu nie zadziera czopa. Szczególniej babil potrzebny jest w łożyskach z panewkami stalowymi, przy dużym obciążeniu jednostkowym (nacisku), gdzie powierzchnia pracująca panewki musi się dopasować do czopa. Babil składa się bowiem z podłoża miękkiego i osadzonych w nim twardych ziarn, które wytrzymują nacisk. Aby się babil trzymał dobrze panewek, w tych ostatnich robi się kanaliki poprzeczne i podłużne w formie, przedstawionej na rys. 19.



Rys. 19. Panewka.

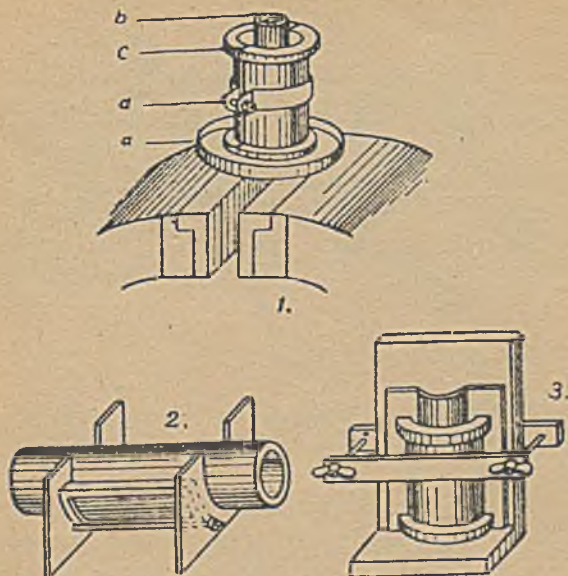
Poprzeczne kanaliki wytaczamy na tokarce i dlatego połówki panewek składamy i ściągamy chomątkiem, a podłużne strugamy na strugarce poprzecznej. Przed zalaniem, powierzchnię wewnątrz oczyszczamy, pobielamy cyną i dopiero zalewamy.

Można wylewać od razu dwie połówki, jak wskazuje rys. 20—1. Na podstawie —  $a$  — umocowany jest drewniany rdzeń —  $b$  —, przez który przechodzi prostokątny kawałek blachy żelaznej (niecynowanej) lub azbestu ( $c$ ). Połówki panewek, dotykające wspomnianej przekładki ( $c$ ), ściska się chomątkiem ( $d$ ). Roztopiony babil wlewa się z góry pomiędzy rdzeń i panewki.

Na rys. (20—2 i 20—3) pokazano sposób wylewania babilu oddzielnych połówek panewek. W pierwszym wypadku panewka ulokowana jest poziomo, a za rdzeń służy rura żelazna, w drugim wypadku rdzeń stanowi odpowiednio wygięta blacha.

Po ostygnięciu wylane miejsca uklepuje się lekkimi uderzeniami młotka, rozacza na tokarce, wierci otwory i oskrobuje.

Niekiedy wylewa się panewki wprost na wale. Powyższy zabieg upraszcza robotę, ale trzeba do tego odpowiednio ustawić panewki, boki wypełnić gliną i porobić odpowiednie otwory, aby umożliwić wlewanie roztopionego metalu.



Rys. 20. Wylewanie panewek babiltem.

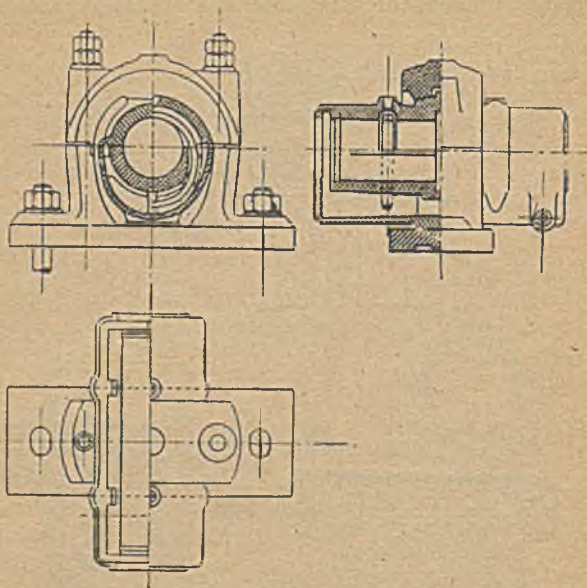
## 10. ŁOŻYSKO SAMOSMAR.

Rozróżniamy dwa typy łożysk samosmaru ze stałymi i wahliwymi panewkami. Łożysko samosmar o wahliwych panewkach (Sellersa) może się ustawiać samoczynnie, zależnie od ugięcia i ruchów bocznych wałka. Łożysko to najczęściej spotykamy w warsztacie, szczególnie przy niezbyt obciążonych liniach pędnianych i niedużych średnicach wałków (od 25 do 100 mm).

Składa się z żeliwnych wahliwych panewek (rys. 21), ujętych w kuliste gniazda, podstawy i pokrywy. W dolnej części panewek znajduje się zbiorniczek na oliwę, z którego zanurzone obrączki czerpią smar i nanoszą na obracający się czop (patrz opis obrączek na str. 20).

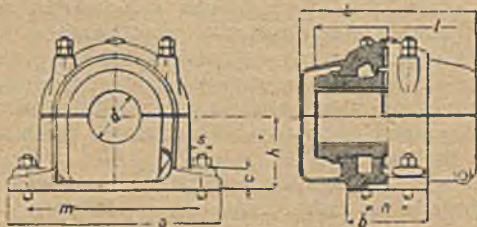
Przy znaczących obciążeniach, przy ciężkich kołach pasowych i linowych oraz przy pracy sprzęgieł ciernych, kto-

wych, kół zębatych i t. p. łożyska z żeliwnymi wahliwymi panewkami są za słabe. W takich trudnych warunkach pracy stosujemy łożyska samosmary z panewkami stałymi,



Rys. 21. Łożysko samosmar do pędni z wahliwymi panewkami.

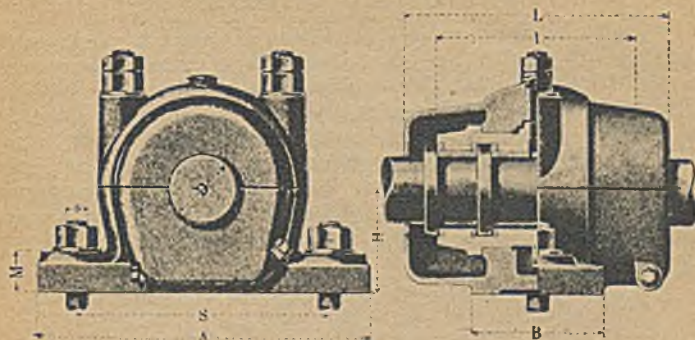
wylanymi białym metalem (babitem). Na rys. 22 widzimy takie łożysko z jednym pierścieniem i zbiorniczkiem na oliwę



Rys. 22. Łożysko samosmar ze stałymi panewkami

w podstawie łożyska, a nie tak, jak w poprzednim łożysku wahliwym (rys. 21), gdzie zbiorniczki były w panewkach.

Jeżeli wzdłuż osi wałka działają znaczne siły, np. przy stożkowych kołach zębatych, to jak już wspominaliśmy na str. 7 rys. 10 i 11, używamy czopów grzebieniastych. Na rys. 23 przedstawione jest łożysko samosmar grzebieniaste.

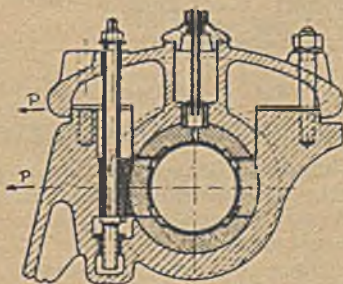


Rys. 23. Łożysko samosmar grzebieniaste.

Samosmary znalazły szerokie zastosowanie w praktyce nie tylko w pędniach, ale w obrabiarkach, elektromotorach, silnikach i t. p.

## 11. ŁOŻYSKA OTWARTE Z PANEWKAMI 4-DZIELNYMI.

W tych okolicznościach, gdy mamy oprócz pionowego jeszcze duży nacisk poziomy, np. w silnikach parowych



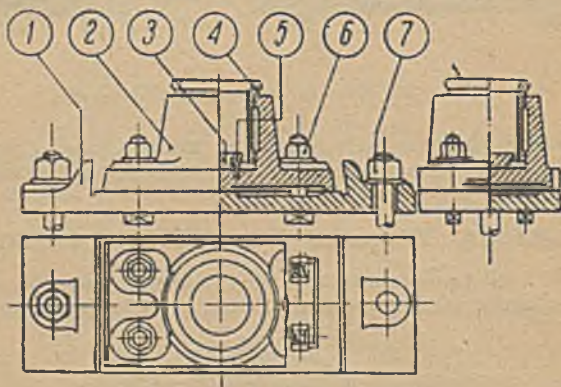
Rys. 24. Łożysko otwarte z panewkami 4-dzielnymi.

i spalinowych, stosujemy łożyska z panewkami, składającymi się z 4-ch części. Na rys. 24 widzimy takie łożysko, stanowiące całość z korpusem maszyny.

Boczne panewki dociskane są z pomocą śrub i klinów do czopa wału korbowego. Górna panewka dociskana jest pokrywą z pomocą oddzielnych śrub.

## 12. ŁOŻYSKO OPOROWE.

Czopy wałów pionowych oraz poziomych, w których działają siły wzdłuż osi (porównaj opis o czopach osiowych na str. 7 i 8) opierają się w łożyskach oporowych. Na rys. 25 przedstawiona jest konstrukcja takiego łożyska. Łożysko to posiada panewkę (4) brązową lub stalową, która może przyjmować również siły promieniowe. Koniec czopa bywa zaopatrzony w stalową piętę, która ślizga się po stalowym lub brązowym kamieniu (3). Obecnie coraz częściej ślizgowe łożyska oporowe zastępowane są łożyskami kulkowymi (patrz str. 24).



Rys. 25. Łożysko oporowe.

## 13. SMAROWANIE ŁOŻYSK.

Wiemy, że kamień płaski silnie rzucony na wodę styknie do jej powierzchni, nie tonie, lecz ślizga się i skacze. Mówimy wtedy, że pomiędzy kamieniem a powierzchnią wody istnieje tarcie płynne.

Najlepszą pracę łożyska otrzymamy wówczas, gdy czop ślizgać się będzie po oleju, jak kamień po wodzie, nie dotykając panewki. Tarcie płynne wymaga pewnej gry w łożysku, umożliwiającej utworzenie się warstwy oleju, po której czop się może ślizgać (pływać). Ruch kamienia po wodzie zależy od jego ciężaru, wymiarów, szybkości i własności fizycznych cieczy, na którą był rzu-

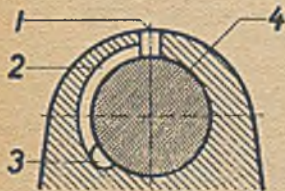
cony; podobnie pływanie czopa w łożysku zależne jest od jego obciążenia, szybkości obwodowej, wymiarów łożyska i własności fizycznych smaru. Na rys. 26 pokazany jest czop, obciążony od góry. Czop ten podczas ruchu obrotowego na skutek luzu, wypełnionego smarem, przesuwa się trochę na lewo od osi MN i tworzy tak zwany *klin smaru*.



Rys. 26. Czop „pływa” w łożysku.

Przy dostatecznej prędkości ślizgania czopa, ciśnienie smaru w coraz to zwężających się przekrojach klina będzie wzrastać, a największe — wystąpi w najwęższym miejscu E. Miejsce E nazywamy *obciążoną częścią panewki*. Ciśnienie smaru w miejscu E jest tak duże, że następuje zupełna izolacja powierzchni metalowych, i czop, nie dotykając panewek, unosi się, jak *pływak*. Mówimy wtedy, że między czopem a panewką występuje *tarcie płynne*, przy którym powierzchnie wcale się nie ścierają (smarowanie zupełne).

Jeżeli luz, oraz prędkość ślizgania, lub smar są nieodpowiednie, to nie wytworzymy klina smaru, a więc należytego ciśnienia w obciążonej części, i powierzchnia czopa będzie dotykać bezpośrednio panewek. Jako rezultat otrzymujemy *tarcie półciekłe*.



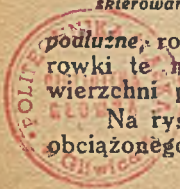
Rys. 27.  
Doprowadzanie smaru w wypadku gdy obciążenie jest skierowane od dołu.

Wspomniemy jeszcze o *tarciu półsuchym*, które występuje krótko na początku ruchu maszyn, na skutek wyciekania smaru z panewek w czasie postoju maszyn.

Przy smarowaniu zupełnym (tarcie płynne) należy robić rowki do rozprowadzania smaru tylko w nieobciążonych częściach panewek. Bardzo szkodliwe są rowki spiralne, łączące miejsca o różnym ciśnieniu. Najwłaściwsze są *rowki*

*podłużne*, rozprowadzające smar na całej długości czopa; rowki te nie mogą jednak dochodzić do czołowych powierzchni panewek, gdzie panuje ciśnienie atmosferyczne.

Na rys. 27 przedstawiony jest przekrój panewki i czopa, obciążonego od dołu. Widzimy tu dopływ smaru przez ka-



naliki (1) i (2) oraz rozprowadzenie łoża rowkiem podłużnym (3) w części nie obciążonej łożyska. Miejsce (4) jest częścią obciążoną panewek, gdzie panuje największe ciśnienie smaru.



Rys. 28. Smarowanie czopów pod obciążeniem zmiennym.

Jżeli obciążenie na czop nie posiada określonego kierunku, ale się zmienia w czasie pracy, jak np. w korbowodzie, to taki rodzaj obciążenia nazywamy obciążeniem zmiennym.

Doprowadzenie smaru przy takiej pracy czopa może się odbywać dwoma sposobami. Pierwszy polega na tym, że smar sływa przez otwór A w panewce łożyska (rys. 28 — lewy) do kanalika na obwodzie. Rozprowadzanie smaru wzdłuż czopa odbywa się przez kanalik podłużny B. Drugi sposób (rys. 29 — prawy) polega na tym, że smar dopływa przez otwory podłużny i poprzeczny w środku czopa do kanalika podłużnego C na zewnątrz czopa. W obydwóch wypadkach smar doprowadza się zasadniczo na nie obciążoną część panewki.

#### 14. SMAROWNICE.

Zależnie od stopnia gęstości, rozróżniamy smary gęste i płynne. Smary gęste są pochodzenia zwierzęcego (łój) lub mineralnego (wazelina). Do gęstych smarów zaliczamy również mieszaniny smarów mineralnych i roślinnych z mydłem wapiennym.



Rys. 29. Smarownica Stauffera.

Przy trudnych warunkach smarowania, np. przy czopach wolnobieżnych i dużym nacisku, dodaje się do smaru grafitu, który wypełnia nierówności powierzchni.

Smary płynne, tanie i najczęściej spotykane w praktyce, są pochodzenia mineralnego. Powstały jako produkty destylacji ropy naftowej i węgla. Jeżeli poddamy je działaniu kwasów, to otrzymujemy oleje rafinowane wyższego gatunku.

Do smarowania smarem gęstym (wazeliną) służą smarownice (maźniczki) Stauffera (rys. 29).

Do smarów ciekłych służy: smarownica knotowa (rys. 30), w której knot bawełniany ciągnie oliwę do rurki, skąd sływa do łożyska. Jediną regulacją tej oliwiarki jest wyjęcie



knota podczas postoju maszyny. Knoty łatwo się zapychają i przestają ciągnąć smar. Na rys. 31 widzimy *smarownicę igielkową*, składającą się ze szklanej bańki, którą napełnia się oliwą i zamyka stożkowym drewnianym korkiem.



Rys. 30.

Smarownica knotowa.



Rys. 31.

Smarownica igielkowa.



Rys. 32

Smarownica kropelkowa.

W korku jest przewiercony otworek, przez który luźno przewleczona jest igła (drucik). Jeżeli napełnioną oliwiarę odwrócimy i ustawimy na łożysku, jak wskazuje rys. 31, to o łożysko będzie w spoczynku, smar nie będzie wyciekać, pomimo że naokoło igły jest luz, gdyż nad poziomem smaru jest próżnia. Dopiero, gdy czop jest w ruchu obrotowym, igielka doznaje wstrząsów, i oliwa powoli sączy się do panewki.

Na rys. 32 przedstawiona jest *smarownica kropelkowa* w której można regulować położenie nurnika, a co za tym idzie i ilość wypływu oliwy. Działanie jej polega na tym, że smar, wlany do górnej miseczkii, dostaje się przez otwórki do szklanego zbiorniczka, a stamtąd otworami w rurce do wewnątrz rurki. Rurkę tę zamyka nurnik (igła) ze stożkowym zakończeniem. Wznosząc nurnik, pozwalamy oliwie skapywać po kropli do łożyska. Podczas ruchu nurnik powinien być wysunięty, co osiąga się przez postawienie główki pionowo. Jeżeli zaś główkę położymy, jak wskazuje rys. 32, to nurnik opadnie, zamknie otwór, i smar nie będzie wyciekać. Ilość i wielkość spadających do panewki kropel możemy obserwować przez szklaną rurkę u dołu. Regulacja ilościowa i jakościowa kropel zależy od skoku nurnika, który się reguluje naśrubkiem nad miseczką.

W praktyce warsztatowej spotyka się jeszcze inne oliwiarki. Wszystkie one nie zapewniają jednak smarowa-

nia zupełnego (tarcie ciekłe) i dają w rezultacie tarcie półsuche lub półciekłe, przy bardzo nieekonomicznym zużyciu smaru.

Bardzo ciekawym rodzajem smarowania są tak zwane *obrączki smarujące* (rys 33), których praktyczne zastosowanie widzimy w łożyskach samosmarach, o których mówiliśmy na str. 13. Obrączka, luźno zwisająca podczas obrotu czopa, nanosi smar z komory, znajdującej się w dolnej części panwi łożyska wahliwego (rys. 21) lub w podstawie łożyska przy wałach większych (rys. 22). Zamiast obrączek spotykamy mniej praktyczne łańcuszki. Aby obrączkę można było założyć, są one kute, dwudzielne, przez co można je zamykać na specjalny zamek (rys. 34). Samosmary z obrączkami stanowią jeden z najbardziej rozpowszechnionych typów, zapewniających obfite smarowanie.



Rys. 33.  
Obrączka smarująca.



Rys. 34.  
Zamki w obrączce smarującej.

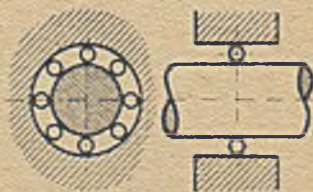
Posiadając większy zapas smaru w komorze, wymagają zmiany zaledwie co kilka tygodni, a nawet miesięcy, zależnie od warunków pracy.

## 15. ŁOŻYSKA KULKOWE.

Dotychczas rozpatrywaliśmy łożyska, gdzie obracający się czop ślizgał się po okrągłej powierzchni panewek (rys. 35).



Rys. 35. Czop się ślizga.



Rys. 36. Czop się toczy.

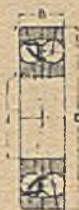
Obecnie zapoznamy się z innym rodzajem łożysk, w których obracający się czop będzie się toczył na kulkach (rys. 36). Taki rodzaj łożyska nazywamy *łożyskiem kulkowym*.

W łożyskach kulkowych straty, poniesione na pokonanie tarcia, są 10 razy mniejsze, niż w łożyskach ślizgowych.

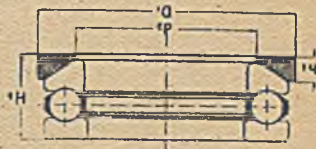
Odróżniamy łożyska *promieniowe* i *poosiowe*. Łożyska promieniowe przyjmują obciążenie przeważnie prostopadłe do osi (rys. 37 i 38); łożyska poosiowe natomiast — wyłącznie obciążenia, działające w kierunku osi (rys. 39).



Rys. 37.

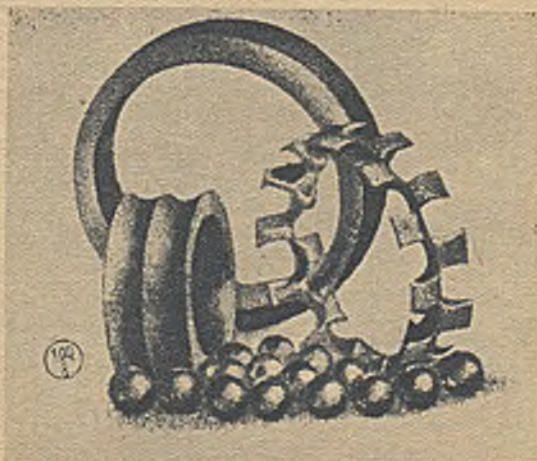


Rys. 38.



Rys. 39.

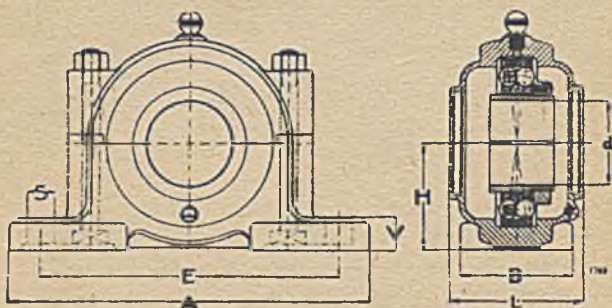
W praktyce warsztatowej najczęściej spotyka się łożysk promieniowych. Każde takie łożysko składa się z pierścienia



Rys. 40. Pierścienie, koszyczek i kulki.

wewnętrznego, pierścienia zewnętrznego i kulek, toczących się w kanałkach obiegowych pomiędzy pierścieniami (rys. 40).

Aby kulki były prawidłowo rozłożone i nie tarty się o siebie, pomocnym jest *koszyczek* prasowany z blachy stalowej, który utrzymuje je w należytej odległości. Kulki wyrabia się ze specjalnej stali chromowej, przez prasowanie, żarzenie, szlifowanie przed i po zahartowaniu, oraz polerowanie ze ściślością do kilku mikronów (kilku tysięcznych milimetra). Wyrabianie łożysk kulkowych wymaga dużego doświadczenia i odpowiednich urządzeń, skutkiem czego zajmują się tym tylko specjalne fabryki.



Rys. 41. Dwurzędowe łożysko kulkowe wahliwe w oprawie.

Zależnie od ilości rzędów rozróżniamy łożyska *jednorzędowe* (rys. 37) i *dwurzędowe* (rys. 38) oraz *szttywne* (rys. 37) i *wahliwe* (rys. 38). Te ostatnie pozwalają na pewne zmiany w położeniu osi geometrycznej wału w stosunku do osi oprawy.

Całość łożyska ujęta jest w oprawę (rys. 41), składającą się z podstawy i pokrywy, ściśniętej śrubami. Wewnątrz oprawy w kanale siedzi zewnętrzny pierścień łożyska. Kanał ten musi być bardzo dokładnie wytoczony w/g średnicy pierścienia. Gdy kanał jest za mały, i włożone łożysko nakryjemy pokrywą i przykręcimy śrubami, to pierścień zewnętrzny może się poddać i przyjąć kształt owalny; takie łożysko pracuje nieprawidłowo i bardzo prędko się niszczy. Szerokość omawianego kanałka powinna być o 2 mm większa od szerokości pierścienia. Przestrzeganie tego luzu pozwoli wałom na nieznaczne przesuwanie się wzdłuż osi.

W pokrywie i podstawie osłony w miejscach, gdzie przechodzi wał, znajdują się kanałki, w które zakładamy wołkowe pierścionki, nasycone ciepłą wazeliną. Wołkok chroni kulki od kurzu i zanieczyszczenia.

Teoretycznie łożyska kulkowe powinny pracować zupełnie bez smaru, ale, aby je uchronić od rdzy, nalewamy czystej oliwy przez górny otworek, a zanieczyszczoną wypuszczamy przez otwór na dole. Poziom nalanej oliwy powinien sięgać do połowy najniższej kulki.

Wracając do szczegółowego opisu łożysk, zatrzymamy się na najczęściej spotykanym łożysku kulkowym dwurzędowym wahliwym (rys. 38). Posiada ono pierścień zewnętrzny o powierzchni tocznej kulistej, która umożliwia łatwe nastawienie łożyska, oraz pewność ruchu w tych wypadkach, kiedy nie da się uniknąć niedokładności obróbki, oprawy lub też montażu, albo też, gdy należy się liczyć z pewnym wyginaniem wału w stosunku do osi oprawy.

Na rys. 37 przedstawione jest łożysko kulkowe jednorzędowe sztywne o stosunkowo dużych kulkach. Przy dużych ilościach obrotów łożysko to, choć promieniowe, może jednak przyjmować obciążenie poosiowe.

Pewna odmiana tego łożyska, polegająca na tym, że pierścień zewnętrzny ma tylko jedno obrzeże, wobec czego łatwo go zdjąć, pozwala na stosowanie tych łożysk do małych różnych maszynek i aparatów (np. do iskrowników w samochodach).

## 16. ŁOŻYSKA ROLKOWE.

Zastosowanie łożysk kulkowych znacznie zmniejszyło straty tarcia w porównaniu z łożyskami ślizgowymi. Osiągnięto również dużą oszczędność na smarach. Ale przy dużych zmiennych obciążeniach, prędko się deformują, zaczynają źle pracować, i po krótkim czasie trzeba je usunąć.



Rys. 42.  
Łożysko rolkowe  
dwurzędowe wahliwe.



Rys. 43.  
Łożysko rolkowe  
jednorzędowe cylindryczne.



Rys. 44.  
Łożysko rolkowe  
jednorzędowe stożkowe.

Inne trochę własności posiada łożysko rolkowe: straty na tarcie takie, jak w kulkowym, przy równoczesnej dużej wytrzymałości na znaczne obciążenie. Mówimy, że łożyska rolkowe posiadają dużą nośność. Wynika to z tego, że kulka przyjmuje ciśnienie w jednym punkcie na niedużej części kulistej powierzchni, a rolka — na długości odcinka prostej, a ściślej na części powierzchni cylindrycznej. Dlatego też jednostkowe ciśnienie rolki na pierścień jest mniejsze niż ciśnienie kulki.

Na rys. 42 przedstawione jest *łożysko rolkowe dwurzędowe wahliwe*. Dzięki kształtowi rolek (baryłek) i ich położeniu w łożysku, łożysko to posiada jeszcze zalety nastawności i dokładnego prowadzenia rolek oraz dużą nośność tak w kierunku promieniowym, jak i poosiowym. Używa się w maszynach, gdzie występują duże nierównomierne obciążenia, jak np.: w maźnicach kolejowych, walcarkach, łamaczach kamieni i t. p.

Doświadczenie wykazało, że przy jednakowych wymiarach, łożyska rolkowe (baryłeczkowe) wytrzymują o 30% większe obciążenie, niż zwykle cylindryczne.

Na rys. 43 mamy *łożysko cylindryczne rolkowe jednorzędowe*. Roleczka jest walcem. Używa się tych łożysk między innymi do maszyn elektrycznych, sprzężarek, silników lotniczych i t. p.

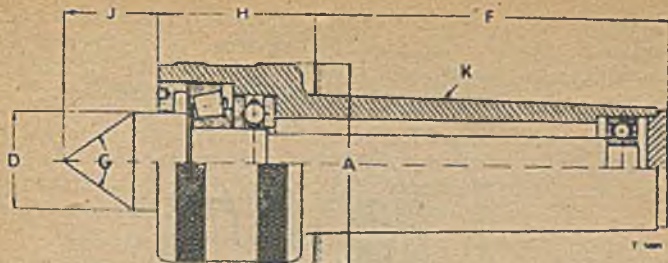
Na rys. 44 widzimy *łożysko stożkowe rolkowe jednorzędowe*, które może być obciążone w kierunku promieniowym i poosiowym. Łożysko to ma zastosowanie przeważnie w samochodach, motocyklach, wózkach i obrabiarkach.

## 17. ŁOŻYSKA KULKOWE OPOROWE.

Łożysko oporowe jest przeznaczone wyłącznie do obciążeń poosiowych i nie może być obciążane w kierunku promieniowym. Łożyska te dostosowane są albo do przyjmowania obciążeń w jednym kierunku, rys. 39, albo też na przemian w dwóch kierunkach. Powyższe typy łożysk wykonywane są z pierścieniami kulistymi i podkładkami, które służą do wyrównywania pewnych odchyień oprawy, powstałych przy zakładaniu w stosunku do osi wału.

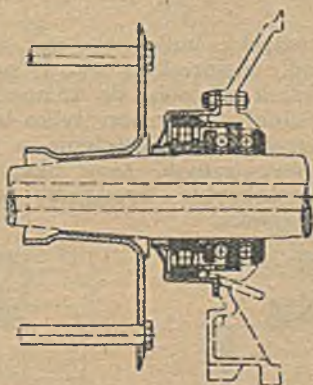
Używa się tych łożysk i bez podkładek kulistych, na co wskazuje kiel obrotowy do tokarki (rys. 45). W ciekawej konstrukcji tego kła widzimy zastosowanie trzech typów łożysk.

Patrząc od lewej do prawej strony, widzimy: promieniowe łożysko rolkowe stożkowe, następnie już wspomniane łożysko poosiowe (oporowe) i na koniec jednorzędowe promieniowe kulkowe.



Rys. 45. Kiel obrotowy.

Na rys. 46 przedstawiony jest fragment wału silnika lotniczego od strony śmigła. Widzimy tam łożysko promieniowe rolkowe oraz łożysko poosiowe oporowe dwukierunkowe.



Rys. 46. Łożysko oporowe na wału silnika lotniczego.

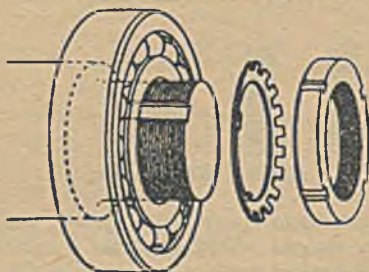
## 18. USTAWIENIE I DOZÓR ŁOŻYSK KULKOWYCH.

Postarajmy się zreasumować zalety łożysk kulkowych: nieznaczny opór tarcia, duża ilość obrotów, cieńsze wałki, zwartość i wabliwość łożysk oraz minimalne zużycie smarów.

Posiadają one jednak i swoje słabe strony. Są bardzo czułe na uderzenia i nagle zmiany obciążenia i przeciążenia; kurz, woda i kwasy niszczą kulki. Wymagają bardzo starannego montażu i dokładnej obróbki wałka i oprawy.

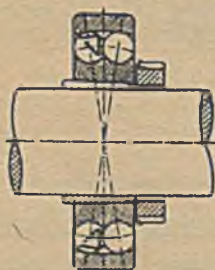
Bezpośrednio przed montażem trzeba kulki przemyć w benzynie lub benzolu, aby usunąć warstwę tłuszczu, chro-

niącą je od rdzy. Monter musi pamiętać o nieszczęśliwych wypadkach, jakie powoduje nieostrożne obchodzenie się z benzyną, jako materiałem łatwo palnym. Nafty nie należy używać do przemywania, gdyż kulki później rdzewieją.



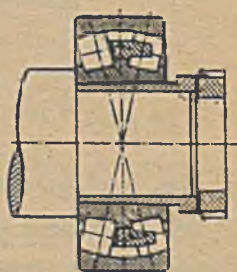
Rys. 47.

Osadzanie łożyska kulkowego na wale odbywa się różnymi sposobami. Najprostszy sposób polega na podgrzaniu łożyska w kąpeli olejowej do temperatury  $60^{\circ}$ — $70^{\circ}\text{C}$ . w czasie 10—15 minut. Uderzamy tylko lekko drewnianym młotkiem po wewnętrznym pierścieniu, a nigdy po kulkach lub pierścieniu zewnętrznym. Gdy ukażą się 3—4 nitki gwintu, nakręcamy nakrętkę i dociągamy nakrętkę po pełnym ostygnięciu łożyska.



Rys. 48.

Łożysko na tulei zaciskowej.



Rys. 49.

Łożysko na tulei zdejmowanej.

Powyższy sposób zamocowania stosowany bywa wtedy gdy wałek ma zatoczenie i gwint (rys. 47). W wypadkach gdy wał jest gładki na całej długości, umocowywanie łożysk odbywa się za pośrednictwem tulei zaciskowych (rys. 48). Tulejka zaciskowa przecięta jest podłużnym kanałem i może



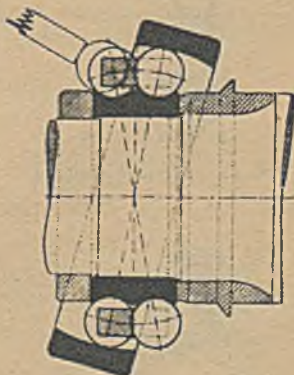
być ustawiona w dowolnym miejscu wału. Z zewnątrz jest stożkowa i na jednym końcu ma nacięty gwint. Wewnętrzny pierścień łożyska kulkowego też jest zatoczony stożkowo. Przy montażu wewnętrzny pierścień nasuwa się na tulejkę, a potem nakręca nakrętkę, która jednocześnie mocuje tulejkę na wale oraz pierścień na tulejce. Nakrętkę unieruchamia się od odkręcania specjalnym wkrętem. Przy montażu należy tak ustawić tulejkę, aby kierunek przykręcania nakrętki był odwrotny do kierunku ruchu wału.

Poza tulejami zaciskowymi używa się również tulei do zdejmowania (rys. 49). Tulei tych używa się wtedy, kiedy wymagane jest bardzo ściśle pasowanie na wale, a równocześnie łatwe zdjęcie łożysk.

Dobrze zmontowane łożyska kulkowe mogą pracować bez doglądania 6 — 12 miesięcy. Gdy pokaże się rdza, łożysko należy przemyć benzyną. Przy rozmontowywaniu łożyska zewnętrzny pierścień przekręca się (rys. 50), i kulki wydłubuje się z koszyczka zaostrzonym miedzianym pręciem. Następnie zupełnie swobodnie wyjmujemy koszyczek. W wypadku zepsucia chociażby jednej kulki, należy zamienić cały komplet.



Rys. 50  
Wyjmowanie kulek.



Rys. 51.  
Wkładanie kulek.

Przy składaniu łożyska naprzód wkładamy koszyczek, podtrzymując w położeniu nachylonym zewnętrzny pierścień (rys. 51). Kulczki wkłada się ręką, uderzając lekko drewnianą pałeczką po łożysku.

Istnieją praktyczne sposoby określenia nieprawidłowej pracy łożyska kulkowego. Jeżeli przyłożyć do oprawy śrubokręt, a do rączki tegoż — ucho, to w wypadku zepsutej jednej lub kilku kulek słychać uderzenia. Świst w łożyskach — to brak smaru. Opilki, piasek powodują drapanie, a rdza głuchy szum.

Nie należy nalewać za dużo oliwy (tylko do połowy najniższej kulki), gdyż wtedy kulki się nie toczą, tylko trą, co jest sprzeczne z zasadą pracy łożysk kulkowych.

### 19. PODPORY DO ŁOŻYSK.

Wały pędziane, ze względu na osadzone na nich koła pasowe, muszą się znajdować w pewnym oddaleniu od powierzchni sufitu, ściany lub podłogi. Aby to osiągnąć, łożyska lokuje się na *wieszakach sufitowych* (rys. 52), *wspornikach ściennych* (rys. 53) lub *koziach podłogowych* (rys. 54).



Rys. 52. Wieszak sufitowy.



Rys. 53. Wspornik ścienny.



Rys. 54. Koziol podłogowy.



Rys. 55. Skrzynia murowana.

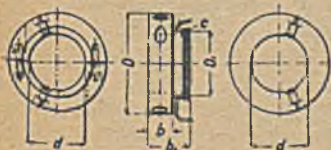
Podpory te odlewane są z żeliwa. Jeżeli pędnia przechodzi przez ścianę, to jako podporę stosuje się *skrzynię mурową* (rys. 55).

Przy ciężkich kołach pasowych, linowych oraz przy sprzęgłach ciernych, kłowych i kołach zębatych należy zamiast zwykłych wieszaków sufitowych stosować *kozły wiszące*.

## 20. PIERSCIENIE OSADCZE.

Opisując czopy na str. 6, wspominaliśmy o tym, że aby uniknąć przesuwania się wałka wzdłuż linii pędnianej, używamy odsad, nasadzonych na gorąco i ściśle dopasowanych do panewek łożyska.

Jednak w praktyce warsztatowej, przy pędnianych wałkach lekkich i średnich, używamy do tego celu najczęściej *pierszcieni osadczych*.



Rys. 56.

Pierścienie osadcze bywają (rys. 56) całkowite i dzielone. Przy wykonywaniu należy stosować się do PN/G — 711. Pierścienie mogą być wykonywane z obrzeżem C i bez niego. Obrzeże C wchodzi wewnątrz łożyska i dotyka panewek. Pamiętać trzeba, aby śruby, mocujące pierścienie do wałka, ze względu na bezpieczeństwo pracy, nie wystawały na zewnątrz.

## 21. SPRZĘGŁA.

Sprzęgła służą do łączenia wałów. Łączenie to jest niezbędne, jeżeli długość linii pędnianej przekracza normalną długość pojedynczego wałka, to jest 6 — 7,5 m, lub gdy część linii należy wyłączyć, wreszcie gdy osie wałków nie tworzą linii prostej.

Sprzęgła dzielą się na stałe i rozłączne. Stałe są takie, które należy rozzebrać, by linię rozłączyć, oraz na nowo złożyć, by linię złączyć. Do tego typu sprzęgieł należą:



Rys. 57. Sprzęgło lubkowe.

*Sprzęgła lubkowe* (rys. 57), znormalizowane PN/G — 702, najpraktyczniejsze do łączenia cienkich i średnich wałków.

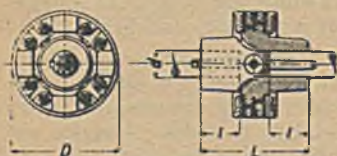
*Sprzęgła tarczowe* (rys. 58), znormalizowane PN/G — 703, odpowiednie przy wstrząśnieniach, wywołanych rodzajem pro-

dukcji, służą do stałego łączenia grubszych wałków pędnianych (wyżej 100 mm). Nasadza się na wałki na gorąco i jeszcze raz przetacza.

*Sprzęgła przegubowe* (rys 59), zwane sprzęgłami Cardana, (czytaj Kardana) służą do łączenia wałków o osiach, przecinających się pod kątem.

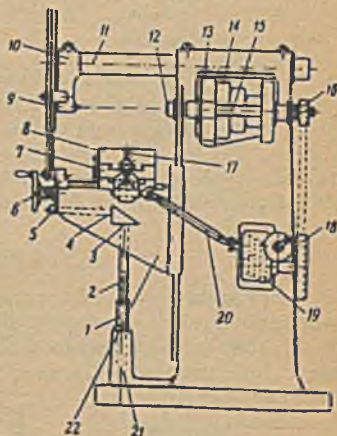


Rys. 58. Sprzęgło tarczowe.



Rys. 59. Sprzęgło przegubowe.

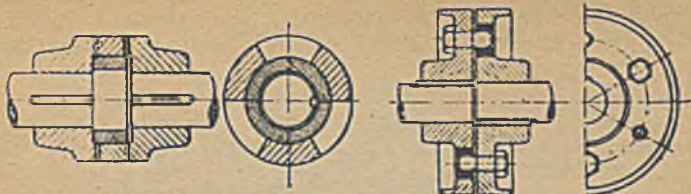
Przy jednostajnym ruchu obrotowym jednego wałka, drugi w ciągu jednego obrotu zmienia swą prędkość. Aby uniknąć niejednostajności ruchu, stosuje się wał pośredni, który tworzy jednakowe kąty z obydwojma łączonymi wałami, i którego widełki znajdują się w jednej płaszczyźnie (wał kardanaowy rys. 60 (20)).



Rys. 60.  
Sprzęgła przegubowe we frezarce.

Sprzęgła przegubowe różnej konstrukcji spotyka się w maszynach rolniczych, w samochodach, obrabiarkach (frezarka rys. 60). Czopy przegubów tych sprzęgieł wymagają dobrego smarowania.

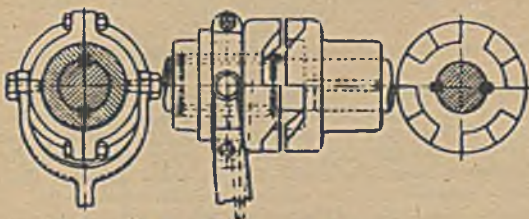
*Sprzęgła suwliwe* (rys. 61), należą do grupy sprzęgieł stałych. Stosuje się je przy długich liniach pędnianych, a w szczególności przy łożyskach kulkowych. Sprzęgła te umożliwiają pracę wałów, podlegających wydłużeniu, spowodowanemu zmianami temperatury.



Rys. 61. Sprzęgło suwliwe.

Rys. 62. Sprzęgło sprężyste.

Sprzęgła sprężyste służą do łagodzenia wstrząśnień, powstających przy niektórych rodzajach fabrykacji (ochrona silników oraz kół zębatych). Na rys. 62 przedstawione jest sprzęgło sprężyste, w którym ruch przenoszony jest za pomocą koleczków, naciskających na pierścienie z utwardzonej gumy. Kulisty kształt kołków ułatwia odchylenie osi wałka.



Rys. 63. Sprzęgło kłowe.

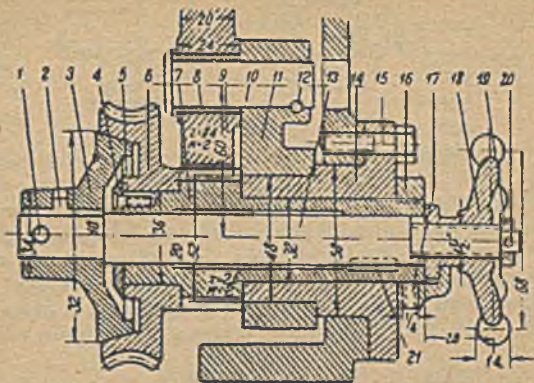
Do sprzęgieł rozłącznych zaliczamy *sprzęgła kłowe* (rys. 63). Można wyprzęgać to sprzęgło podczas ruchu, sprzęgać — tylko podczas postoju pędni. Wyprzęganie i sprzęganie sprzęgła odbywa się z pomocą wyprzęgnika śrubowego.

*Sprzęgło cierne* służy do wyprzęgania oraz sprzęgania wałków w pełnym biegu, bez obawy wstrząśnień i uderzeń. Działa za pośrednictwem tarcia.

Na rys. 64 przedstawione jest sprzęgło cierne do włączania posuwu mechanicznego od wałka pociągowego.

Na wałku pociągowym znajduje się ślimak sprzężony ze ślimacznica (6). Obracając rękojeść gwiazdową (18), powodujemy, że wałek (13) dociąga tarczę sprzęgła (3) do stożkowej wewnętrznej powierzchni ślimacznicy. Wskutek wywartego nacisku, wytwarza się tarcie, dzięki któremu ruch obrotowy ślimacznicy zostaje przeniesiony na tarczę sprzęgła

i wałek (13), a od tego ostatniego na kółka zębate (7 i 9). Aby wyłączyć posuw, odkręcamy rękojeść (18) i luzujemy tarczę (3).



Rys. 64. Sprzęgło cierne w mechanizmie suwnika tokarki.

1. Kołek mocujący tarczę sprzęgła (3) na wałku (13). 2. Wpuszka tarczy sprzęgła. 3. Tarcza sprzęgła ciernego do posuwu mech. od wałka pociągowego. 4. Pierścień do ślimacznicy (6). 5. Śruba do zamocowania pierścienia (4). 6. Ślimacznica, stanowiąca drugą część sprzęgła ciernego. 7. Kółko zębate z długą tuleją. 8. Tulejka kółka zębatego (9). 9. Kółko zębate dźwigni kątowej (11). 10. Bolec do kółka zębatego (9). 11. Dźwignia kątowa do włączania i wyłączania mechanicznego posuwu podłużnego lub poprzecznego (od wałka poc.). 12. Kołek do zamocowania bolca (10) w dźwigni (11). 13. Wałek sprzęgła ciernego. 14. Kolnierz. 15. Bolec do zamocowania kolnierza (14) w płycie zamkowej. 16. Nakrętka kształtowa. 17. Gwint ustalający nakrętkę kształtową.

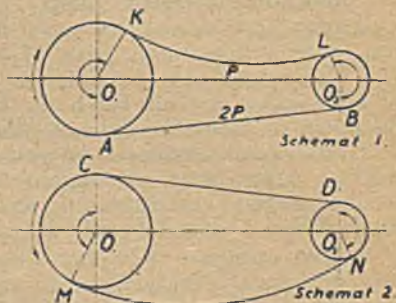
## 22. NAPĘD PASOWY.

Najprostszy i najczęściej stosowany w praktyce warsztatowej *napęd pasowy* otwarty przedstawiony jest na rys. 65. W napędzie tym koła obracają się w jedną stronę. Dzięki tarcu, jakie powstaje między obwodem koła i naciągniętym pasem, *koło pędzące*  $O_1$  porusza pas, który obraca znow *koło pędzone*  $O_2$ . Tarcie w pasie, dzięki któremu przenosimy pracę, powstaje na skutek naciągu *pasa*, czyli siły wewnętrznej wywołującej przyciskanie pasa do obwodów kół. Przy dłuższych pasach, a więc cięższych, występuje *naciąg naturalny*, a przy krótszych — wywołujemy niekiedy naprężaczami pasowymi *naciąg sztuczny*.

Część pasa AB jest *ciągnącą* i posiada kierunek prostoliniowy (rys. 65 — schem. 1), a część górna KL jest *pędzona* i trochę zwisa.

Na rys. 65 — schemat 2 jest odwrotnie, bo koła obracają się w odwrotną stronę. Część ciągnąca CD jest u góry, a ciągniona MN na dole. Na rys. 65—schemat 1. kąty  $KO_1A$  i  $LO_2B$  to kąty opięcia. Im pas jest silniej naciągnięty, i im większe są kąty opięcia, tym napęd lepiej pracuje. Porównując schematy 1 i 2 napędów otwartych, na rys. 65 widzimy, że gdy ciągnąca część pasa jest na dole, to kąt opięcia jest większy od  $180^\circ$ , czyli kąt opięcia  $KO_1A$  jest większy od kąta  $CO_1M$ . W praktyce powinniśmy dążyć do tego, aby niezależnie od kierunku obrotów *ciągnąca część pasa była na dole*.

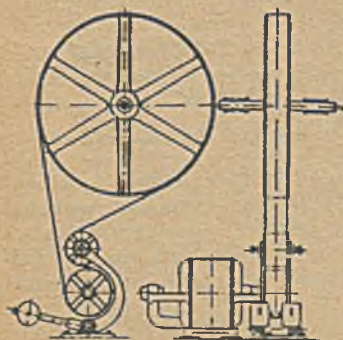
Najwłaściwsze kąty opięcia otrzymujemy przy kołach o jednakowych średnicach. W miarę jak się zwiększa różnica średnic kół, to kąt opięcia na dużym kole się zwiększa, a na małym maleje, co w rezultacie prowadzi do złej pracy napędu, gdyż pas się ślizga. Ślizganie pasa, czyli t. zw. *poślizg*, jest jedną z większych wad napędu pasowego.



Rys. 65. Napęd pasowy otwarty.

Straty z tego powodu są nieraz duże i dochodzą przy nowych pasach od 1,6% do 2,5%, a przy starych od 1% do 3%, a niekiedy do 5%. Dlatego też stosunek wzajemny średnic kół danego napędu posiada bardzo duże znaczenie. Doświadczenie poucza, że przy napędzie otwartym stosunek średnicy dużego koła do średnicy małego koła nie powinien być większy od 5. Np. gdy średnica dużego koła równa się 1000 mm, a małego 200 mm, to stosunek ich równa się  $\frac{1000}{200} = 5$ .

Oczywiście takie koła, w zasadzie mogą stanowić otwarty napęd pasowy. Jeżeli zaś koło o średnicy 1200 mm będzie miało pracować z drugim - 200 mm to stosunek średnic wyniesie  $\frac{1200}{200} = 6$ , i takiego napędu otwartego, dla powodów wyliczonych wyżej, stosować nie należy.



Rys. 66. Naprężacz pasa.

*Odległości między środkami kół.* Na wielkość kąta opięcia wpływa również odległość między środkami kół. Jeżeli przybliżymy osie wałów, to kąt opięcia mniejszego wału zmniejszy się, a większego — powiększy, choć średnice kół pozostaną te same. Dlatego też w praktyce stosujemy pewne *normy odległości* między kołami. *Najmniejsza odległość*  $E = 1,25 (D + d)$ , gdzie  $D$  — średnica dużego koła w mm, a  $d$  — małego koła w mm. Np. koło duże  $D = 700$ ; koło małe  $d = 300$ ; najmniejsza odległ.:  $E = 1,25 (700 + 300) = 1250$  mm.

*Największa odległość* między środkami kół dla napędów otwartych przy szerokości pasa do 100 mm powinna być 5 m., a przy szerokości pasa większej od 100 mm — 10 m.

Największa oraz najmniejsza odległość między środkami kół odnosi się nie tylko do kół o różnych średnicach, ale także do kół o średnicach jednakowych.

Powyższe zależności w praktyce tłumaczą się tym, że krótkie pasy przy zakładaniu trudno naciągać, bardzo szybko ulegają zniszczeniu i wyciągają się. Pasy bardzo długie falują i wywołują szkodliwe drganie pędni i napędów.

Aby otrzymać pożądany naciąg pasa oraz właściwe kąty opięcia, w praktyce często stosuje się naprężacze pasa (rys. 66), w szczególności przy napędach krótko spiętych. Kółko naprężacza ustawia się na pędzonej części pasa w pobliżu koła mniejszego, którego kąt opięcia ma być zwiększony. Przy zastosowaniu naprężacza pas przybiera widok łamanej linii, kąt opięcia się zwiększa, i stosunek średnic (przekładnia) może dochodzić do 12.

Wspominaliśmy na początku, że w napędzie otwartym koła obracają się w jedną stronę. Jeśli zachodzi potrzeba,



Rys. 67. Pas skrzyżowany.

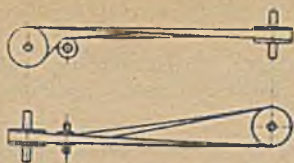


Rys. 68. Pas półskrzyżowany.

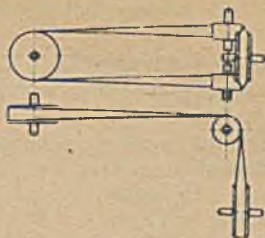
aby koła obracały się w przeciwnych kierunkach, to stosujemy *napęd skrzyżowany* (rys. 67); w tym napędzie warunki tworzenia się kątów opięcia są lepsze, i dlatego stosunek średnic dużego koła do małego może dochodzić do 6, a najmniejsza odległość między środkami kół może się równać  $2 (D + d)$ . Np. koło większe  $D = 1200$  mm; koło małe  $d = 300$  mm; to najmniejsza odległość  $2 (1200 + 300) = 3000$  mm = 3 m.



Przenoszenie ruchu obrotowego pomiędzy wałami, leżącymi pod kątem prostym, odbywa się za pomocą *napędu półskrzyżowanego* (rys. 68).



Rys. 69.



Rys. 70.

W napędzie tym pas nie będzie spadał, o ile środkowa linia pasa będzie schodziła z jednego koła w punkcie, leżącym w płaszczyźnie drugiego z odchyleniem, wynoszącym najwyżej  $25^{\circ}$ . Dla zwiększenia kąta opięcia w napędzie półskrzyżowanym stosujemy *krążki kierownicze* oraz *naprężające* (rys. 69 i 70).

### 23. OBLICZANIE ŚREDNIC KÓŁ.

Z pomocą napędu pasowego możemy przenosić nie tylko ruch obrotowy z jednego wału na drugi, ale także zmieniać ilość obrotów kół. Aby ułatwić sobie rachunek z ilością obrotów kół, wprowadzamy pojęcie *przekładni*, która jest *stosunkiem średnicy większego koła do średnicy mniejszego lub większej ilości obrotów do mniejszej*. Tak np. jeżeli średnica większa  $D = 500$  mm, a średnica mniejsza  $d = 200$  mm, to przekładnia  $J = D : d = 500 : 250 = 2$ . Przy równych średnicach przekładnia  $= 1$ , a ilość obrotów jednego koła równa się ilości obrotów drugiego koła. Gdy koła są nierówne, to ilości obrotów są też niejednakowe; koło większe zawsze robi mniej obrotów, a koło mniejsze więcej obrotów. Np. Gdy koło duże  $D = 750$  mm robi  $n_1 = 80$  obr./min, to koło małe przy  $d = 150$  mm i przekładni  $J = \frac{250}{150} = 5$ , będzie robić 5 razy więcej obrotów, czyli  $n_2 = 5 \cdot 80 = 400$  obr./min.

Mówimy, że *między średnicami kół a ilościami obrotów istnieje zależność odwrotnie proporcjonalna*.

Jeżeli średnica dużego koła  $D_1$ , obroty  $n_1$ , średnica małego koła  $d_2$ , a obroty  $n_2$ , to:  $\frac{D_1}{D_2} = \frac{n_2}{n_1}$ . Jeżeli obroty  $n_1$  koła dużego będą wiadome, to możemy znaleźć obroty koła

mniejszego  $n_1 = n_1 \frac{D_1}{d_1}$ . Ale stosunek  $\frac{D_1}{d_1}$  jest przekładnią  $J$ . Możemy więc wyprowadzić następujące prawidło: *aby obliczyć obroty mniejszego koła, należy obroty większego pomnożyć przez przekładnię.*

Lub też gdy chodzi o średnicę, powiemy: *aby obliczyć średnicę większego koła, należy średnicę mniejszego pomnożyć przez przekładnię.*

Jak już wiemy z rozwiązań na str. 33, koła pasowe o przekładni większej od 5 nie powinny stanowić napędu pasowego. Co robić jednak, gdy przekładnia ogólna  $J$  stanowi liczbę większą od 5? Należy wtedy zastosować napęd pasowy o przekładni złożonej. Podwójna od 6 do 25; potrójna od 26 do 125 (patrz tabliczka przekładni na str. 37).

Musimy jednak zauważyć, że w napędzie pasowym złożonym każda para kół, związanych ze sobą pasem, będzie wpływać na zmianę liczby obrotów ostatniego kółka pędzonego ( $n_m$ ), przy czym *ogólna przekładnia  $I$*  jest liczbą, otrzymaną z ułamka, którego licznikiem będzie iloczyn średnic dużych kół, a mianownikiem — iloczyn średnic małych kół. Ten sam rezultat otrzymamy, mnożąc przekładnie każdej pary kół, związanej jednym pasem. Przypuśćmy, że mamy napęd, złożony z 3-ch par kół. Niech pierwsza para posiada  $D_1 = 800$  mm,  $d_1 = 200$ ; druga para —  $D_2 = 600$  mm;  $d_2 = 250$ ; trzecia para —  $D_3 = 500$  mm;  $d_m = 100$  mm. Wtedy zgodnie z określeniem, wyrażonym wyżej, ogólna przekładnia będzie:  $\frac{800 \cdot 750 \cdot 500}{200 \cdot 250 \cdot 100} = 60$ .

Obrachujmy teraz *przekładnie poszczególne (i)* dla każdej pary oddzielnie, pomnóżmy je przez siebie i porównajmy z otrzymanym rezultatem.

Przekładnie: pierwszej pary  $\frac{800}{200} = 4$ ; drugiej pary  $\frac{750}{250} = 3$ ; trzeciej pary  $\frac{500}{100} = 5$ . Mnożąc przez siebie otrzymamy liczby  $4 \cdot 3 \cdot 5 = 60$ . W pierwszym i drugim wypadku otrzymaliśmy jednakową liczbę, oznaczającą ogólną przekładnię. Pierwszy sposób jest prostszy, i dlatego w praktyce warsztatowej ma zastosowanie przy sprawdzaniu obliczeń średnic kół pasowych. Najlepiej to wyjaśnią przykłady oraz tabliczka przekładni na str. 37.

*Przykład.* Koło o średnicy  $d_m = 190$  mm, osadzone na wrzecionie obrabiarki, ma robić  $n_m = 1050$  obr./min. Jaki napęd pasowy należy zastosować, jeżeli wał pędniany obraca się  $n_1 = 175$  obr./min.?

## TABLICZKA PRZEKŁADNI PASOWYCH

Nazwa		Symbol	
Przekładnia ogólna pomiędzy maszyną i pędną Przekładnia pomiędzy dwoma kołami pasowymi Ilość obrotów wata (koła pasowego) na minutę Średnica koła pędzonego		$J$ $i$ $n$ $D$ $d$	
Symbol	Schemat napędu pasowego	Symbol	Formuły
Pojedyńcza		$J$	$\frac{n_m}{n} ; \frac{D}{d}$
		$n$	$\frac{D \cdot n}{d} \leq 5$
		$D$	$\frac{d \cdot n_m}{n}$
Podwójna		$J$	$\frac{n_2}{n_1} ; \frac{D_1 \cdot D_2}{d_1 \cdot d_2} ; i_1 \cdot i_2$
		$i_1$	$\frac{n_2}{n_1} ; \frac{D_1}{d_1} ; n_2 = i_1 \cdot n_1$
		$i_2$	$\frac{n}{n_2} ; \frac{D_2}{d_2} ; D_2 = i_2 \cdot d_2$
Potrójna		$J$	$\frac{n_3}{n_1} ; \frac{D_1 \cdot D_2 \cdot D_3}{d_1 \cdot d_2 \cdot d_3} ; i_1 \cdot i_2 \cdot i_3$
		$i_1$	$\frac{n_2}{n_1} ; \frac{D_1}{d_1} ; n_2 = i_1 \cdot n_1$
		$i_2$	$\frac{n_3}{n_2} ; \frac{D_2}{d_2} ; D_2 = i_2 \cdot d_2$
		$i_3$	$\frac{n}{n_3} ; \frac{D_3}{d_3} ; D_3 = i_3 \cdot d_3$

Rozwiązanie:  $J = \frac{n_m}{n_1} = \frac{1050}{175} = 6$ ; ponieważ  $6 > 5$ , należy zastosować przekładnię podwójną.

$J = i_1 \cdot i_2 = 2 \cdot 3 = 6$ ;  $i_1 = D_1 : d_2 = 2$ ; Przyjmujemy, że koło główne na wale pędni  $D_1 = 400$  mm stąd  $d_2 = 400 : 2 = 200$  mm;  $D_2 = i_2 \cdot d_m = 3 \cdot 190 = 570$  mm.

Sprawdzenie:  $= \frac{D_1 \cdot D_2}{d_2 \cdot d_m} = \frac{400 \cdot 570}{200 \cdot 190} = 6$ .

Przykład. Wentylator ma robić  $n_m = 4000$  obr/min. Średnica kółka wrzeczona wentylatora  $d_m = 75$  mm. Jaką przekładnię pasową trzeba zastosować, jeżeli ten wentylator będzie napędzany przez pędną obracającą się  $n_1 = 100$  obr/min.

Rozwiązanie:  $J = \frac{n_m}{n_1} = \frac{4000}{100} = 40$ ; ponieważ  $J = 40 > 25$ , to należy zastosować przekładnię potrójną.  $J = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 =$

$= 2 \cdot 4 \cdot 5 = 40$ ;  $i = D_1 : d_1 = 2$ ; zakładamy koło główne na wale pędni  $D_1 = 500$  mm, stąd  $d_2 = 500 : 2 = 250$  mm. Przyjmując, że koło większe na dodatkowej przystawce  $D_2 = 400$  mm i wiedząc, że  $i_2 = D_2 : d_3 = 4$ , otrzymamy  $d_3 = 400 : 4 = 100$  mm;  $D_3 = i_3 \cdot d_m = 5 \cdot 75 = 375$  mm.

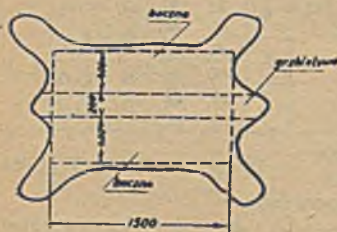
Sprawdzenie:  $J = \frac{D_1 \cdot D_2 \cdot D_3}{d_2 \cdot d_3 \cdot d_m} = \frac{500 \cdot 400 \cdot 375}{250 \cdot 100 \cdot 75} = 40$ .

*Przykład.* Kółko o średnicy  $d_m = 200$  mm przy piłce mechanicznej do żelaza robi  $n_m = 200$  obr/min. Jaką przekładnię zastosować, aby piłka mogła być poruszana od pędni  $n_1 = 125$  obr/min.

Rozwiązanie:  $J = \frac{n_m}{n_1} = \frac{200}{125} = 1,6$ ; ponieważ  $J = 1,6 < 5$  to można zastosować zwykłą przekładnię pojedynczą, czyli założyć pas wprost z koła na pędni na koło piłki. Obliczamy  $J = D_1 : d_m = 1,6$ ;  $D_1 = 1,6 \cdot 200 = 320$  mm.

## 24. P A S Y.

*Pasy skórzane* wyrabia się ze skóry wołowej o grubości od 4 do 8 mm. Najlepsze są grzbietowe grub. ok. 5 mm przy szerokości do 200 mm (rys. 71). Pasy z boków grub. 8 mm i szerokość 400 mm, mają tę samą wytrzymałość przy równej szerokości co i pasy grzbietowe. Długość sztuki około 1500 mm. Pasy mogą być łączone wzdłuż, w szereg i na grubość, w tym ostatnim wypadku mamy pasy podwójne, potrójne, a nawet



Rys. 71.

poczwórne, używamy ich wtedy, gdy zachodzi potrzeba utrzymania pasa o bardzo dużej wytrzymałości. Pasy ciągłe, dowolnej długości, spotykane w handlu, otrzymuje się w ten sposób, że końce oddzielnych sztuk o dług. 1500 mm ścina się ukośnie, skleja specjalnym klejem sprężystym, zszywa cienkimi trokami skózanymi i walcuje.

Połączenie pasa odbywa się również przez sklejenie końców, ściętych klinowo (rys. 72), klejem lub zszywa cienkimi surowcowymi trokami. Do połączenia potrzebne są zakładki równe 20-krotnej grubości pasa. Np. pas o grub. 7 mm, zakładka  $7 \cdot 20 = 140$  mm. Przy niedużych szybkościach używa się w praktyce łączników metalowych, możliwie gładkich i płaskich (rys. 73). Stronę pracującą pasów szybkobieżnych smarujemy łojem dla zwiększenia siły pociągowej; pasy wolnochozące należy smarować mniej. Od czasu do czasu

dobrze jest zmywać pasy letnią wodą z mydłem lub słabym roztworem sody, tak jednak, by nie przemiekły. Smary mineralne niszczą pasy, a posypywanie sproszkowaną kalafonią prowadzi do łamliwości pasów. Zależnie od rodzaju pracy i sposobu pielęgnowania, pasy skórzane mogą służyć od 10 do 20 lat.

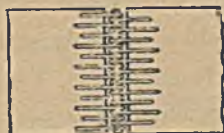
*Pasy skórzane chromowe*, bardzo giętkie, do dużych szybkości i małych kół o średnicy mniejszej od 100 mm.

*Pasy z sierści wielbłądziej* nieco mniej giętkie od chromowych dobrze znoszą kwasy, wilgoć i wysoką temperaturę.

*Pasy gumowe* składają się z kilku warstw tkaniny bawełnianej, spojonych masą gumową; nie znoszą tłuszczów; słabsze od skórzanych o 25%; dobre do pomieszczeń wilgotnych.



Rys. 72. Kierunek ruchu sklejonego pasa.



Rys. 73. Spinki do pasów.

*Pasy bawełniane* są trudne do łączenia; strzępią się z boków; pęczniejąc w wilgoci, silnie się kurczą na długości i obciążają wałki; podczas ruchu wydłużają się.

*Pasy Balata* — bawełniane, nasycone sokiem rośliny podzwrotnikowej; znoszą dobrze wilgoć, natomiast są wrażliwe na wyższe temperatury, przy 30° C. stają się łamliwe; są wytrzymałe prawie jak skórzane.

*Pasy konopne* — parciane są mało sprężyste, strzępią się; nie nadają się do napędów skrzyżowanych, rolek kierowniczych i przesuwników. Mogą być stosowane tylko do kół o dużych średnicach.

*Struny rzemienne* służą do napędu małych maszyn; średnice ich dochodzą do 15 mm. Boki rowków w tarczach powinny tworzyć kąt 45° do 50°.

## 25. OKREŚLANIE SZEROKOŚCI I DŁUGOŚCI PASA.

Moc maszyn określa się w koniach mechanicznych według formuły:  $N = \frac{P \cdot V}{75}$ , gdzie  $P$  — siła obwodowa, jaką pas przenosi, a  $V$  — prędkość obwodowa z jaką ten pas biegnie.

Mając więc moc maszyny w koniach mechanicznych możemy zawsze obliczyć siłę obwodową w kilogramach, jaką przenosi pas.

Siła  $P = \frac{75 \cdot N}{V}$  kg. Np. Moc  $N = 2$  MK; prędkość  $V = 15$  m/sek, to siła  $P = \frac{75 \cdot 2}{15} = 10$  kg.

Musimy jednak na tym miejscu podkreślić, co zresztą potwierdza teoria i praktyka, że jeden i ten sam pas (jednakowa szerokość) zależnie od prędkości obwodowej może przenosić różne ilości mocy.

Pasy więc jednakowej szerokości, obciążone jednakową siłą, ale biegnące z różną prędkością, przenoszą niejednakowe ilości koni mechanicznych. Pas szybszy przenosi więcej mocy. Jak obliczyć prędkość pasa?

Najpierw należy z pomocą licznika obrotów i stopera określić ilość obrotów koła ( $n$ ). Następnie w czasie postoju pędni zmierzyć suwmiarką średnicę tego koła ( $d$ ). Prędkość obwodowa będzie  $V = \frac{n \cdot d}{60}$  m/sek. Np: koło mniejsze  $d = 300$  mm. robi  $n = 200$  obr/min. Jaka jest prędkość obwodowa tego koła? Rozwiązanie:  $V = \frac{n \cdot d}{60} = \frac{200 \cdot 3.14 \cdot 300}{60 \cdot 1000} = 3,14$  m/sek.

Mając prędkość pasa oraz znając średnicę koła mniejszego naszego napędu, możemy z pomocą tabliczki umieszczonej poniżej, określić dozwolone obciążenie ( $C$ ) w kg na 1 cm. szerokości potrzebnego pasa.

TABLICZKA

DOZWOLONYCH OBCIĄŻEŃ ( $C$ ) W KG. NA 1 CM. SZEROKOŚCI PASA.

Średnica mniejszego koła pasow. mm	Prędkość obwodowa w/sek. (v)								
	3	5	10	15	20	25	30	40	50
100	2	2,5	3	3	3,5	3,5	3,5	3,5	3
200	3	4	5	5,5	6	6,5	6,5	6,5	6,5
300	4	5	6	7	7,5	8	8,5	9	9
400	5	6	7	8	9	9,5	10	10,5	11
500	6	7	8	9	10	10,5	11	11,5	12
600	7	8	9	10	11	12	12,5	13	13,5
750	8	9	10	11	12	12,5	13	13,5	14
1000	9	10	11	12	13	12,5	14	14,5	15
1500	10	11	12	13	13,5	14	14,5	15	15,5
2000	11	12	13	13,5	14	14,5	15	15,5	16

Mając więc siłę obwodową —  $P$  w kg oraz odszukane w tablicy obciążenie —  $C$  w kg na 1 cm/szer., obliczymy szerokości według formułki  $b = \frac{P}{c}$  cm.

Rozwiązanie paru konkretnych przykładów z praktyki warsztatowej najlepiej tę sprawę wyjaśni.

*Przykład.* Jaka przybliżoną szerokość będzie miał pas  $b = ?$  w napędzie pasowym, z pomocą którego mamy przynieść moc  $N = 10$  MK., jeżeli koło mniejsze  $d = 500$  mm robi  $n = 360$  obr/mm?

Rozwiązanie: 1) Najpierw obliczymy prędkość obwodową  $V = \frac{n\pi d}{60} = \frac{360 \cdot 3,14 \cdot 500}{60 \cdot 1000} = 9,42$  m/sek. Zaokrąglamy tę prędkość do 10 m/sek.

2) Z tabliczki na str. 40 odnajdujemy dla koła  $d = 500$  mm przy prędkości  $V = 10$  m/sek obciążenie  $C = 8$  kg/cm szer.

3) Siła obwodowa  $P = \frac{75 N}{V} = \frac{75 \cdot 10}{10} = 75$  kg.

4) Szerokość pasa  $b = \frac{P}{c} = \frac{75}{8} = 9,3$  cm  $\approx$  95 mm.

*Przykład.* Obrabiarka o mocy  $N = 1,5$  MK posiada koło na wrzecionie  $d = 480$  mm, które robi  $n = 200$  obr/mm. Jaka przybliżoną szerokość będzie miał pas, napędzający tę obrabiarkę?

Rozwiązanie: 1)  $V = \frac{n\pi d}{60} = \frac{480 \cdot 3,14 \cdot 200}{60 \cdot 1000} = 5,02 \approx 5$  m/sek.

2) z tabl. na str. 40 odnajdujemy dla koła  $d = 200$  mm przy prędkości  $V = 5$  m/sek obciążenie  $C = 4$  kg/cm szer.

3) Siła obwodowa  $P = \frac{75 N}{V} = \frac{75 \cdot 1,5}{5} = 22,5$  kg;

4) szerokość pasa  $b = \frac{P}{c} = \frac{22,5}{4} = 5,6$  cm  $\approx$  60 mm.

Długości pasa najlepiej określić w następujący sposób: wziąć mocny cienki sznurek, opasać nim koło tak, jak ma być opięty pas. Następnie zwiększyć długość wyciągniętego sznurka, dodając na sklejenie 20-krotną grubość pasa.

Należy pamiętać o tym że nowe pasy prędko się wyciągają. Wydłużenie to dochodzi do 4%. Dobrze jest, gdy nowe pasy, zanim się je przytnie na miarę, zostaną na kilka dni poddane rozciąganiu przez zawieszenie na nich ciężarów.

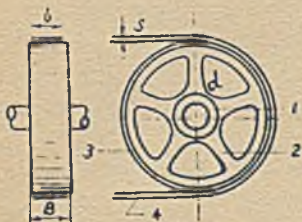
## 26. KONSTRUKCJA KÓŁ PASOWYCH.

Koła pasowe bywają całkowite (rys. 75) i dzielone (rys. 75). Te ostatnie dają się ustawiać bez zdejmowania całego wału. W praktyce spotykamy: 1) koła lane żeliwne, 2) koła o pia-

stach lanych żeliwnych, a wieńcach blaszanych 3) koła blaszane, wreszcie 4) bardzo lekkie koła drewniane.

W każdym kole rozróżniamy piastę, ramiona i wieniec. W kołach o szerokości ponad 300 mm. spotykamy 2 rzędy ramion. Szerokość wieńca B (rys. 74) zależy od szerokości pasa b i równa się przy otwartym napędzie  $B = 1,1b + 10$  mm. Np. szerokość pasa  $b = 50$  mm, to szerokość wieńca B  $1,1 \cdot 50 + 10 = 55 + 10 = 65$  mm.

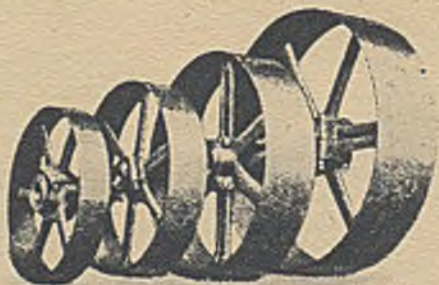
W napędzie półskrzyżowanym szerokość każdego koła powiększa się o 25%. Powierzchnia wieńca może być *plaska* lub *wypukła*. Ta ostatnia chroni pas od ześlizgiwania się na boki, ale jednocześnie sam pas się prędzej niszczy. Dlatego też wypukłe wieńce spotykamy najczęściej w kołach pędzących przy napędach otwartych. W przekładnicach z naprężaczami oba koła posiadają wieńce płaskie.



Rys. 74. Koło pasowe całkowite.

Przy napędzie grupowym, gdy pewna ilość obrabiarek porusza się w warsztacie od jednego silnika, zachodzi ciągle potrzeba zatrzymania danej obrabiarki bez zatrzymywania silnika i związanej z nim pędni.

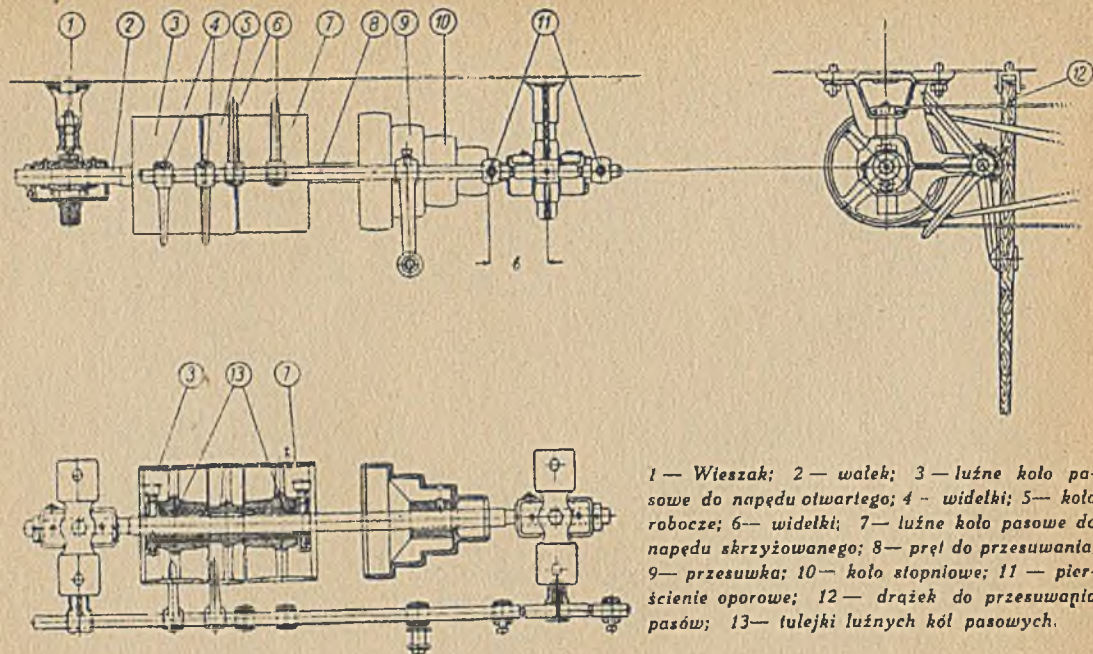
Dlatego też każda obrabiarka posiada przystawkę, z pomocą której pas z koła roboczego przerzuca na koło jałowe. W ten sposób obrabiarka może być zatrzymana bez zatrzymywania silnika.



Rys. 75. Koła pasowe dzielone.

Na rys. 76 przedstawiona jest przystawka tokarki. Widzimy tam jedno wąskie koło robocze (5) oraz dwa sze-





1 — Wieszak; 2 — wałek; 3 — luźne koło pasowe do napędu otwartego; 4 — widelki; 5 — koło robocze; 6 — widelki; 7 — luźne koło pasowe do napędu skrzyżowanego; 8 — pręt do przesuwania; 9 — przesuwka; 10 — koło stopniowe; 11 — pierścienie oporowe; 12 — drążek do przesuwania pasów; 13 — tulejki luźnych kół pasowych.

Rys. 76. Przystawka tokarki.

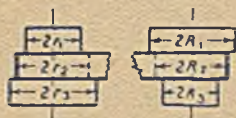
rokie koła luźne (3 i 7), osadzone na *tulejkach* (13). Na kole (3) znajduje się pas otwarty, a na kole (7) — skrzyżowany. Przy położeniu widełek (4 i 6) tak, jak wskazuje rys. 76, pasy znajdują się na kołach luźnych, i choć pędnia się obraca, to obrabiarka jest zatrzymana. Gdy odchylimy ramię przesuwacza (12) w prawo, to *listwa* 8 przesunie się. Widełki (4) zsuną pas otwarty na koło robocze, a widełki (6) pas skrzyżowany dalej na koło luźne.

Walek (2) obraca wtedy koło wielostopniowe (10), a to ostatnie z pomocą napędu pasowego przenosi ruch na tokarce. Jeżeli chcemy, aby maszyna obracała się w odwrotną stronę, to musimy przesuwacz (12) odchylić w lewo. Wtedy widełki (4) zsuną pas otwarty z powrotem na koło jałowe, a widełki (6) nasuną pas skrzyżowany na koło robocze, zmuszając przystawkę i obrabiarkę do obracania się w odwrotną stronę.

Z pomocą koła wielostopniowego (10) można zmieniać ilość obrotów wrzeczona obrabiarki. Musimy tylko pamiętać o jednej zasadzie, że *suma promieni dwóch kół współpracujących musi być wielkością, stałą dla danego koła wielostopniowego.*

$$R_1 + r_1 = R_2 + r_2 = R_3 + r_3 = R_4 + r_4 \text{ i t. d. (rys. 77).}$$

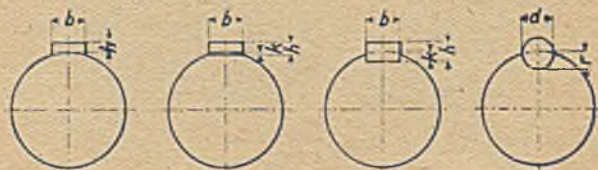
Wtedy jeden i ten sam pas może być przerzucony z jednej pary kół na drugą, zachowując jednakowy naciąg oraz jednakowe warunki pracy.



Rys. 77.

## 27. OSADZANIE KÓŁ PASOWYCH NA WALKI.

Koła pasowe robocze, oraz koła zębate, sprzęgła i korby osadza się na walkach z pomocą stalowych *klinów i wpustek*. Rozróżniamy następujące kliny znormalizowane: 1) *wpuszczane* w/g PN G—422 (rys. 78/3), stosowane przy większych obciążeniach oraz 2) *plaskie* w/g PN, G - 423 (rys. 78/2) i 3) *wklęsłe* w/g PN G—424 (rys. 78 1), stosowane przy mniejszych siłach.



1

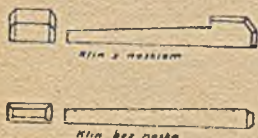
2

3

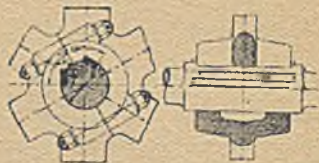
4

Rys. 78. Kliny.

Każdy z wyżej wymienionych klinów może być z noskiem i bez noska (rys. 79). Wszystkie kliny są zbieżne z jednej strony; zbieżność 1:100. Kliny, zakończone noskiem, łatwiej dają się wybijać; jako niebezpieczne dla obsługujących, powinny być osłonięte; wogóle należy ich unikać. Kołki stożkowe i cylindryczne w/g PN/G—470,71 (rys. 87/4) stosuje się dodatkowo w piastach korb, nasadzanych hydraulicznie lub na gorąco.



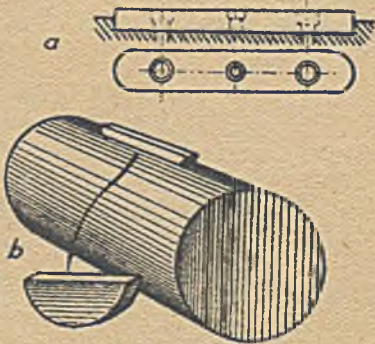
Rys. 79. Klin z noskiem i bez noska.



Rys. 80. Kliny stycznne.

W kołach zamachowych, gdzie siły zmieniają się często, stosuje się *kliny stycznne* w/g PN/G—425 (rys. 80), rozpierające boczne ścianki rowków. Klin po wbiciu go wytwarza sztywne połączenie naprężające.

*Wpuszki* stosuje się wtedy, gdy zachodzi potrzeba przesuwania piasty, np. w kołach zębatych, sprzęgłach. Wpuszki pozbawione są zbieżności, gdyż płaszczyzny ścian są równoległe. Dlatego też dają one połączenia sztywne, ale swobodne, nie naprężone. Na rys. 81/a przedstawiona jest *wpuszka*, ulokowana w odpowiednio wyfrezowanym rowku wałka i umocowana na końcach dwoma wkrętami. Środkowy otwór, nagwintowany na wylot, służy do wyciągnięcia wpuszki z rowka. W praktyce warsztatowej spotykamy często wpuszki gładkie, siedzące w rowkach bez umocowań wkrętami. Rowki dla wyżej opisanych klinów i wpuszek są w piastach dłutowane lub strugane, a na wałach frezowane frezem zwykłym lub sztorcowym. Na rys. 81/b przedstawiona jest *wpuszka Woodruffa* w kształcie odcinka kołowego, pewnej grubości. Wpuszkę tę można zapuszczać w wa-



Rys. 81. a) wpuszka zwykła, b) wpuszka Woodruffa.

lek lub piastę. Wystająca część równa się połowie grubości wpustki. Wpustka Woodruff'a daje pewne połączenie, a wykonywanie jej oraz rowków nie jest skomplikowane.

## 28. NAPĘD KLINIASTY.

Napęd kliniasty posiada obecnie coraz szersze zastosowanie przy napędzaniu maszyn bezpośrednio od elektromotoru (napęd jednostkowy). Poprzeczny przekrój kliniastego (trapezoidalnego) pasa przedstawiony jest na rys. 82.

Pas ten składa się z kilku warstw mocnej tkaniny (bawełna, manilla), przesyconej gumą. Z trzech



*źle*



*dobrze*  
Rys. 82.



*źle*

położeń pasa w kanaliku koła pasowego (rys. 82) dobre jest tylko położenie środkowe, gdyż daje prawidłową, skuteczną pracę. Napęd kliniasty dzięki swej wysokiej sprawności zaczyna pomalu zastępować

napęd płaskimi pasami. Na rys. 83 przedstawiona jest koła maszyny, napędzanej bezpośrednio od elektromotoru za pośrednictwem napędu kliniastego. Łatwo zauważyć dużą różnicę średnic kół. Dziś, w praktyce warsztatowej, możemy za pomocą napędu kliniastego osiągać przekładnię, dochodzącą do 12, a tym samym zastępować podwójną przekładnię napędów otwartych z płaskimi pasami.



Rys. 83.

Podobne do kół przy napędach kliniastych są *koła do napędów linowych*. Koła te posiadają na obwodzie rowki, w których pomieszczone są okrągłe liny konopne lub bawełniane. Napęd linowy, starszy od kliniastego, posiada zastosowanie tam, gdzie inne napędy, jak np. pasowe, nie miałyby zastosowania, a więc przy znacznych odległościach między osiami, lub gdy z jednego koła, osadzonego na wale silnika, trzeba przenieść ruch bezpośrednio na kilka linii równoległych. Napędy linowe są tańsze niż pasowe, mają bieg cichy i spokojny.

Pomimo tych dodatnich cech przekładnie linowe spotyka się coraz rzadziej. Przypisać to należy elektryfikacji pędni oraz zaniechaniu mechanicznego przenoszenia całkowitej siły wielkich silników w fabrykach.

## 29. NAPĘD ŁAŃCUCHOWY.

Aby otrzymać dostateczne tarcie między kołem a pasem, ten ostatni musi być naciągany na koło ze znacznym nieraz wysiłkiem, co w rezultacie prowadzi do nacisku czopów na panewki łożyska. Dlatego też już od dawna dla przeniesienia stosunkowo niedużej mocy na odległość stosowano *napęd łańcuchowy*, np. w rowerach, w samochodach i w niektórych obrabiarkach.

Nowością obecnych napędów łańcuchowych jest znaczne zwiększenie przenoszonych mocy, dochodzących do 100 MK.

W napędzie łańcuchowym naciąg oddawany jest z pomocą łańcucha, przy czym koła posiadają zęby, które wchodzi w ogniwo łańcucha. W porównaniu z napędem pasowym, napęd łańcuchowy posiada wiele zalet: brak poślizgu, przy jednakowym obciążeniu mniejszy nacisk czopa na panewki. Oprócz tego łańcuchy nie są wrażliwe na wilgoć i zmiany stosunkowo dużych temperatur (ruszt łańcuchowy w mechanicznych paleniskach kotłowych). Pył i brud, spowodowane rodzajem produkcji, również nie wpływają na pracę tych napędów.

Rozróżniamy łańcuchy: *przegubowe* (rys. 84) i *zębate* (rys. 85). Najprostszym łańcuchem przegubowym jest *łańcuch Galla*, składający się z płytek, połączonych za pomocą sworzni. Docisk powierzchniowy w oczkach płytek jest bardzo duży, otworki się prędko wyrabiają, i w związku z tym *podziałka t* się zwiększa (rys. 84), a sam łańcuch się wydłuża.

Dlatego też lepszy do napędu będzie *łańcuch przegubowy rolkowy*, urządony w ten sposób, że płytki jednego



Rys. 84. Napęd łańcuchem rolkowym. Rys. 85. Napęd łańcuchem zębatym.

ogniwa osadzone są na sworzniu, płytki zaś drugiego ogniwa osadzone są na rolce, która się może na tym sworzniu obracać. Skutkiem takiego urządzenia, powierzchnia ślizgania jest tu większa, a docisk powierzchniowy mniejszy. Łańcuchy rolkowe mniej się wyrabiają, niż zwykle Galla.

*Łańcuch zębaty* (rys. 85) składa się z zębatach ogniwek, nakładanych na sworznie. Zależnie od ilości ogniwek, nasadzonych na sworzniu, otrzymujemy różne szerokości łańcuchów. Łańcuchy zębate pracują spokojnie, nazywają więc je *cichobieżnymi*.

Prędkość łańcuchów rolkowych dochodzi do 4 m/sek, a zębatach do 6,5 m/sek. Przekładnia nie powinna przewyższać 7.

Odległość między osiami kół nie powinna przekraczać 3 — 6 m. przy łańcuchach zębatych. Końce łańcuchów łączy się śrubami; nakrętki przewleka się zawłoczkami.

### 30. USTAWIENIE I OBSŁUGA PĘDNI.

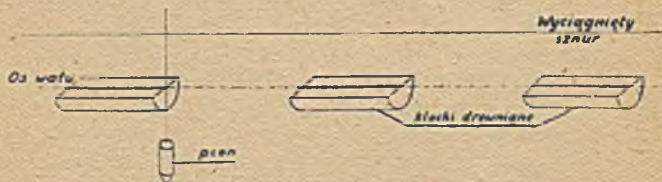
*Ustawienie pędni.* Każda pędnia, zanim się ją ustawi powinna być zaprojektowana na rysunku.

Przed rozpoczęciem ustawienia należy zgodnie z rysunkiem wysznurować główną linię za pomocą cienkiego mocnego sznurka, który powinien przechodzić przez wszystkie sale, przez które ma przechodzić pędnia. Zawiesić go należy ponad właściwą linią wałków tak, aby opuszczając pion można było sprawdzić, czy łożyska są ułożone prawidłowo (Rys. 86).

Po wysznurowaniu linii przystępuje się do oznaczania miejsc na belkach sufitowych, gdzie mają być umocowane wieszaki (lub na ścianach, gdzie będą wsporniki), i gdzie należy wywiercić otwory dla śrub.

Po obsadzeniu śrub przytwierdza się same podpory. Mając już umocowane podpory, należy dokładnie wyregulować łożyska na podporach, przy czym regulacja ta powinna być uskuteczniiona przed włożeniem wałków do łożysk.

Na czym ta regulacja polega? Przede wszystkim należy sprawdzić za pomocą poziomnicy, czy oś każdego łożyska



Rys. 86.

oddzielnie znajduje się w poziomie. Potem dopiero przystępuje się do regulowania całej linii. W tym celu w łożyska wkłada się drewniane klocki w formie półcyldrów, na płaszczyznach których środkiem są przeciągnięte podłużne kresy.

Z pomocą poziomnicy badamy, czy każde dwa sąsiednie łożyska są na linii poziomej. Pion, opuszczony ze stropu, powinien przechodzić przez oś wału (na rys. 86 kresy na półcylindrach).

Po wyregulowaniu łożysk mocuje się je do podpór, a te ostatnie do ścian lub belek sufitowych na stałe, wsporniki ścienne oraz podstawy łożysk na fundamencie po umocowaniu zalewa się cementem. Następnie przystępuje się do wkładania wałków.

Równoległość dwóch poziomych linii wałków sprawdza się najlepiej przez dokładne odmierzenie ich wzajemnej odległości w 2-ch przeciwległych końcach za pomocą mocnej, nie zginającej się łaty. W celu przeprowadzenia linii pędnianej, prostopadłej do istniejącej, używa się dużej węgielnicy z drzewa lub żelaza, lub też oznacza się na podłodze kąt prosty w następujący sposób: dzieli się dobrze wyciągnięty sznurek na 3 części w stosunku 3:4:5 i tworzy się z nich trójkąt prostokątny.

Przed puszczeniem w ruch należy: 1) jeszcze raz sprawdzić, czy koła pasowe są dokładnie ześrubowane i dobrze zaklinowane na wałku, 2) łożyska starannie wyczyścić i napęlnić oliwą.

*Obsługa pędni.* Przy obsłudze pędni należy zwracać pilną uwagę na łożyska, a przede wszystkim na wlewanie oliwy. Należy pamiętać, że górne otwory są przeznaczone dla kontroli obrączek smarujących, w żadnym wypadku nie wolno przez nie wlewać oliwy. Wlewanie oliwy powinno się odbywać przez otwory boczne, znajdujące się w przykrywach. Otwory te zamykane są przy pomocy śrub z pakunkiem. Dolne otwory służą do wylewania zużytej oliwy.

Dla sprawnego funkcjonowania łożysk należy mieć na uwadze: a) nie nalewać nigdy oliwy w ruchu, b) boczny kanałek do nalewania wskazuje, na jakim najwyższym poziomie można w łożysku utrzymywać oliwę, c) szczelność ołowianych pakunków przy otworach do wlewania zużytej oliwy należy przy każdej okazji dokładnie badać, nieuszczelne zamieniać, d) pierwszą oliwę zmienić po kilku dniach, następną po paru tygodniach, później co 4 — 5 miesięcy.

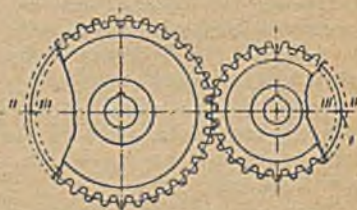
## KOŁA ZĘBATE.

### 1. KOŁA ZĘBATE CZOŁOWE.

Koła zębate cylindryczne służą do przenoszenia ruchu obrotowego między wałami równoległymi. Takie przeniesienie ruchu możliwe jest również za pośrednictwem mocno do siebie przyciśniętych dwóch gładkich kół, osadzonych na wałkach (rys. 87).



Rys. 87. Koła cierne.



Rys. 88. Koła zębate czołowe.

Opisany wyżej rodzaj przenoszenia ruchu nazywa się *napędem ciernym*. Najważniejszą jego zaletą jest prosta budowa. Ale posiada i wady: 1) przy przenoszeniu większych sił występuje poślizg, 2) na skutek dużego nacisku



Rys. 89. Koła zębate czołowe.



Rys. 90. Kawałek wieńca koła zębatego.



na panewki, te ostatnie szybko się wycierają, 3) część pożytecznej pracy idzie na pokonanie tarcia. Wskutek tego napęd cierny może służyć do przenoszenia niewielkich sił i tylko od dużego do małego koła.

Przy przenoszeniu większych sił używamy kół zębatych. Na rys. 88 przedstawione są koła zębate czolowe, najczęściej spotykane w praktyce warsztatowej.

Koła I, które się z sobą stykają i podczas pracy toczą po sobie, nazywamy *kolami podziałowymi*, koła II — *zewnątrznymi* i koła III — *podstawowymi*.

Na rys. 90 przedstawiony jest kawałek wieńca koła zębatego. Część zęba, znajdująca się między kołem podziałowym i zewnętrznym, nazywamy *wierzchołkiem* zęba ( $h_2$ ), a część zęba, leżąca między kołem podziałowym a kołem podstawowym, nazywamy *podstawą* ( $h_1$ ). Wysokość wierzchołka i podstawy, to znaczy całkowita wysokość zęba ( $h$ ), mierzy się wzdłuż *promienia* koła. Długość łuku ( $a$ ) koła podziałowego nazywamy *grubością* zęba, a długość łuku ( $l$ ) tegoż koła — *szerokością* wrębu. Suma tych dwóch łuków ( $t$ ) nazywa się *podziałką* zazębienia. Wielkość ( $b$ ) nazywamy *szerokością wieńca*. Wielkość ( $k$ ) nazywamy *grubością wieńca*. Krzywa linia, ograniczająca ząb z jednego i drugiego boku, nazywa się *profilem* zęba.

## 2. MODUŁ.

Jeżeli oznaczymy podziałkę przez  $t$ , a ilość zębów przez  $z$ , to długość obwodu koła podziałowego  $O = zt$ .

Obwód ten można również wyrazić w zależności od średnicy *podziałowej*  $D_p$ . Wtedy  $O = \pi D_p$ . Z tego  $\pi D_p = zt$ , skąd  $D_p = \frac{t}{\pi} z$ .

W praktyce warsztatowej bardzo ważne jest, aby średnica koła podziałowego, a także średnica koła zewnętrznego były liczbami całkowitymi. Wtedy bowiem *odległość między osiami* ( $L$ ) jako suma promieni kół podziałowych, też wyrazi się liczbą całkowitą.

Rozpatrując prawą część naszego równania  $D_p = \frac{t}{\pi} z$ , widzimy, że średnica podziałowa  $D_p$  będzie liczbą całkowitą, o ile podziałka  $t$  będzie wielokrotnością  $\pi$ .

Np. jeżeli  $t = 2\pi = 2 \cdot 3,14 = 6,28$ , a  $z = 30$ , to:  $D_p = \frac{6,28}{3,14} \cdot 30 = 60$  mm.

Liczba 2, która wskazuje, ile razy podziałka jest większa od wartości  $\pi$ , nazywa się *modułem*. Określamy więc

ogólnie *moduł* jako stosunek podziałki do liczby  $\pi$ , t. j.

$$M = \frac{t}{\pi}, \text{ skąd } t = M\pi \text{ i } D_p = Mz.$$

W celu uproszczenia obliczeń oraz osiągnięcia zamierności, a także dla obniżenia kosztów wykonania kół zębatach, ilość i wielkość modułów jest ograniczona (patrz obok tabliczka modułów i podziałek).

Między modulem a innymi elementami kół zębatach istnieją zależności, przedstawione w tablicy poniżej.

Z tablicy tej widzimy, że dla obliczenia elementów koła zębatego wystarczy, aby był wiadomy *moduł* oraz ilość zębów.

TABLICZKA MODUŁÓW.

M	t	M	t	M	t
0.5	1.57	3.75	11.78	9.0	28.27
0.75	2.36	4.0	12.57	9.5	29.84
1.0	3.14	4.25	13.35	10.0	31.42
1.25	3.93	4.5	14.14	11.0	34.56
1.5	4.71	4.75	14.92	12.0	37.70
1.75	5.5	5.0	15.71	13.0	40.84
2.0	6.28	5.5	17.28	14.0	43.98
2.25	7.07	6.0	18.85	15.0	47.12
2.5	7.85	6.5	20.42	16.0	50.26
2.75	8.64	7.0	21.99	17.0	53.41
3.0	9.42	7.5	23.56	18.0	56.55
3.25	10.20	8.0	25.13	19.0	59.70
3.5	11.0	8.5	26.70	20.0	62.83

TABLICA ZALEŻNOŚCI MIĘDZY MODULEM I POZOSTALYMI ELEMENTAMI KOŁA ZĘBATEGO.

Nazwa	Symb	Formuła
1. Moduł	M	$M = \frac{t}{\pi} = \frac{D_p}{z} = \frac{D_z}{z+2} = \frac{D_z - D_p}{2}$ ;
2. Podziałka	t	$t = M\pi = \frac{\pi D_p}{z} = \frac{\pi D_z}{z+2}$ ;
3. Ilość zębów	z	$z = \frac{D_p}{M} = \frac{D_z - 2M}{M}$
4. Średnica zewnętrzna	$D_z$	$D_z = M(z + 2) = D_p + 2M$
5. Średnica podziałowa	$D_p$	$D_p = D_z - 2M = MZ$
6. Wys. wierzchołka zęba	$h_2$	$h_2 = M$
7. Wysok. podstawy zęba	$h_1$	$h_1 = 1,16 M$
8. „ całkowita zęba	h	$h = h_1 + h_2 = 2,16 M$
9. Grubość zęba	a	$a = \frac{t}{2} = \frac{M\pi}{2}$

Przy dokładnej obróbce grubość zęba (a) i szerokość wrębu (l) są jednakowe, t. j. równe  $\frac{t}{2}$ . W większości jednak wypadków szerokość wrębu równa się  $\frac{41}{80} t$ , a grubość zęba  $\frac{39}{80} t$ , luz więc wynosi  $\frac{41-39}{80} t = \frac{1}{40} t$ ;

### 3. OBLICZENIA ELEMENTÓW KÓŁ ZĘBATYCH.

*Przykład 1.* Określić zasadnicze wymiary elementów koła zębatego, jeżeli  $Z = 50$  a  $M = 3$ .

Rozwiązanie:

$$D_z = M(z+2) = 3(50+2) = 3.52 = 156 \text{ mm}$$

$$D_p = M.z = 3.50 = 150 \text{ mm}$$

$$\text{Wysokość wierzchołka zęba } h_2 = M = 3 \text{ mm}$$

$$\text{Wysok. podstawy zęba } h_1 = 1,16 M = 1,16.3 = 3,48 \text{ mm}$$

$$\text{Wysok. całkowita zęba } h = h_1 + h_2 = 3 + 3,48 = 6,48 \text{ mm}$$

$$\text{Podziałka } t = Mz = 3.50 = 150 \text{ mm}$$

$$\text{Grubość zęba } a = \frac{t}{2} = \frac{150}{2} = 75 \text{ mm}$$

*Przykład 2.* Określić zasadnicze wymiary elementów koła zębatego  $Z_1 = 60$  zębów, które powinno pracować z istniejącym kołem.

Rozwiązanie: Najprzód mierzymy średnicę istniejącego koła ( $D_{z_1} = 208$  mm). Następnie ilość zębów tego koła ( $Z_1 = 50$ ). Określamy modul:

$$M = \frac{D_{z_1}}{Z_1 + 2} = \frac{208}{50 + 2} = \frac{208}{52} = 4$$

$$D_{z_2} \text{ szukanego koła} = M(Z_2 + 2) = 4(60 + 2) = 4.62 = 248 \text{ mm}$$

$$D_{p_2} = M.Z_2 = 4.60 = 240 \text{ mm}; h = 2,16 M = 2,16.4 = 8,64 \text{ mm.}$$

Dla prawidłowego zazębienia koła podziałowe powinny być styczne, dlatego też odległość między środkami kół powinna być:  $L = \frac{D_{p_1} + D_{p_2}}{2} = \frac{200 + 240}{2} = 220 \text{ mm}$

Ten ostatni wymiar trzeba mieć na uwadze przy montażu kół.

*Przykład 3.* Do warsztatu przyniesiono stare koło zębate  $Z_1 = 90$ , do którego należy dorobić drugie koło zębate  $Z_2 = 60$ .

Rozwiązanie: Najprzód będziemy się starali obliczyć modul. Dlatego też zmierzmy dokładnie suwmiarką średnicę zewnętrzną starego koła. Niech ta średnica po zmierzeniu wynosi  $D_{z_1} = 275,5$  mm.

$$\text{Wobec tego } M = \frac{D_{z_1}}{Z_1 + 2} = \frac{275,5}{90 + 2} = \frac{275,5}{92} = 3,01 \text{ zaokrąglamy do całkowitej liczby wg tabliczki modułów. Najbliższy modul całkowity} = 3 \text{ bierzemy do dalszego rachunku, a otrzymany z obliczeń } M = 3,01 \text{ odrzucamy jako wynik błędu powstałego przy pomiarze lub na skutek niedokładności w wykonaniu samego koła.}$$

Spróbujmy więc teraz dokładnie obliczyć średnicę  $D_{z_1} = M(Z_1 + 2) = 3(90 + 2) = 3.92 = 276 \text{ mm}$ ; Błąd pomiaru lub niedokładności obtoczenia średnicy wynosi

276—275,5 = 0,5 mm. Średnica podziałowa pierwszego koła  $D_{p1} = M \cdot Z_1 = 3,90 = 270$  mm.

Wymiary średnic drugiego koła, które mamy dorobić, będą:  $D_{p2} = M \cdot Z_2 = 3,50 = 150$  mm;  $D_{z2} = M (Z_2 + 2) = 3 (50 + 2) = 3,52 = 156$  mm.

**Przykład 4.** Do warsztatu przyniesiono stare koło zębate z powyrabianymi zębami, podług którego mamy wykonać takie samo nowe. Koło to posiada 110 zębów. Średnica zewnętrzna po zmierzeniu suwmiarką okazała się 561,5 mm.

Rozwiązanie: Obliczamy moduł  $M = \frac{D_z}{Z + 2} = \frac{561,5}{110 + 2} = \frac{561,5}{112} = 5,01$ . Otrzymany z rachunku moduł 5,01 jest wynikiem błędu, powstałego przy pomiarze, lub niedokładności obtaczania, wreszcie na skutek deformacji zębów podczas dłuższej pracy.

Wykonywując nowe koło, ustalamy w/g tablicy najbliższy całkowity moduł = 5.

Średnica zewn.  $D_z = M (Z + 2) = 5 \cdot 112 = 560$  mm. Średnica podziałowa  $D_p = M Z = 5 \cdot 110 = 550$  mm.

#### 4. PROFIL ZĘBA I NACINANIE ZĘBÓW.

Krzywa linia, tworząca profil zęba, musi być tak dobrana, aby koła podziałowe toczyły się po sobie bez ślizgania.

Temu warunkowi odpowiada wiele linii krzywych, ale w praktyce najczęściej stosujemy ewolwentę, czyli linię, jaką zakreśla prosta, gdy będziemy ją toczyć po kole.



Rys. 91. Budowa zęba o profilu ewolwentowym.

Profil zęba z dostateczną dla praktyki dokładnością może być wykreślony przy pomocy 2-ch promieni  $r_1$  i  $r_2$  z pomocą tabliczki Granta w zależności od ilości zębów. Oprócz koła zewnętrznego, podziałowego i podstawowego rysujemy jeszcze koło zasadnicze o promieniu mniejszym od promienia koła podziałowego o  $K = \frac{1}{60} D_p$ . Na kole tym leżą środki promieni  $r_1$  i  $r_2$ , które wykreślają profil lukami kół: dla liczby zębów od 10 do 36 — dwoma lukami, a dla większej liczby — jednym łukiem. W załączonej tabliczce podane są wartości tych promieni, odpowiadające modułowi  $M = 1$ . Aby więc odnaleźć potrzebne promienie, należy wartości  $r_1$  i  $r_2$  pomnożyć przez  $M$ .

W praktyce warsztatowej może czasami zająć potrzeba wykreślenia profilu dla przygotowania szablonu. Wykreśla się wtedy wrąb, według którego robi się szablon.

TABLICZKA GRANTA.

Z	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>	Z	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>
10	2.28	0.69	28	3.92	2.59
11	2.40	0.83	29	3.99	2.67
12	2.51	0.96	30	4.06	2.76
13	2.62	1.09	31	4.13	2.85
14	2.72	1.22	32	4.20	2.93
15	2.82	1.34	33	4.27	3.01
16	2.92	1.46	34	4.33	3.09
17	3.02	1.58	35	4.39	3.16
18	3.12	1.69	36	4.45	3.23
19	3.26	1.79	37—40	4.2	
20	3.32	1.89	41—45	4.63	
21	3.41	1.98	46—51	5.06	
22	3.49	2.06	51—60	5.74	
23	3.57	2.15	61—70	6.52	
24	3.64	2.24	71—90	7.72	
25	3.71	2.33	91—120	9.78	
26	3.78	2.42	121—180	13.38	
27	3.85	2.50	181—360	21.62	

*Przykład.* Według tabliczki Granta znajdź promienie  $r_1$  i  $r_2$  dla koła przy  $M = 3$  i  $Z = 24$ .  
 $r_1 = 3,64.3 = 10,92$  mm  
 $r_2 = 2,24.3 = 6,72$  mm

*Przykład.* Określ promienie profilu dla koła  $M = 5$  i  $Z = 60$   
 $r_1 = r_2 = 5,74.5 = 28,70$  mm.

Opisany wyżej profil ewolwentowy daje zarys zęba o szerokiej, mocnej podstawie, stosowany bywa w kołach, przenoszących względnie duże siły, wywołujące znaczny nacisk na zęby,

a także gdy przewidujemy szarpnięcia podczas ruchu. Profil ten jest stosunkowo łatwy do wykonania. Koła o zębach ewolwentowych, o ile posiadają jednakową podziałkę, zawsze mogą być ze sobą kojarzone bez względu na ilość zębów. Jako przykład mogą służyć koła zmianowe przy tokarkach. Wyłuszczone wyżej zalety profilu ewolwentowego wysunęły go na czoło w praktyce warsztatowej.

Inaczej wygląda ząb o profilu cykloidalnym. Krzywe cykloidalne powstają wtedy, gdy koło toczymy po linii prostej (cykloida), lub po kole (epicykloida), lub wreszcie w kole (hypocykloida).

Profil cykloidalny tworzy ząb o kształcie wciętych, trudniejszym do wykonania. Stępuje się rzadziej i tylko przy większych szybkościach obwodowych, gdzie wymagana jest bardzo duża równomierność biegu.

*Nacinanie zębów ewolwentowych* odbywa się krążkowym frezem modułowym na frezarce. Frezy dzielą się na dwie podstawowe grupy: z modulem 1) od 0,5 do 9 i 2) od 9,5 do 20 i wyżej. Komplet frezów dla pierwszej grupy składa się z 8-miu sztuk, a dla drugiej grupy z 15-stu sztuk.

Każdy frez przeznaczony jest do nacięcia określonej liczby lub grupy zębów.

Każdy moduł posiada swój komplet frezów, a więc 8 lub 15.

Na każdym frezie powinien być wybity Nr.  $M$  i  $Z$ . Np. Nr. 7  $M = 5$ ;  $Z = 55 - 134$  oznacza: frez Nr. 7 o mo-

**KOMPLET FREZOW**  
 dla M 0,5 — 9.

Nr. I.	Z.
1	12 — 13
2	14 — 16
3	17 — 20
4	21 — 25
5	26 — 34
6	35 — 54
7	55 — 134
8	135 — zębatka

**KOMPLET FREZOW**  
 dla M 9,5 — 20.

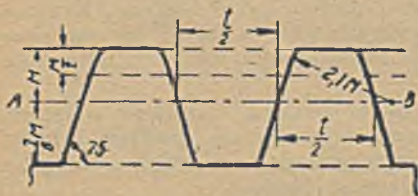
Nr. I.	Z.	Nr. I.	Z.
1	12	4 <sup>1/2</sup>	23 — 25
1 <sup>1/2</sup>	13	5	26 — 29
2	14	5 <sup>1/2</sup>	30 — 34
2 <sup>1/2</sup>	15 — 16	6	35 — 41
3	17 — 18	6 <sup>1/2</sup>	42 — 54
3 <sup>1/2</sup>	19 — 20	7	55 — 79
4	21 — 22	7 <sup>1/2</sup>	80 — 134
		8	135 — zębatka

dułu nacinanych zębów = 5 przeznaczony jest dla liczby zębów 55 — 134.

Można również nacinac koła zębate czolowe: 1) na frezarce obwodniej *modułowym frezem ślimakowym* oraz 2) przy bardzo dokładnym wykonaniu na specjalnych maszynach (dłutownicach) do kół zębatach.

### 5. ZĘBATKA I ZAZĘBIENIE WEWNĘTRZNE.

Gdybyśmy przecięli wieniec koła zębatego i rozprostowali go, to otrzymalibyśmy *zębatkę*. Budowa zębatki jest przedstawiona na rys. 92. Koło podziałowe tutaj jest linią



Rys. 92. Zębatka.



Rys. 93. Koło o zazębieniu wewnętrznym.

prostą AB. Dla prawidłowego zazębienia środek koła zębatego, pracującego z zębatką, powinien leżeć w odległości promienia koła podziałowego od prostej AB, czego należy przestrzegać przy montażu.

Jeśli byśmy zębatkę wygięli w koło, w ten sposób, że zęby znalazłyby się wewnątrz koła pracującego z innym mniejszym kołem, to otrzymalibyśmy koła zębate cylind-

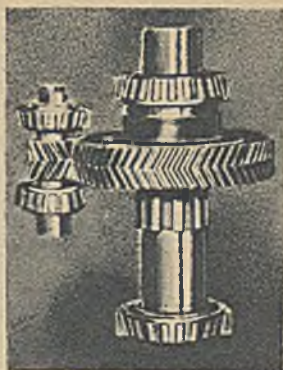
ryczne o zazębieniu wewnętrznym (rys. 93), które należy odróżniać od kół zębatach cylindrycznych o zazębieniu zewnętrznym (rys. 89).

## 6. KOŁA ZĘBATE O ZĘBACH SKOŚNYCH i DASZKOWYCH.

Ze względu na kierunek zębów na obwodzie dzielimy koła zębata czołowe na koła o zębatach prostych (rys. 88 i 89), które jednak po pewnym czasie pracują hałaśliwie



Rys. 94. Koło o zębatach skośnych.



Rys. 95. Koło daszkowe.

i nierównomiernie. Wynika to z tego, iż pomiędzy zębami istnieją luzy, które się zwiększają w miarę wyrabiania się zębów. Koła o zębatach skośnych (Rys. 94) pracują spokojniej, gdyż mają dłuższą linię zazębienia, i parcie rozchodzi się na większą powierzchnię. Koła te mniej się zużywają. Posiadają jednak tę niedogodność, że powodują jednostronny nacisk w kierunku osi. Koła o zębatach daszkowych (rys. 95) posiadają zalety kół o zębatach skośnych, t. j. długą linię zazębienia, rozkład ciśnienia na dużą powierzchnię, spokojny i równomierny bieg oraz małe zużycie.

Oprócz tego nie wywołują parcia wzdłuż osi, gdyż daszek, wytworzony z 2-ch przeciwległych ukośnych zębów, sam znosi boczny nacisk poosiowy. Koła te stosują się przy napędzie dużych mas (np. w walcowniach) i przy dużej sile pędzącej oraz dużej przekładni.

## 7. PRZEKŁADNIE ZĘBATE.

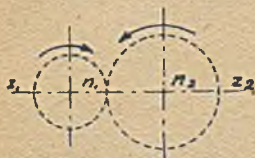
Wszystko, cośmy mówili o przekładni napędu pasowego, może się stosować i do kół zębatach (cylindrycznych

i stożkowych) przy czym średnice kół pasowych odpowiadają średnicom podziałowym kół zębatach.

Ale w kołach zębatych średnice kół podziałowych są proporcjonalne do ilości zębów tegoż koła. Dlatego też przeważnie dla uproszczenia rachunku przeprowadzamy obliczenia z ilościami zębów, a nie średnicami kół podziałowych. Powyższe jest tym bardziej dogodnie, że ilości zębów są liczbami całkowitymi. Koła pośrednie nie wpływają na ilość obrotów przekładni, zmieniają jedynie kierunek ruchu.

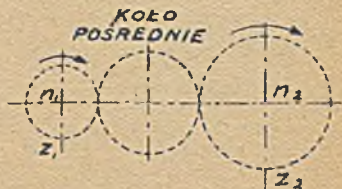
Z powyższego wynika, że:  $\frac{D_1}{D_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$  czyli, że:  $\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{n_2}{n_1}$ , a więc ilości zębów tak się mają do siebie, jak odwrotności ilości obrotów. Stosunek  $\frac{D_1}{D_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{n_2}{n_1}$  nazywamy *przekładnią*.

W zwykłym napędzie zębatym, przekładnia wynosi od 4 do 6, a w dźwigach dochodzi do 10.



Rys. 96.

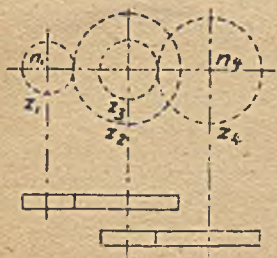
Przekładnia zębata pojedyncza.



Rys. 97.

Przekładnia zębata pojedyncza z kołem pośrednim.

**Przykład.** Mamy podwójną przekładnię zębatą z dwoma pędzącymi kołami zębatymi  $Z_1 = 25$  i  $Z_3 = 75$  i dwoma pędzonymi kołami  $Z_2 = 50$   $Z_4 = 100$ . Pierwsze koło  $Z_1$  robi  $n_1 = 60$  obr./min. Ile obrotów robi koło zębate  $Z_4$ ?



Rys. 98. Podwójna przekładnia zębata.

**Rozwiązanie:** Liczba obrotów

$$n_4 = \frac{n_1 Z_1 Z_3}{Z_2 Z_4} = \frac{60 \cdot 25 \cdot 75}{50 \cdot 100} = 22,5 \text{ obr./min}$$

Liczbę tę otrzymaliśmy w ten sposób, że mnożyliśmy liczbę obrotów pierwszego pędzącego koła, przez przekładnię, która wyraża się ułamkiem o liczniku, równym iloczynowi ilości zębów wszystkich pędzących kół i mianowniku, równym iloczynowi ilości zębów wszystkich pędzonych kół.



## 8. KOŁA ZĘBATE STOŻKOWE.

Koła zębate stożkowe mają zastosowanie przy przenoszeniu ruchu w wałkach, leżących w jednej płaszczyźnie, ale pod kątem do siebie. W praktyce najczęściej spotkamy koła, pracujące pod kątem prostym. Są to właściwie stożki ścięte, zębate, których wierzchołki oraz krawędzie zębów schodzą się we wspólnym wierzchołku. Na rys. 99 widzimy takie stożki ścięte, nazywamy je *stożkami podziałowymi*. Wierzchołki zębów wystają ponad powierzchnię stożka podziałowego, a podstawy zębów nacięte są w jego czole. Oczywiście, że odlew, z którego mamy wykonać koło stożkowe, musi być większy od stożka podziałowego o wysokości wierzchołka plus dodatek na obróbkę.



Rys. 99. Stożki podziałowe.



Rys. 100. Koła zębate stożkowe.

Dla obliczeń elementów kół stożkowych musimy znać  $M$ ,  $Z_1$  i  $Z_2$ , gdzie  $Z_1$  — liczba zębów większego koła, a  $Z_2$  — liczba zębów mniejszego koła. Wtedy średnice podstaw stożków podziałowych będą różne: dla większego koła  $D_1 = MZ_1$  a dla małego  $D_2 = MZ_2$ . Musimy tu nadmienić, że stosunki wymiarów poszczególnych elementów są tu takie same, jak w kołach cylindrycznych.

Wysokość wierzchołka zęba u podstawy stożka =  $M$ ,  
Wysokość podstawy zęba w tym samym miejscu =  $1,16 M$ .

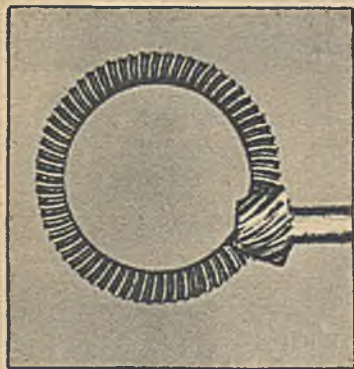
W przeciwieństwie do kół cylindrycznych, koła stożkowe oblicza się tylko *parami*. Koła te, oprócz jednego modułu, mogą pracować tylko przy pewnej określonej liczbie zębów na każdym kole. Na rysunkach warsztatowych podawany jest zawsze moduł oraz liczba zębów każdego koła.

Stosunek między ilością zębów a liczbą obrotów jest taki sam, jak w kołach cylindrycznych.

Zęby w kołach stożkowych, otrzymane przez frezowanie frezem krążkowym na frezarce uniwersalnej, nie są dokładne. Dokładną obróbkę zębów otrzymać można na spe-

cyjnych maszynach, do tego celu skonstruowanych (np. kopiowa strugarka do kół zębatach stożkowych).

Koła zębata stożkowe o zębach prostych, podobnie jak koła czołowe, posiadają krótką linię zazębienia i po pewnym wyrobieniu pracują hałaśliwie oraz nierównomiernie (szarpnięcia). Dlatego też w praktyce spotykamy koła stożkowe z zębami śrubowymi, których zadaniem jest utrzymanie spokojniejszego biegu oraz większej przekładni. Podobnie jak w kołach czołowych, skret zęba zwiększa i tutaj linię zazębienia, co pozwala na wykonywanie kół o mniejszej ilości zębów oraz na stosowanie dość dużych przekładni (1:10).



Rys. 101. Koło stożkowe o zębach śrubowych.

Teoria i praktyka wykonania kół stożkowych z zębami śrubowymi należy do zagadnień dość skomplikowanych.

## 9. ŚLIMAK I ŚLIMACZNICA.

Jeśli będziemy kręcić śrubę, a nakrętce nie pozwolimy się obracać, to ta ostatnia będzie się przesuwać wzdłuż osi śruby. Gdybyśmy zrobili nakrętkę dostatecznie długą, rozcięli ją wzdłuż osi i następnie owinęli wieniec koła w ten sposób, że rozcięty gwint byłby nazewnątrz, to przy zetknięciu i obracaniu śruby okaże się, że koło, podobnie jak to robiła nakrętka, będzie się przesuwać, a więc obracać, (rys 102).



Rys. 102.  
Tworzenie się ślimacznicy.

Taki mechanizm nazywa się *napędem ślimaczym*; sama śruba — *ślimakiem*, a koło zębata — *ślimacznicą*.

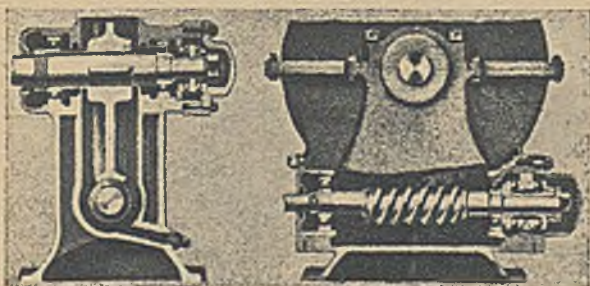
Gwint jest przeważnie *trapezowy*. Profil gwintu ślimaka robi się taki, jak w zębacie (rys. 92) a w ślimacznicy wszystkie elementy jak w kołach zębatach cylindrycznych.

Aby wykonać ślimacznicę, trzeba mieć Mi Z. Nacinać zęby można frezem modułowym krążkowym na frezarce uniwersalnej lub frezem moduło-

wym ślimakowym na frezarce obwodnej. Oś ślimaka powinna leżeć w płaszczyźnie symetrycznej AB koła (rys. 103).

Ślimaki bywają jednozwojne lub wielozwojne. Na rysunkach roboczych wskazany jest zawsze moduł, ilość zębów, a także liczba zwojów ślimaka.

Przeważnie ślimak jest częścią napędzającą, i ruch idzie od ślimaka do koła. Przykład takiego napędu ślimaczego widzimy w mechanizmie suwnika tokarki (rys. 64), gdzie ślimacznica jest zarazem częścią sprzęgiełka ciernego. Wogóle napędów ślimaczych używa się tam, gdzie od dużej ilości obrotów trzeba przejść do małej. Np. w dźwigach, napędzanych od elektromotorów i. t. p.



Rys. 103. Napęd ślimaczy.

Skutek użyteczny napędu ślimaczego maleje wraz ze zmniejszeniem kąta nachylenia linii śrubowej. Przy małym nachyleniu w ślimakach jednozwojnych zęby prędko się zużywają. Gdy tymczasem ślimaki wielozwojne o dużym nachyleniu wykazują skutek użyteczny, dochodzący do 0,9. Materiał na ślimaki: stal lub brąz, a na ślimacznice stal łana, żeliwo, a niekiedy wieńce brązowe.

Przekładnia napędu ślimaczego jest to stosunek ilości zwojów ślimaka  $Z$  do ilości zębów ślimacznicy  $Z_2$ . Np. jeżeli ślimak dwuzwojny pracuje z kołem o 50 zębach, to przekładnia

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{2}{50} = \frac{1}{25}$$

Znając liczbę obrotów na minutę ślimaka  $n$ , oraz przekładnię napędu, można obliczyć, ile obrotów zrobi ślimacznica w tym samym czasie. Aby to wykonać, należy pomnożyć liczbę obrotów ślimaka przez przekładnię:  $n_2 = \frac{n \cdot Z_1}{Z_2}$ .

Przykład. Ślimak trójzwojny. Liczba obrotów koła 60. Ile obrotów na minutę robi koło, jeśli ślimak wykona 200 obr/min.

Rozwiązanie: Szukana liczba obrotów ślimacznicy  

$$n_2 = \frac{n_1 Z_1}{Z_2} = \frac{200 \cdot 3}{60} = 10 \text{ obr/min.}$$
 Widzimy więc, że ślimak robi dużo obrotów (200), a ślimacznica względnie mało (10).

### 10. KOŁA ŚRUBOWE.

Jeżeli chcemy przenieść ruch pomiędzy dwoma wałkami krzyżującymi się, możemy to skutecznie za pomocą kół stożkowych oraz trzeciego wału pośredniego, albo też za pomocą *kół śrubowych*. Koła śrubowe są to koła zębate cylindryczne z zębami skośnymi o względnie dużym kącie pochylenia i tym się różnią od ostatnich, że służą do napędzania wałów nierównoległych, gdy tymczasem koła o zębach skośnych, jak już wiemy ze str. 57, napędzają wały równoległe.

Prędkości obwodowe tych kół nie są jednakowe, a stosunek tych prędkości zależy jest od kąta pochylenia linii śrubowych.

Tylko w tym wypadku, gdy kąt pochylenia  $\alpha = 45^\circ$ , prędkości obwodowe będą równe. W kołach tych powstają duże straty pracy oraz zużycie zębów skutkiem tarcia. Materiałem na koło, które robi dużą ilość obrotów, jest stal, dla koła zaś o mniejszej liczbie obrotów — brąz; przy małych obciążeniach oba koła bywają żeliwne. Obróbka kół śrubowych odbywa się ślimakowym frezem modułowym na frezarce obwiedniej.



Rys. 104. Koła śrubowe.



## SPIS RZECZY.

### PĘDNIE.

1. Pędnie	3
2. Wały	3
3. Praca i wytrzymałość wału	4
4. Osie	6
5. Czopy	6
6. Łożyska ślizgowe	8
7. „ zamknięte	9
8. „ „ z całkowitymi stożkowymi panewkami	10
9. „ otwarte	11
10. „ samosmary	13
11. „ otwarte z panewkami 4-dzielnymi	15
12. „ oporowe	16
13. Smarowanie łożysk	16
14. Smarownice	18
15. Łożyska kulkowe	20
16. „ rolkowe	23
17. „ kulkowe oporowe	24
18. Ustawianie i dozór łożysk kulkowych	25
19. Podpory do łożysk	28
20. Pierścienie osadcze.	29
21. Sprzęgła	29
22. Napęd pasowy	32
23. Obliczanie średnic kół	35
24. Pasy	38
25. Określanie szerokości i długości pasa	40
26. Konstrukcja kół pasowych	41
27. Osadzanie kół pasowych na wałki	44
28. Napęd kliniasty	46
29. „ łańcuchowy	47
30. Ustawienie i obsługa pędni	48

### KOŁA ZĘBATE.

1. Koła zębate czołowe	50
2. Modul	51
3. Obliczanie elementów kół zębatych	53
4. Profil zęba i nacinanie zębów	54
5. Zębatka i zazębienie wewnętrzne	56
6. Koła zębate o zębach skośnych i daszkowych	57
7. Przekładnie zębate	57
8. Koła zębate stożkowe	59
9. Ślimak i ślimacznica	60
10. Koła śrubowe	62

BIBLIOTEKA GŁÓWNA  
Politechniki Śląskiej

Gab. Dyr.  
2059/2

Druk: Drukarnia Gliwice, ul. Zwycięstwa 27, tel. 230 49 50